Міністерство освіти і науки України,
Національна металургійна академія України,
Інститут чорної металургії ім. З.І. Некрасова
НАН України

МАТЕРІАЛИ
Всеукраїнської науково-технічної конференції

МЕХАНІКА МАШИН – ОСНОВНА СКЛАДОВА ПРИКЛАДНОЇ МЕХАНІКИ

присвяченої 110-річчю з дня народження

Кожевнікова Сергія Миколайовича

чл.-кор. АН України, проф., д.т.н.

11-13 квітня

Дніпро – 2017

Міністерство освіти і науки України,
Придніпровський науковий центр НАН України і МОН України,
Національна металургійна академія України,
Інститут чорної металургії ім. З.І. Некрасова НАН України,
Інститут геотехнічної механіки імені М.С. Полякова НАН України,
Інститут технічної механіки Національної академії наук України та
Національного космічного агентства України,
Дніпропетровський національний університет залізничного транспорту
імені академіка В. Лазаряна,
Національний гірничий університет,
Придніпровська державна академія будівництва та архітектури,
Дніпропетровський національний університет імені Олеся Гончара,
Механіко-машинобудівний інститут НТУУ «КПІ імені Ігоря Сікорського»,
Інститут механіки імені С.П. Тимошенко НАН України,
Одеський національний політехнічний університет,
Херсонський національний технічний університет,
Кіровоградський національний технічний університет,
Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя,
Кременчуцький національний університет імені Михайла Остроградського,
Запорізький національний технічний університет,
Донбаська державна машинобудівна академія,
Сумський державний університет,
Вінницький національний технічний університет,
Інститут інженерної механіки та транспорту національного університету
«Львівська політехніка»,
Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут»,
Приазовський державний технічний університет,
Дніпровський державний технічний університет,
Національний аерокосмічний університет ім. М.Є. Жуковського
«Харківський авіаційний інститут».

Матеріали
Всеукраїнської науково-технічної конференції
«МЕХАНІКА МАШИН – ОСНОВНА СКЛАДОВА ПРИКЛАДНОЇ МЕХАНІКИ»

присвяченої 110-річчю з дня народження

Кожевнікова Сергія Миколайовича

чл.-кор. АН України, проф., д.т.н.

11-13 квітня

Дніпро – 2017

Матеріали Всеукраїнської науково-технічної конференції «Механіка машин – основна складова прикладної механіки». – Дніпро: НМетАУ, 2017. – 366 с.

В матеріалах конференції розглянутий сучасний стан проблем механіки машин, встановлені тенденції розвитку методів розрахунків і проектування машин та механічних систем. Розглянуті нові теоретичні і прикладні результати досліджень у галузі прикладної механіки, проблеми надійності, міцністі елементів машин і агрегатів та енергозбереження. Розглянуті питання застосування сучасних технічних і технологічних засобів машинобудування, автоматичного проектування, математичного моделювання процесів і машин.

Намічені перспективні напрями досліджень в області прикладної механіки, пружної динаміки машин, теорії механізмів і машин та технології машинобудування; запропоновані технічні рішення для промисловості в розрахунках, технології і проектуванні машин та механічних систем.

В цих матеріалах публікуються основні результати наукових досліджень провідних вчених України, викладачів, аспірантів та студентів ВНЗ.

Збірник розрахований на наукових і інженерно-технічних робітників ВНЗ, конструкторських організацій і промислових підприємств.

Відповідальний редактор: Добров І.В., д.т.н., проф.

Відповідальний за випуск: Маліч М.Г., к.т.н., доц.

Комп’ютерне макетування: Коптілий О.В.

Відповдно до пункту №61 листа Міністерства освіти і науки України від 06. 03. 2017 №1/9-125 переліку проведення наукових конференцій з проблем вищої освіти і науки в системі Міністерства освіти і науки України на 2017 рік.

Адреса редакційної колегії: Національна металургійна академія України,
пр. Гагаріна, 4, м. Дніпро, 49600, Україна.

ISBN 978-966-331-578-2

Автори опублікованих матеріалів несуть відповідальність за підбір і точність наведених фактів, цитат, економіко-статистичних даних, імен та інших відомостей, а також за те, що матеріали не містять даних, які не підлягають відкритій публікації.
Всі матеріали публікуються в авторській редакції.

© Національна металургійна академія України, 2017

ПРОГРАМНИЙ КОМІТЕТ КОНФЕРЕНЦІЇ

Голова - Величко О.Г., чл.-кор. НАН України, д.т.н., проф., ректор НМетАУ.

Співголова - Бабаченко О.І., д.т.н., с.н.с., директор ІЧМ ім. З.І. Некрасова НАН України.

Члени програмного комітету: д.т.н., проф.:

Алієв І.С.
Бєліков С.Б.
Бейгул О.О.
Бешта О.С. – *чл.-кор. НАНУ*
Большаков В.І.
Білодіденко С.В.
Бобир М.І. – *чл.-кор. НАНУ*
Вереньов В.В.
Головко В.І.
Гудрамович В.С. – *чл.-кор. НАНУ*
Данильченко Ю.М.
Дзюба А.П.
Дирда В.І.
Дмитрієв Д.О.
Драгобецький В.В.
Дядюра К.О.
Засельский В.Й.
Іщенко А.О.
Кириченко А.М.
Ковалєвський С.В.
Кузнєцов Ю.М.
Луців І.В.
Малащенко В.О.
Меньшиков В.О.
Мямлін С.В.
Надутий В.П.
Огороднiков В.А.
Проців В.В.
Ракша С.В.
Розов Ю.Г.
Тітов В.А.
Ткаченко Е.А.
Ткачук М.А.
Яглінський В.П.

ОРГАНІЗАЦІЙНИЙ КОМІТЕТ КОНФЕРЕНЦІЇ

Голова: Пройдак Ю.С. – д.т.н., проф., проректор НМетАУ

Заступники:

Добров І.В. – д.т.н., проф. НМетАУ,

Єрмократьев В.О. – к.т.н., доц. НМетАУ,

Муравйова І.Г. – д.т.н., с.н.с., ІЧМ НАНУ.

Члени оргкомітету: к.т.н., проф., Колісник М.П.;

к.т.н., доц: Гришин В.С., Морозенко О.П., Назарець В.С., Маліч М.Г., Погребняк Р.П., Шевченко В.Г.; к.т.н., с.н.с.: Лисиця М.І., Маркова О.М., Меркулов О.Є.; н.с. Юнаков О.М.

Секретар оргкомітету Негруб С.Л. – к.т.н,доц.

Технічні секретарі: Баранова І.О., Коптілий О.В., Родіонов М.О., Рубан В.М.

110-річчя з дня народження Кожевнікова Сергія Миколайовича, видатного вченого в галузі механіки машин

Сергій Миколайович
на кафедрі прикладної механіки
ДМетІ (1947 р.)

Сергій Миколайович блискуча особистість, талановита людина, засновник, визнаної в усьому світі, наукової школи динаміки машин, він став одним з видатних вчених України.

Кандидат технічних наук за сукупністю праць у віці 31 року, доктор технічних наук в 34 роки (блискучий захист дисертації в МВТУ), Член-кореспондент АН України, Лауреат Державної премії, один із засновників Міжнародної федерації з теорії механізмів і машин IFTOMM – такий стрімкий та плодотворний життєвий шлях цієї неординарної особистості. Він залишив після себе величезну наукову та педагогічну спадщину: засновник світової наукової школи з динаміки важких машин, де підготовлено більш ніж 80 кандидатів та докторів наук; керівник Дніпропетровської та Київської філій Всесоюзного семінару з теорії механізмів і машин; енциклопедія «Механізми» видавалася чотири рази на чотирьох іноземних мовах; класичний підручник «Теорія механізмів і машин» видавався чотири рази та перекладений на п'ять іноземних мов, декілька монографій зі структурного аналізу і синтезу механізмів та динаміки машин з пружними зв'язками, загалом більше ніж 500 наукових праць; творець унікальної, найкращої в ті роки, лабораторії теорії механізмів і машин.

Складна, невгомонна та непосидюча людина зі світовим науковим ім'ям, професор Кожевников працював у найпрестижніших вишах Москви та Києва, однак найплідніші роки його роботи пов'язані з рідною Дніпропетровщиною, де він 16 років працював у ДМетІ та ІЧМ. Тут сформувалася його наукова школа, тут він прочитав свої найкращі лекції, тут проводив загальносоюзні наукові семінари, тут створив потужні опорні кафедри, звідси їздив читати лекції в Америку та Європу.

В цілому творчий доробок Сергія Миколайовича добре характеризує його сучасник Олександр Врігазов (Болгарія) «Ви з часів перших книг продовжуєте бути прикладом і викликати захоплення читачів ясністю, глибиною і точністю розгляду нелегких сучасних проблем механіки машин». Це спадщина нам – представникам механіків, в першу чергу дніпропетровського регіону, де проходила основна викладацька і науково-технічна діяльність Сергія Миколайовича. Цю плідну та улюблену творчість Сергія Миколайовича Кожевнікова необхідно підтримувати і розвивати на Всеукраїнських та Міжнародних науково-технічних конференціях присвячених механіці машин, як основної складової прикладної механіки.

Оргкомітет конференції

УДК 621.9.06

Кузнецов Ю.Н., д.т.н., проф.

КПИ им. Игоря Сикорского

БУДУЩЕЕ СТАНКОСТРОЕНИЯ – СЕРДЦЕВИНЫ МАШИНОСТРОЕНИЯ УКРАИНЫ

Введение

Основная черта современности – ориентация производства на рынок, что невозможно без интеграции науки, образования, производства и сферы обслуживания, а также достижения таких основных целей: 1. Повышение производительности. 2. Повышения качества продукции. 3. Снижение затрат на производство при экономии энергии и материальных ресурсов. 4. Улучшение и снижение доли физического труда. 5. Облегчение и сокращение монотонного интеллектуального (умственного) труда. 6. Расширение технологических и функциональных возможностей оборудования. Это определило мировые тенденции развития машиностроения[3,4]. Достижение указанных целей в независимом высокоразвитом государстве невозможно без отечественного станкостроения – сердцевины машиностроения, где основная продукция – станки рассматриваются как машины, создающие другие машины. Без станков невозможно изготовление другого технологического оборудования, других технических систем (ТС) различного функционального назначения, которые относятся к антропогенным системам (АГС) [1], изменяющимся во времени в результате целенаправленной деятельности Человека.

Цель – на основе анализа критического состояния отечественного станкостроения предложить пути выхода из кризиса с учетом последних достижений современной науки и проиллюстрировать на примерах междисциплинарного системно-структурного подхода.

Состояние проблемы

Станкостроение с первых лет советской власти избрало стратегически губительный девиз «Догнать и перегнать!» (первые токарные станки московского завода «Красный пролетарий» назывались ДИП-200 – догнать и перегнать, высота центров 200 мм, но они, даже с ЧПУ, например, мод. 16К20Ф3С1, так и не перегнали подобные станки ведущих инофирм). Нас всегда убеждали в том, что надо идти в фарватере ведущих фирм и стран, глядя им в зад и беря за основу разработки, увиденные на международных выставках. В конце 80-х годов прошлого столетия были попытки идти другим путем (пример – Ивановский станкозавод, который начал изготавливать многоцелевые станки типа ИР-500 на современном уровне, используя модульный принцип, Киевский завод станков-автоматов им. Горького, который изготовил первенцы многошпиндельных токарных автоматов с ЧПУ). Однако случилось непредвиденное и Украина, занимавшее второе место в СССР после Российской Федерации, потеряла лидерство, а многие станкостроительные заводы сдали свои позиции и даже прекратили свою деятельность, например, прекратило существовать ОАО «Веркон», ранее широко популярное производством многошпиндельных токарных автоматов и полуавтоматов полной гаммы типоразмеров – от наилегчайших до сверхтяжелых [4]. Сегодня есть ещё возможность (при изменении подхода со стороны государства) возродить отечественное станкостроение и другие отрасли машиностроения (авиастроение, судостроение, сельхозмашиностроение, приборостроение). Для этого необходимо избрать стратегически верный девиз **«Опередить, не догоняя!»** и осуществить инновационный прорыв в сфере науки, образования и производства, используя последние достижения в различных науках (генетике, кибернетике, информатике, синергетике, соционике и др.), объединенных в

междисциплинарную область знаний и построенных на едином структурно-системном подходе (пример НБИК – технологии: НАНО, БИО, ИНФО, КОГНИ) [1,2.5].

Предлагаемый научный подход, обеспечивающий инновационный прорыв

Постулат нового научного подхода – от живой Природы к созданию антропогенных систем, к которым относятся статические и динамические машинные, электрические, строительные ТС, благодаря интеллекту Человека, являющегося мерой всех вещей, что задекларировано в философских идеях и пророчестве акад. Вернадского В.И.: «С появление на нашей планете одаренного разумом живого существа планета переходит в новую стадию своей истории. Биосфера переходит в ноосферу (сферу разума)… Мы только начинаем создавать непреодолимую мощь научной мысли, величайшей творческой силы Homo Sapiens, человеческой свободной личности, величайшего нам известного проявления её космической силы, царство которой впереди. Создание новых развивающихся ТС невозможно без анализа и учета накопленного человеческого опыта, который как генетическая информация на различных носителях переносится из поколения в поколение. История развития человеческого общества и эволюция техники всегда была связана с механикой [6]. Однако с открытием электричества оказалась немыслимой в настоящее время жизнедеятельность Человека и развитие ТС без него [1]. Электричество стало основным источником энергии ТС и первичным преобразователем её альтернативных источников (воды, ветра и солнца), конкурируя с бензином и газом. Эта тенденция определила особую роль электромеханической науки, связанной с исследованием и созданием электромеханических преобразователей энергии, которая непосредственно используется в процессах производства, транспортировки, распределения и потребления электрической энергии. По аналогии с предложенной проф. Шинкаренко В.Ф. периодической системой электромагнитных элементов (первичных источников электромагнитного поля), названных электромагнитным геном, и благодаря принципам самоорганизации и генетическому принципу «от простого к сложному» предложен новый взгляд на материальную точку, как носителя генетической информации при создании ТС типа «объект» и «процесс» [2,3]. Эта материальная точка на генетическом уровне условно названа механическим геном и несёт информацию о поступательных и вращательных движениях, нагрузках и их направлениях (рис. 1).

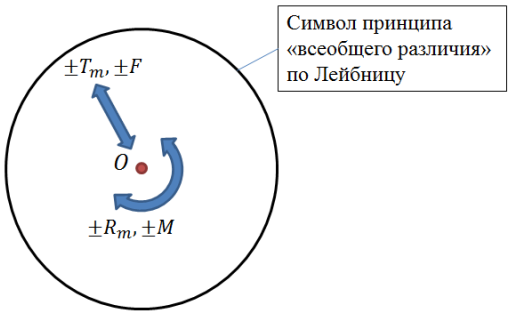


Рис. 1. Материальная точка (т.О) – механический ген, несущий информацию о виде перемещений и нагрузок поступательных ($\pm T_m; \pm F$) и вращательных ($\pm R_m; \pm M$) с указанием направления

Материальная точка может быть неподвижной, как информация о статических АГС типа «объект» (орудия труда, сооружения, несущие системы технологического оборудования), и подвижной, как информация о динамических АГС типа «процесс» [1-3]. Благодаря плодотворному сотрудничеству механиков и электромехаников с использованием подходов в генетической электромеханике и универсальных генетических операторов синтеза (репликации, инверсии, скрещивания, кроссинговера, мутации) [4-6] созданы принципиально новые механизмы, узлы и станки, в которых механические передачи заменены электромагнитными: мотор-головки многошпиндельные (патент Украины №110074); мотор-головки револьверные (патент Украины №109191); мотор-барабан шпиндельный; многокоординатный мобильный сверлильно-фрезерный станок пирамидальной компоновки (патент Украины №101447).

Говоря о будущем развития мирового и отечественного станкостроения [2,4], необходимо обратиться к научному подходу, известным и новым методам прогнозирования и предвидения на 50-100 и более лет вперед. Различают следующие виды предвидения в технике: научное (инженерное) прогнозирование; научное предвидение; генетическое предвидение [5]. При научном прогнозировании на глубину до 20-30 лет эффективным может быть системно-морфологический подход [4], проиллюстрированный на примере станка будущего (рис.2).

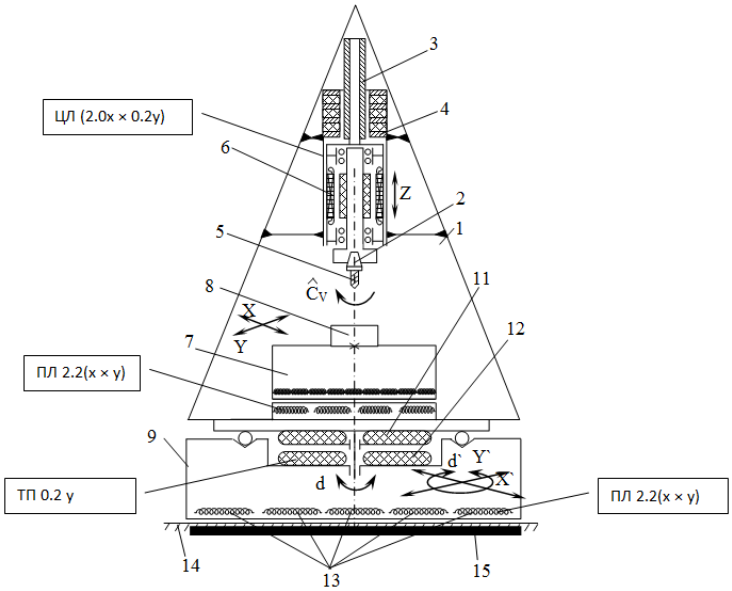


Рис.2. Многокоординатный мобильный сверлильно-фрезерный станок будущего без механических передач по патенту на изобретение №101447 с генетическими кодами узлов (механизмов) [

Долгосрочный прогноз с вероятностью свершения 100% на основе генетического предвидения можно представить в виде пирамиды предвидения (рис. 3).

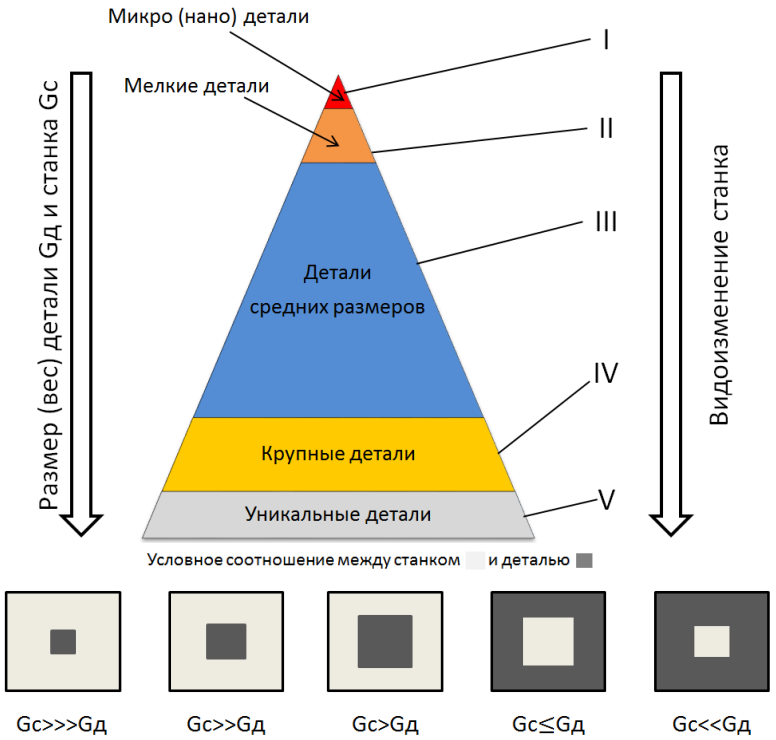


Рис. 3. Геометрическая интерпретация генетического предвидения будущего станкостроения

С увеличением размера (веса) детали Gд и станка Gс меняется их соотношение и вид станка:1.Быстрособираемые и ультрапрецизонные мини-станки из модулей в кейсе со встроенной системой компьютерного управления. 2.Настольные станки или 3D-принтеры с искусственным интеллектом, управляемые от компьютера (смартфона) или чипа в голове человека. 3.Напольные (наземные) мобильные многокоординатные станки-робокары с каркасно-оболочечной несущей системой, перемещаемые по цеху и одновременно обрабатывающие детали. 4.Здание (цех) с установленной на полу заготовкой (возможно выращенной с помощью 3D-принтера), по стенам и потолку которого перемещаются интеллектуальные станки-роботы. 5.Открытая площадка под навесом, на полу которой установлена заготовка (возможно выращенная с помощью 3D-принтеров), а вокруг нее и по ней перемещаются интеллектуальные станки-роботы с инструментами различного назначения и исполнения.

Для всех станков будущего при приближении формы заготовки к форме готовой детали, т.е. при существенном уменьшении снимаемых припусков, сил резания и при высоких скоростях обработки, а также с переходом к каркасным и оболочечным несущим системам (станинам, колоннам, стойкам и т.п.) отпадает необходимость в фундаментах, начиная от мини-станков и вплоть до уникальных.

Заключение

Становится очевидно, что Человек не является единоличным творцом технологического прогресса, как считалось ранее, а остается лишь учеником Природы. Всё, что изобретено многими поколениями специалистов, Природа давно предусмотрела в своих генетических программах. Природа устанавливает законы структурной организации, создает генетические программы развития сложных систем и диктует строгие правила их построения. Наступает эра перехода от виртуального к реальному, так как основой прогресса материального производства («больше-лучше-дешевле») были и остаются производственные технологии и технические средства (материальные и энергетические потоки), а не компьютеры, приучающие к виртуальным работам и относящиеся к информационным потокам, которые всегда являются только вспомогательными и вторичными. Станкостроение Украины можно и нужно возродить, вооружившись девизом «Перегнать, не догоняя!».

Список литературы

1. *Балашов Е.П. Эволюционный* синтез систем /Е.П. Балашов – М.: Радио и связь, 1985. – 328с.
2. *Кузнецов Ю.Н. Эволюционный* и генетический синтез технологического оборудования нового поколения // Резание и инструмент в технологических системах: Междунар. науч. – техн. сб. – Харьков: НТУ «ХПИ», 2008. – Вып. 85. - с.149-162.
3. *Кузнецов Ю.Н. Новый* взгляд на материальную точку как носителя генетической информации при создании технических систем //Материалы Международной научно-практической конференция «Фундаментальные основы механики», Новокузнецк: НИЦ МС, 2016. - №1.- с.26-40.
4. *Кузнєцов Ю.М. Сучасний* стан, перспективи розвитку і виробництва металорізальних верстатів в Україні // Вісті Академії інженерних наук України, №1(41), 2011. – с.2-10.
5. *Шинкаренко В.Ф. Генетическое* предвидение как системная основа в стратегии управления инновационным развитием технических систем // Праці Таврійського держ. агротехн. унів. – Вип. 11. – Том 4. – 2011. – с.3-19.
6. *Yuriy Kuznetsov*, Vasyl Shynkarenko. *The genetic* approach is the key to innovate synthesis of complicated technical systems // Journal of the Technical University – Sofia, Plovdiv branch, Bulgaria. Fundamental sciences and application, Vol. 16, book 2, 2011. – p.p. 15-34.

УДК 539.3

Гузь А.Н., академик НАН Украины, Ткаченко Э.А., д.т.н., проф.

Институт механики НАНУ

ЗАДАЧИ ВОЛНООБРАЗОВАНИЯ В ТЕРМОНАПРЯЖЕННЫХ ФУТЕРОВОЧНЫХ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ОБОЛОЧКАХ МЕТАЛЛУРГИЧЕСКИХ АГРЕГАТОВ

Тепловые напряжения, возникающие в конструкции металлургического оборудования, предварительно нагруженных внешними сжимающими нагрузками, способствуют разрушению футеровок. Если при нагружении внешним давлением футеровочная оболочка работает в неравномерном тепловом поле с перепадом температуры в радиальном направлении, то сжимающие напряжения в отдельных участках от действия избыточного давления и неравномерного нагрева и при недостаточно высоких местных критических напряжениях может произойти потеря несущей способности футеровки.

От неравномерного распределения температуры в срединной плоскости оболочки возникают взаимно уравновешивающиеся температурные напряжения. При определенной неравномерности распределения температуры в срединной поверхности оболочки цилиндра возникают такие сжимающие напряжения, которые в сжатой зоне могут вызвать выпучивание.

Рассматривается несущая способность футеровки сталеразливочных стаканов машин непрерывного литья заготовок. Эффект низкой фильтрации шлаков и стали достигается путем спекания футеровочной шпинельсодержащей тиксотропной массы на глубину 30-40 мм в виде буферного цилиндра, за которым масса сохраняет свои исходные свойства [4]. Спеченные шпинельные алюмомагнезиальные огнеупоры обладают прочностными свойствами, идентичными плавленым материалам абсолютно упругого тела. Неспеченная масса забарьерной части футеровки обладает чистотой состава, сплошностью, относительно невысокой механической прочностью.

При температурном воздействии расчет конструкций в упругом состоянии сводится к вычислению критической температуры, соответствующей критической нагрузке при механической потере устойчивости.

При решении задач устойчивости в граничных условиях температурные члены должны быть отброшены, так как они уже учтены при определении напряженного и деформированного состояния к моменту потери устойчивости [3].

Рассмотрим задачу об устойчивости. Рассматривается только упругое состояние. Характеристики материала (E,ν,α) считаем постоянными и определяем по максимальной температуре. От действия равномерного внешнего давления p и неравномерного распределения температуры $T=T(r)$ по толщине стенки h кругового цилиндра возникают силовые и температурные напряжения, которые определяются по формулам следующего вида [1, 2, 3].

Задача устойчивости в общем виде ставится следующим образом. Возможно ли действием одних и тех же значений внешнего давления и неравномерного распределения температуры по толщине наряду с основным состоянием равновесия кругового цилиндра какое-либо другое состояние равновесия бесконечно близкое к основному, при котором боковая поверхность цилиндра может быть уже нецилиндрическая [3]. В такой постановке следует сопоставлять наибольшие напряжения сжатия с нижней критической величиной при однородном сжатии. На первом этапе рассмотрим устойчивость односвязных изотропных несжимаемых цилиндров, которые помещены без трения между абсолютно жесткими

стенками, когда расстояние между стенками не изменяется, и к боковым поверхностям приложено равномерное давление в виде «мертвой» нагрузки.

Рассмотрим задачу об устойчивости цилиндрической футеровки ось которой находится вдоль оси $0x_3$ $(0 \le x_3 \le l)$, когда цилиндр торцами при $x_3=0$ и $x_3=l$ опирается без трения с абсолютно жесткими стенками, расстояние между которыми не изменяется (условие стесненной деформации под действием температурного поля). К боковым поверхностям приложены равномерные давления в виде «следящей» или «мертвой» нагрузки. В силу постановки задачи $x_3=0$ и $x_3=l$ получаем следующие граничные условия: $u_3^0 = 0$; $Q^0 = 0$; $Q_2^0 = 0$. Граничные условия на боковой поверхности запишем в виде $Q_N^0 = -q$; $Q_S^0 = 0$; $Q_3^0 = 0$.

В цилиндрических координатах (r, θ, x_3) рассмотрим цилиндр кругового поперечного сечения ($0 \le r \le R; 0 \le x_3 \le l$). Запишем в цилиндрических координатах граничные условия на торцах футеровочного цилиндра при $x_3=0$ и $x_3=l$ в следующем виде:

$$u_3 = 0;\ \mu_0 \frac{\partial u_r}{\partial x_3} + (\mu_0 - S_0)\frac{\partial u_3}{\partial r} = 0; \tag{1}$$

$$\mu_0 \frac{\partial u_0}{\partial x_3} + (\mu_0 - S_0)\frac{1}{r}\frac{\partial u_3}{\partial \theta} = 0. \tag{2}$$

В случае действия «мертвой» нагрузки граничные условия на боковой поверхности при $r = R$ имеют вид

$$(2\mu_0 - S_0)\frac{\partial u_r}{\partial r} + P = 0, \qquad (2\mu_0 - S_0)\frac{\partial u_0}{\partial r} + (\mu_0 - S_0)\frac{1}{r}\left(\frac{\partial u_r}{\partial \theta} - \frac{\partial}{\partial r} r u_0\right) = 0 \tag{3}$$

$$(2\mu_0 - S_0)\frac{\partial u_3}{\partial r} + (\mu_0 - S_0)\left(\frac{\partial u_r}{\partial r} - \frac{\partial u_3}{\partial r}\right) = 0, \tag{4}$$

где μ_0 - коэффициент Ламе, u - перемещение.

Ψ и X гармонические и бигармонические функции, удовлетворяющие условиям (1, 2):

$$\Psi = AI_n\left(m\frac{h}{l}r\right)\sin n\theta \cosh\frac{m}{l}x_3;$$

$$X = \left[BI_n\left(m\frac{\pi}{l}r\right) + C_n\frac{m}{l}rI_{n+1}\left(m\frac{\pi}{l}r\right)\right]\cos n\theta \sin \pi\frac{m}{l}x_3. \tag{5}$$

После ряда преобразований получим характеристический определитель в виде [1]:

$$\delta = (2\mu_0 - S_0)R^{-7}m^2\alpha^2 \det\|\alpha\, r\, S\|,\ r, S = 1, 2, 3;\ \alpha = \pi\frac{R}{l}. \tag{6}$$

Эти результаты дают возможность сделать следующие общие выводы. В случае несжимаемого футеровочного цилиндра, который помещен без трения между двумя абсолютно жесткими стенками, когда расстояние между ними не изменяется и к боковой поверхности которого приложено равномерное давление, состояние равновесия является устойчивым, если к боковой поверхности приложено давление в виде «следящей» нагрузки и неустойчивым, если давление приложено в виде «мертвой» нагрузки. В последнем случае критическая нагрузка в два раза меньше критической нагрузки осевом сжатии длинного стержня [2]. На втором этапе рассмотрим оболочку неравномерно нагретого по толщине и в срединной поверхности до температуры $T(r)$ и помимо этого на нее действуют внешние силы.

Рассмотрена линейная задача локальной потери устойчивости круговой цилиндрической оболочки в срединной поверхности которой действуют постоянные по образующей и неравномерно распределенные по толщине усилия

$$N_x = -Nf(\varphi). \tag{7}$$

Здесь N - амплитуда усилия, $f(\varphi)$ - произвольная четная функция от угловой координаты φ.

Основным вопросом в этой задаче является то, насколько неоднородность усилия N_x завышает критическую величину амплитуды N по сравнению с величиной критического усилия при однородном осевом сжатии.

При нагреве цилиндрической оболочки, стесняющими температурное расширение оболочки, окружные усилия сжатия, возникающие в оболочке, могут вызвать потерю ее устойчивости.

От действия равномерного внешнего сжатия и неравномерного распределения температуры по толщине стенки h цилиндра возникают силовые и температурные напряжения, описываемые системой уравнений [3], решение которой имеет нетривиальное решение. Если определитель этой системы равен нулю, то раскрывая этот определитель и отбрасывая члены высокого порядка малости, получим характеристическое уравнение для определения критического давления с учетом температурного перепада по толщине стенки цилиндра:

$$p + \frac{\nu(1+\nu)}{E} \cdot \frac{h}{a}\left[p^2 \left(\frac{a}{b}\right)^2 - p\frac{E\alpha\Delta T}{2(1-\nu)} - \frac{1}{4}\left(\frac{E\alpha\Delta T}{1-\nu}\right)^2 \right] = \left(\frac{E}{4(1-\nu)^2}\right)\left(\frac{h}{a}\right)^2, \tag{8}$$

где: E - модуль упругости материала; α - коэффициент линейного расширения; a, b - внутренний и внешний радиус цилиндра; ν - коэффициент Пуассона; p - критическое давление; h - толщина стенки цилиндра.

В работе [3] получен вывод о том, что потеря устойчивости происходит при равенстве амплитуды усилия критическому усилию при однородном сжатии и в этом случае определить критическую температуру возможно по известному выражению амплитуды усилия. Для рассматриваемого диапазона толщин футеровочных цилиндрических оболочек $\frac{h}{R} = \frac{1}{30} \div \frac{1}{500}$ можно считать, что оболочка теряет устойчивость при достижении амплитудой усилия критического значения при однородном сжатии.

Для упругого состояния показано [3], что неравномерность распределения температуры по толщине стенки цилиндра не оказывает влияния на критическое значение внешнего давления. Для тонкостенных оболочек в рамках линейной теории устойчивости амплитудная величина критического усилия при изгибе мало отличается от критического усилия при однородном сжатии. Выпучивание оболочки происходит с образованием коротких волн в продольном направлении. Рассмотрим устойчивость оболочки в предположении $q^2 \geq n^2$, где q - длина волны в продольном направлении; n - число волн в окружном направлении. В этом случае коэффициент a_n можно считать не зависящим от n, а критическое усилие пропорциональным a_n. Из условия минимума a_n определяем длину волны в продольном направлении:

$$q^2 = \frac{R}{h}\sqrt{12\left(1-\nu^2\right)} \tag{9}$$

где ν - коэффициент Пуассона.

Допущение $q^2 >> n^2$ эквивалентно замене неоднородного усилия однородным, по величине равного амплитуде неоднородного усилия. При этом чем тоньше оболочка, тем больше величина q^2. Кривые [3, рис.60] для больших значений параметров h/R имеют один максимум, соответствующий критическому значению $\lambda_p = \lambda_{p_2}$ (где λ_p - наибольшее значение собственных чисел от параметра, характеризующего волнообразование в продольном направлении). Для малых значений параметра h/R кривые имеют два максимума. Первый из них расположен в области малых значений q (длинные продольные волны), второй – в области больших значений q (короткие волны), при этом величины λ_p соответствующие второму максимуму, определяют потерю устойчивости. Таким образом, потеря устойчивости оболочки происходит по коротким продольным волнам. Зависимость критического усилия от параметра h/R слабая. Аналогичные закономерности имеют место и для других значений p. Так как температурные усилия быстро затухают при удалении от места скачка температуры, то рассматриваемую оболочку можно считать бесконечно длинной. Выпучивание системы следует ожидать тоже в ограниченной области – в области действия сжимающих усилий N_y^0.

Список литературы

1. *Гузь А.Н. Устойчивость* упругих тел при всестороннем сжатии /А.Н. Гузь / Изд. «Наукова думка», 1979, 143с.
2. *Гузь А.Н.* Новоян А.В. *Об устойчивости* несжимаемого стержня при равномерном боковом давлении / А.Н. Гузь, А.В. Новоян / Изд. АН Армянской ССР, Механика, 1978, №5, с.63-70.
3. *Огибайлов П.М. Термоустойчивость* пластин и оболочек / П.М. Огибайлов, В.Ф. Грибанов / Изд. Московского университета, 1968, 520с.
4. *Ткаченко Э.А.*, Ермократьев В.А., Гришин В.С. *Методика* расчета несущей способности шпинельсодержащих футеровок металлургических агрегатов / Э.А. Ткаченко, В.А. Ермократьев, В.С. Гришин/ Металлургическая и горнорудная промышленность, 2014, с.79-83.

УДК539.3:519.6:629.764

Гудрамович В. С.[1], д-р техн. наук, проф., чл.-корр. НАН Украины,
Гарт Э. Л.[2], канд. физ.-мат. наук, Репринцев А. В.[1], канд. техн. наук,
Рябоконь С. А.[1], канд. техн. наук, Самарская Е. В.[1]

1 - ИТМ НАНУ и ГКАУ,
2 - ДНУ им. О. Гончара

ОЦЕНКА РЕСУРСА ЭЛЕМЕНТОВ ОБОЛОЧЕЧНЫХ КОНСТРУКЦИЙ РАКЕТНО-КОСМИЧЕСКОЙ ТЕХНИКИ ПРИ УЧЕТЕ ВЛИЯНИЯ ОТВЕРСТИЙ-ВЫРЕЗОВ

Ракетно-космическая техника (РКТ) принадлежит к наиболее приоритетным направлениям научно-технических разработок на Украине. Элементы оболочечных конструкций РКТ находятся под действием различных интенсивных нагрузок, среди которых осевая сила относится к основным. Такое нагружение возникает вследствие работы ракетных двигателей на активном участке полета, при стоянии на стартовом столе и старте. Основную опасность для прочности элементов конструкций представляет концентрация напряжений, возникающая вследствие наличия вырезов-люков [1]. Такая концентрация опасна и может вызвать преждевременное разрушение или появление недопустимых деформаций.

Конструкции РКТ эксплуатируются при высоком уровне нагрузок, что приводит к необходимости при оценке ресурса элементов конструкций РКТ с учетом пластического деформирования материала. В проведенных исследованиях разработана методология численных исследований НДС и оценки ресурса неоднородных цилиндрических отсеков РКТ в зонах расположения вырезов. На рис. 1 показаны отсеки ракет-носителей [2]:

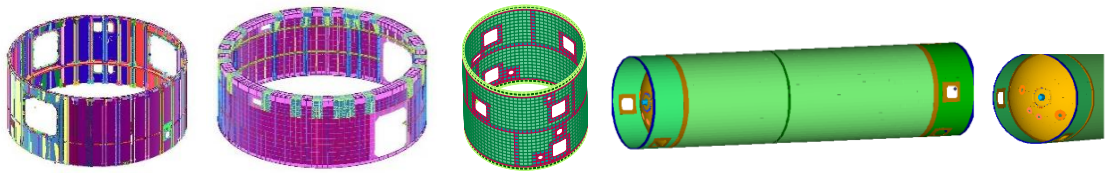


Рис. 1. Переходной первой ступени ракет-носителей «Циклон-3»,
приборный ракет-носителей «Зенит»,
хвостовой и топливный ракет-носителей «Антарес»

К наиболее эффективным численным методам решения задач прочности относится метод конечных элементов (МКЭ). [3] является одной из основных фундаментальных работ по МКЭ. Особенность применения МКЭ к расчету конструкций РКТ в том, что требуется применение лицензионных программ-пакетов, имеющих существенные особенности: определение начального и конечного этапов расчетов, отсутствие возможности их корректировки на промежуточных этапах, высокая стоимость. Это делает целесообразным разработку расчетных схем МКЭ, уменьшающих время компьютерных расчетов, что позволяет проводить большой объем расчетов, что важно на этапах проектирования и отработки РКТ.

С этой целью разработаны проекционно-итерационные схемы МКЭ, которые ведут к значительной экономии времени компьютерного расчета [4 – 7]. Для учета пластических деформаций применен метод переменных параметров упругости и деформационная теория пластичности [4, 5].

Соотношения ее представляются в виде, аналогичном теории упругости, с переменными параметрами упругости: модулем сдвига $\tilde{G}$ и коэффициентом Пуассона $\tilde{\nu}$

$$\varepsilon_{ij} = \frac{1}{2\tilde{G}}\left(\sigma_{ij} - \frac{3\tilde{\nu}}{1+\tilde{\nu}}\sigma_0\delta_{ij}\right),$$

где $\tilde{G} = \tilde{E}/\left[2\left(1+\tilde{\nu}\right)\right] = 1/\left(2\psi\right)$; $\tilde{E} = 3E/\left(2E\psi + 1 - 2\nu\right)$; $\tilde{\nu} = \left(E\psi - 1 + 2\nu\right)/\left(2E\psi + 1 - 2\nu\right)$; $\psi = 3\varepsilon_i/2\sigma_i$; $\sigma_{ij}, \varepsilon_{ij}, \sigma_i, \varepsilon_i$ – напряжения, деформации и их интенсивности; E – модуль упругости; δ_{ij} – символ Кронекера.

При численной реализации метода переменных параметров упругости используются схемы последовательных приближений. В каждом из последовательных приближений решается задача теории упругости с переменными $\tilde{G}$ и $\tilde{\nu}$.

Рассмотрены цилиндрические оболочки с прямоугольными вырезами. Используются функционалы потенциальной энергии теории пологих оболочек, которая вполне приемлема для описания напряженно-деформированного состояния (НДС) рассмотренных конструкций отсеков ракет-носителей с вырезами [5]. Пластические деформации, возникая в наиболее напряженных частях окрестности вырезов, при росте нагрузки сливаются, образуя общие для вырезов зоны. Параметры упругопластического НДС определяются при использовании диаграммы деформирования материала (материал: алюминиевый сплав Д16Т).

Проекционно-итерационные схемы МКЭ реализованы на 5-ти вложенных вдвое конечно-элементных сетках из прямоугольных эрмитовых элементов. Их применение привело к экономии компьютерного времени расчёта в десятки раз по сравнению с временем расчета на основе традиционного МКЭ.

Варьирование числа и размеров вырезов позволяет исследовать взаимное влияние вырезов друг на друга, которое определяется трансформацией в процессе нагружения зон пластических деформаций.

Возникновение зон пластичности приводит к падению жесткости конструкции, в выражениях для которых вместо модуля упругости *E* появляется приведенный или касательный модули, которые меньше *E*. Величины нагрузок, при которых указанные зоны смыкаются, характеризуют резкое уменьшение жесткости.

Схемы взаимного влияния вырезов используются для прогнозирования несущей способности (НС) отсеков ракет-носителей. На рис. 2 показана схема, определяющая характер изменения НС при пластическом деформировании. Точки А, В, С соответствуют началу пластического деформирования, слиянию зон пластичности, началу деформирования при общих зонах.

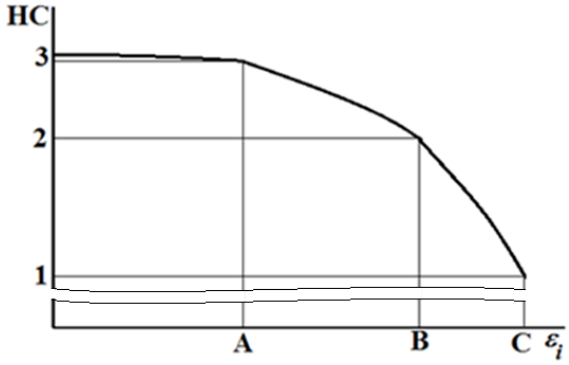


Рис. 2. Схема процесса изменения несущей способности при пластическом деформировании материала

Основным средством уменьшения концентрации НДС является подкрепление краев отверстий. Оно может быть осуществлено накладками из того же, что и основной отсек, или другого материала. Основные особенности влияния подкреплений определяются при

рассмотрении пластинчатого элемента с квадратным вырезом [8]. НДС такого элемента вполне моделирует НДС пологих оболочек, выявляя основные качественные и количественные особенности влияния подкреплений вырезов.

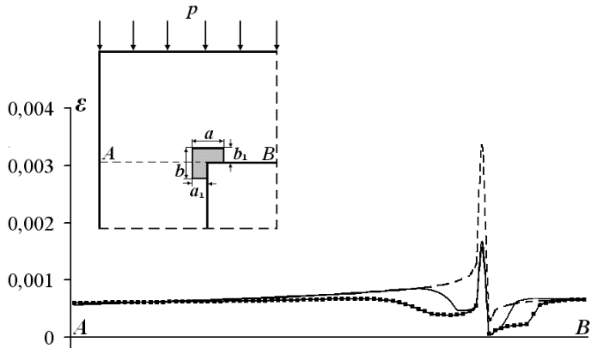


Рис. 3. Распределение интенсивностей деформаций ε_i в сечении А-В элемента конструкции при сжимающей нагрузке *p*=50 МПа.

На рис. 3 показаны результаты расчета интенсивности деформации ε_i в сечении АВ элемента опоясывающих углы прямоугольных вырезов подкреплений. Пунктирные линии – при отсутствии подкреплений, сплошные – при наличии подкреплений для $A/a=A/b=4$; сплошные с квадратами – при наличии подкреплений для $A/a=2$; $A/b=4$; $a_1=a/2$; $b_1=b/2$. Сторона квадратного элемента 0,4 м; квадратного выреза 0,08 м; $E_1/E_2=1/3$ (E_1, E_2 – модули упругости элемента и подкреплений); указанное соотношение может соответствовать элементу из сплава Д16 и подкреплений из стали). Проведены также расчеты для треугольных подкреплений в углах вырезов.

Разработанные расчетные схемы для определения НДС, основанные на проекционно-итерационных схемах МКЭ, могут быть успешно использованы для других отраслей техники, например, для конструкций теплоэнергетики из железобетона [9].

Список литературы

1. *Гудрамович В. С. Влияние* отверстий на предельные состояния элементов тонкостенных металлических оболочечно-пластинчатых конструкций / В. С. Гудрамович // Вісн. Дніпропетр. ун-ту. Сер.: Механіка. – 2014. – Вип. 18, т. 22. – С. 47 – 60.
2. *Шестьдесят* лет в ракетостроении и космонавтике / Под общ. ред. А. В. Дегтярева. – Днепропетровск: АРТ-ПРЕСС, 2014. – 540 с.
3. *Zienkiewicz O. C. The Finite* Element Method: Its Basic and Fundamentals / 6-th ed. / O. C. Zienkiewicz, R. L. Taylor, J. Z. Zhu. – Amsterdam / London / NY / Oxford / Paris / Tokyo: Elsevier, 2005. – 722 p.
4. *Hudramovich V. S. Elastoplastic* deformation of nonhomogeneous plates / V. S. Hudramovich, E. L. Hart, S. A. Ryabokon' // J. Eng. Math. – 2013. – V. 78, is. 1. – P. 181 – 197.
5. *Гудрамович В. С. Применение* проекционно-итерационных схем МКЭ к решению задач упругопластического деформирования оболочек с отверстиями / В. С. Гудрамович, Э. Л. Гарт, С. А. Рябоконь // Вісн. Київ. нац. ун-ту ім. Т. Шевченка. Сер. Фіз.-мат. науки. – 2013. – Вип. 3. – С. 55 – 58.
6. *Гарт Е. Л. Проекційно-ітераційні* схеми реалізації методу скінченних елементів в задачах деформування пластин з отворами та включеннями / Е. Л. Гарт, В. С. Гудрамович // Математичні методи і фізико-механ. поля. – 2013. – Т. 56, № 2. – С. 48 – 59.
7. *Hart E. L. Numerical* simulation of stress-strain state for nonhomogeneous shell-type structures based on the finite element method / E. L. Hart, V. S. Hudramovich, S. A. Ryabokon', E. V. Samarskaya // Journ. Modeling and Numerical Simulation of Material Science. – 2013. – V. 3, No. 4. – P. 155 – 157.
8. *Гудрамович В. С. Моделювання* та дослідження впливу підкріплень прямокутних отворів на напружено-деформований стан пластини / В. С. Гудрамович, Е. Л. Гарт, С. А. Рябоконь // Матем. пробл. механіки неоднорідних структур : 9 міжн. наук. конф., 2014 р., Львів: матер. конф. – Львів: ІППММ НАНУ, 2014. – С. 43 – 46.
9. *Моделирование* процесса деформирования элементов железобетонных конструкций объектов теплоэнергетики с использованием МКЭ / В. С. Гудрамович, В. М. Левин, Э. Л. Гарт, А. В. Репринцев, С. А. Рябоконь, Е. В. Самарская, С. В. Шабельник // Техн. механика. – 2015. – № 2. – С. 59 – 70.

УДК 624.15:699.841

Булат А.Ф., Дырда В.И., Лисица Н.И., Агальцов Г.Н., Новикова А.В.

Институт геотехнической механики им. М.С. Полякова НАН Украины

СОВРЕМЕННЫЕ ПРОБЛЕМЫ ВИБРОСЕЙСМОИЗОЛЯЦИИ ТЯЖЁЛЫХ МАШИН, ЗДАНИЙ И СООРУЖЕНИЙ В КОНТЕКСТЕ ИХ БЕЗОПАСНОГО ФУНКЦИОНИРОВАНИЯ

В докладе рассматривается основная концепция вибросейсмоизоляции тяжёлых горных машин, зданий и сооружений на основе использования резиновых сейсмоблоков (РСБ).

Концепция сейсмической изоляции сооружений является весьма актуальной. В Японии, Новой Зеландии, Франции, Греции, Англии, США и ряде других стран она успешно использована для защиты от землетрясений таких важных сооружений как атомные электростанции, школы, мосты, музеи, административные и жилые здания. Наибольшее распространение получили сейсмоизоляционные системы, включающие резиновые блоки и механические предохранители. В этих же странах опубликованы и основные научные статьи без приведения аналитических расчётов и технологических особенностей изготовления элементов. В Украине концепция развивалась двумя путями: разработка сейсмоизоляционных блоков для защиты от землетрясений жилых зданий; разработка виброизоляционных блоков для защиты от вибраций тяжёлого оборудования (вес до 300 т, использовано в России, Украине) и жилых зданий.

Для практического применения систем сейсмоизоляции зданий Институтом геотехнической механики им. Н.С. Полякова НАН Украины и ГП НИИСК были выполнены экспериментальные исследования для обоснования параметров РСБ, запатентованы их конструкции, разработана конструкторская документация и изготовлены экспериментальные образцы трёх типов резинометаллических сейсмозащитных блоков диаметром 400 мм и 500 мм и общей высотой резинового слоя: 2×120 мм, 2×70 мм и 2×50 мм.

Изложены результаты статических и динамических испытаний параметрического ряда РСБ для защиты жилых зданий от вибраций. Рассматривается конструкция сваи с виброизолирующими резиновыми опорами. Разработанные и испытанные конструкции РСБ были использованы для виброзащиты от поездов метрополитена и автотранспорта жилых домов в г. Киеве: 10-секционного 10-этажного жилого дома по ул. Киквидзе и двухсекционного 27-этажного дома по Оболонскому проспекту. Вибросейсмоизоляция с помощью РСБ обеспечивает собственную частоту колебаний здания в горизонтальной плоскости менее 1 Гц, что соответствует требованиям ДБН и Еврокода 8 к проектированию систем сейсмоизоляции зданий.

УДК 621.833.15

Розов Ю.Г., д.т.н., проф.

Херсонский национальный технический университет

ОСОБЕННОСТИ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ САМОТОРМОЗЯЩЕГО ПРИВОДА В ГРУЗОПОДЪЁМНЫХ МЕХАНИЗМАХ

В настоящее время существует большое разнообразие различных механизмов и устройств, для нормальной работы которых неотъемлемым является режим торможения. Типовыми примерами таких устройств могут рассматриваться механизмы подъёма тележки мостового крана, пассажирских или грузовых лифтов и т.д. В этой связи все современные грузоподъёмные машины с ручным или машинным приводом обязательно снабжаются тормозом механизмов подъёма/опускания.

В целом, существующие устройства, используемые для торможения грузоподъёмных механизмов, обладают рядом существенных недостатков, среди которых необходимо выделить низкий коэффициент полезного действия (КПД), сложность и высокая стоимость изготовления, монтажа и обслуживания, низкая надёжность и т.д.

Целью работы является разработка самотормозящего привода подъёмного механизма, обеспечивающего высокие КПД и надёжность работы при низких затратах на изготовление, монтаж и обслуживание.

Для этого предлагается использовать зубчатые передачи, содержащие тяговое и тормозное колёса, каждое из которых может быть ведущим, и передача будет иметь при этом различные потери на трение [1, 2].

В отличие от традиционных схем по обеспечению торможения в механизмах подъёма [3], предлагается осуществлять торможение за счёт самотормозящего редуктора с цилиндрическими зубчатыми эвольвентными колёсами с параллельными осями.

Для обеспечения необходимого редуцирования был выбран стандартный 3-х ступенчатый редуктор ЦТН-8, в котором промежуточная ступень с межосевым расстоянием – 250 мм заменяется самотормозящей парой (рис. 1).

В исследуемых в работе тормозящих цилиндрических колёсах при ведущем тяговом колесе 1 (рис. 2), связанном с двигателем, потери на трение в зацеплении невелики. Однако, при ведущем колесе 2, связанном с грузом подъёмного устройства, потери на трение в зацеплении резко возрастают, наступает тормозной режим.

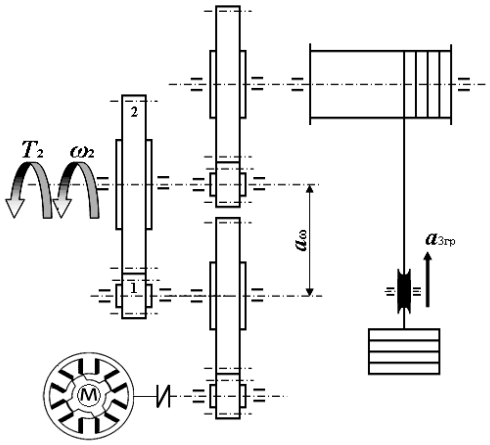


Рис. 1. Привод с самотормозящей цилиндрической передачей

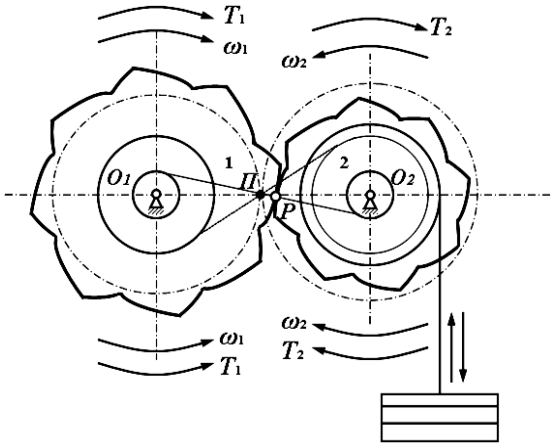


Рис. 2. Самотормозящие колёса в подъёмном механизме

Интенсивность торможения характеризуется коэффициентом потерь (КП) ψ_2, равным отношению мощности потерь к мощности, приводимой исполнительным механизмом к тормозящему колесу 2. При значении $\psi_2>1$, передача становится самотормозящей, поэтому её целесообразно применять вместо грузоупорных тормозов и других тормозных устройств. Для определения КП ψ_2 будущей передачи за исходный принимается режим торможения при максимальном нагружении системы (100 кН) и выключенном двигателе.

Для получения $\psi_2>1$, угол зацепления в эвольвентных колёсах должен быть больше 80^0. Но, чем больше угол зацепления, тем ниже КПД при подъёме груза. Поэтому было просчитано три варианта геометрических параметров, прежде чем получен оптимальный.

Расчёты кинематических и силовых параметров указанных передач в тяговом режиме принципиально не отличаются от расчётов обычных зубчатых эвольвентных колёс. Для выполнения дополнительной функции торможения, как показано в работе [4], необходимо правильно профилировать зубья таких колёс, чем и обусловливается особенность их проектирования. Интенсивность торможения определяется угловым замедлением вращающихся частей ξ_2 или замедлением поступательно движущихся частей $a_{3гр}$ (рис.1).

Придерживаясь методики расчётов тормозящих колёс, изложенной в работе [4], с учётом рисунков 3, 4, 5, определим геометрические, силовые и прочностные параметры для проектируемого механизма и сведём результаты расчётов в таблицу 1.

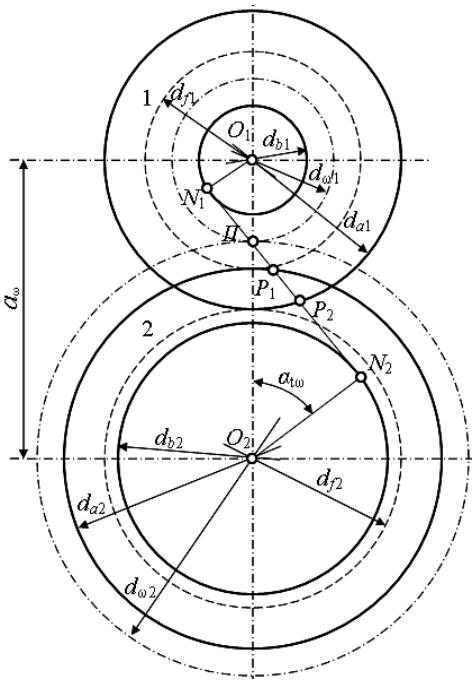


Рис. 3. Схема определения диаметров окружностей вершин и впадин тормозящих колёс

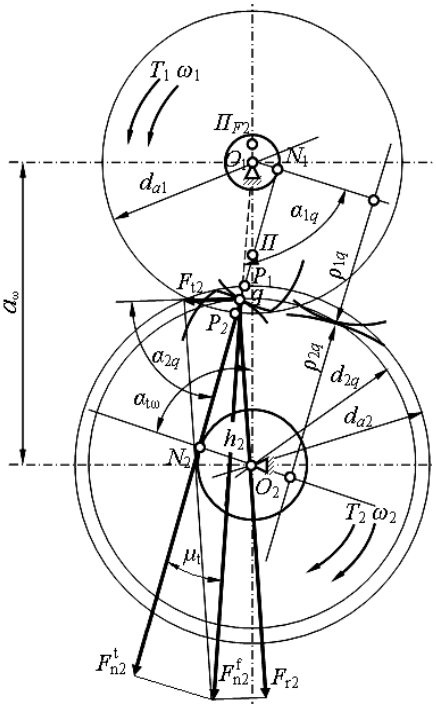


Рис. 4. Схема сил, действующих в зацеплении зубьев тормозящих колёс, в тормозном режиме

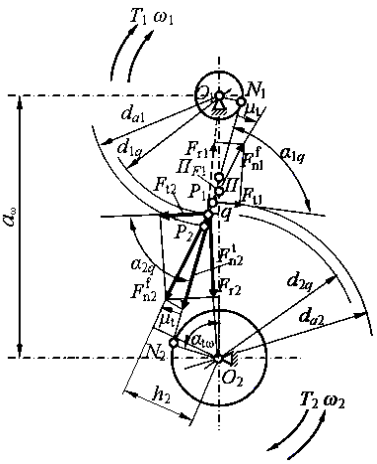


Рис. 5. Соотношение усилий, действующих в зацеплении зубьев тормозящих колёс, в тяговом режиме

Суммарное число зубьев проектируемой передачи было определено по графику в работе [5] и равно 18, а при известном передаточном числе определились числа зубьев z_1=4, z_2=14 (табл. 1).

Результаты расчётов показали (табл. 1, коэффициент ψ_1), что КПД меняется по линии зацепления в тяговом режиме от 0,7929 до 0,7444 (от 79,3 % до 74,4 %). Как известно, КПД в самотормозящих червячных передачах не превышает 0,4.

Таблица 1

Результаты расчётов кинематических и силовых параметров тормозящих колёс для разрабатываемого редуктора

Параметр				Значение
Название		Обозначение	Размерность	
Расчётная грузоподъёмность механизма		P_{max}	кН	100
Коэффициент потерь в тяговом режиме		ψ_1	-	0,7929…0,7444
Коэффициент потерь в тормозном режиме		ψ_2	-	1,2
Отношение мощности оттормаживания к мощности при подъёме		N_{1o}/N_{1n}	-	0,1729 (17,29%)
Результаты геометрического расчёта тормозящих колёс	Исх. данные: Межосевое расстояние	a_w	мм	250
	Исх. данные: Угол зацепления	α_{tw}	град.	81
	Исх. данные: Модуль	m	мм	20
	Исх. данные: Передаточное число	u	-	3,5
	Исх. данные: Угол наклона зуба	β	град.	50
	Радиус делительной окружности шестерни	r_1	мм	52,21932
	Радиус окружности вершин	r_{a1}	мм	87,375
	Основной радиус шестерни	r_{b1}	мм	8,68888
	Радиус окружности впадин	r_{f1}	мм	80,89966
	Радиус делительной окружности	r_2	мм	182,7676
	Радиус окружности вершин зубьев	r_{a2}	мм	169,0003
	Основной радиус зубчатого колеса	r_{b2}	мм	30,4111
	Радиус окружности впадин колеса	r_{f2}	мм	162,5247
	Высота зуба колёс	h	мм	6,47564
	Число зубьев шестерни	z_1	-	4
	Число зубьев колеса	z_2	-	14
Результаты расчёта на прочность	Нормальная линейная сила в тормозном режиме	$W_n^{торм}$	кН/м	13,86
	Контактное напряжение в тормозном режиме	$\sigma_н$	МПа	1489,5

Проверка на нагрев производилась по уравнениям теплового баланса, куда вводилась мощность, теряемая на трение в зацеплении в тяговом и тормозном режимах через коэффициенты потерь ψ_1 и ψ_2. Учитывалась длительная работа редуктора в течение часа непрерывной работы. Расчёты показали, что в таких условиях оптимальная температура масляной ванны будет при 25 % всего времени работы в тормозном режиме и 75 % – в тяговом. В случае 50 % работы в тормозном режиме температура масляной ванны достигает 112^0С, т.е. необходимы противозадирные присадки или дополнительные меры по охлаждению, как в некоторых червячных редукторах.

При расчёте на заедание использовался критерий на заедание Дроздова [6]. При этом в спроектированных колёсах имеется запас по заеданию: в тяговом режиме – 4, в тормозном – 1,15.

Были подобраны подшипники для тормозящей пары по динамической грузоподъёмности, они вписались в существующий редуктор, т.е. переборка опор на валу не происходит.

При установке в привод подъёмного механизма самотормозящей зубчатой передачи для развития тормозного момента, как и в грузоупорном тормозе, не требуется приложения специального внешнего усилия. При опускании двигатель работает в силовом режиме, т.е. исключён неблагоприятный для него генераторный режим, который характерен при существующей системе торможения [3]. При этом опускание обеспечивается с любой расчётной постоянной скоростью.

Необходимо отметить, что в современных грузоподъёмных механизмах очень сложная система управления при низком КПД [3]. В случае же применения тормозящих колёс двигатель при опускании груза работает всегда в силовом режиме с КПД не ниже 0,74 в любом, как показали расчёты, диапазоне мощностей. При этом улучшаются условия труда, облегчается процесс управления (он идёт автоматически) и повышается надёжность. Зубья колёс нарезаются на обычных зубофрезерных станках, а технология изготовления фрез также не требует дополнительных затрат. Кроме того, исключается стоимость привода тормоза, его питания и самих деталей тормоза. Всё это заменяется одной парой тормозящих колёс, установленных в редукторе привода.

Выводы:

1. Разработан самотормозящий привод грузоподъёмного механизма, основанный на использовании зубчатой передачи, содержащей тяговое и тормозное цилиндрические зубчатые эвольвентные колёса с параллельными осями.
2. Проведены расчёты кинематических и силовых параметров, необходимые для проектирования самотормозящей зубчатой передачи, а именно: геометрический расчёт зубчатой пары, включая расчёт профиля зубьев, необходимый для определения исходного контура инструмента для нарезания колёс, а также расчёты на прочность, нагрев и заедание в тяговом и тормозном режимах.
3. Спроектированный привод обеспечивает высокий КПД и надёжность работы в любом диапазоне мощностей при низких затратах на изготовление, монтаж и обслуживание.
4. Использование самотормозящих зубчатых колёс целесообразно для обеспечения безопасной работы и/или гашения энергии при торможении различных механизмов и машин (подъёмных кранов, пассажирских и грузовых лифтов, автомобильного и железнодорожного транспорта и т.д.).

Список литературы

1. *Мюнстер Н. С.* Синтез профилей плоских кулачковых и зубчатых передач для работы в различных режимах / Н. С. Мюнстер, Н. Е. Хаджи-Мурат // Теория механизмов и машин : сб. трудов. – Харьков : Изд-во Харьковского университета, 1972. – № 12.
2. *Розов Ю. Г.* Разработка самотормозящего привода на примере проектирования механизма подъёма тележки мостового крана / Ю. Г. Розов // Вестник ХНТУ. Инженерные науки. 2016. №4(59). С. 56-65.
3. *Александров М. П.* : учебн. [для машиностроит. спец. вузов] Подъёмно-транспортные машины / М. П. Александров. – 6-е изд., перераб. и доп. – М. : Высш. школа, 1985. – 520 с.
4. *Рогожина З. К.* Особенности проектирования тормозящих цилиндрических зубчатых колёс с параллельными осями / З. К. Рогожина, Н. С. Мюнстер // Детали машин : республик. межведом. науч.-техн. сб. – К. : Техника, 1982. – № 35. – С. 38–42.
5. *Мюнстер Н. С.* Выбор оптимального числа зубьев при нарезании тормозящих цилиндрических колёс / Н. С. Мюнстер, З. К. Рогожина // Информ. листок Херсонского межотрасл. террит. ЦНТИ УкрНИИНТИ Госплана УССР, 1977. – серия 10. – 4 с.
6. *Дроздов Ю. Н.* Трение и износ в экстремальных условиях : справочник / Ю. Н. Дроздов, В. Г. Павлов, В. Н. Пучков. – М. : «Машиностроение», 1986. – 224 с.

УДК 621.362

Огородников В.А., д.т.н, проф.

Винницкий национальный технический университет

ФЕНОМЕНОЛОГИЧЕСКАЯ СОСТАВЛЯЮЩАЯ В МЕХАНИКЕ ДЕФОРМИРУЕМЫХ ТВЕРДЫХ ТЕЛ

Применение современных вычислительных программ при исследовании механики деформируемых твердых тел, позволило изучить напряженно-деформированное состояние широкого круга задач обработки металлов давлением, а также задач прочности элементов конструкции машин за пределами упругости. При этом при решении задач деформирования твердых тел в условиях сложного нагружения, при анализе аварийных ситуаций, возникает необходимость привлечения экспериментальных данных, играющих решающую роль при ответах на вопрос о причинах разрушения металлов при обработке их давлением, а также в аварийных ситуациях.

Феноменологическая теория деформируемости металлов без разрушения, развиваемая в Украине с 70-х годов прошлого столетия, позволяет на стадии проектирования технологических процессов прогнозировать разрушение и оценивать предельное формоизменение заготовок, обрабатываемых давлением в условиях сложного нагружения [1]. При этом важнейшими условиями являются феноменологические аспекты решения указанных задач. Таковыми являются дополнительные параметры, полученные из эксперимента, вводимые в расчетный аппарат теории пластичности. Кроме того, современные феноменологические критерии содержат экспериментальные данные о механических характеристиках материалов, формируется «карта материала» [2].

Другим важным феноменологическим аспектом технологической механики является применение этого подхода для решения задач экспертных оценок надежности деталей и узлов машин при аварийных ситуациях.

Так, при авариях летательных аппаратов можно имея обломки разрушенного в результате аварии турбинного диска, определять число его оборотов, при котором он разрушится.

Предельную угловую скорость вращения диска можно определить по формуле

$$\omega = \sqrt{\frac{3g\sigma_u(\varepsilon_u)}{\gamma(r_2^2+r_2r_1+r_1^2)}}, \tag{1}$$

где $\sigma_u(\varepsilon_u)$ – кривая течения материала диска, определенная с помощью метода твердости [3].

Аппроксимируя кривую $\sigma_u = f(\varepsilon_u)$ степенной функцией

$$\sigma_u = A\varepsilon_u^n \tag{2}$$

и подставив (2) в (1) получим искомую формулу, где ε_u можно вычислить после измерения внутреннего диаметра диска.

Применение экспериментальной механики машин к задачам их надежности рассмотрим на примере оценки времени эксплуатации седельносцепного устройства.

Так критерием износа узла сцепного устройства предлагается полная затрата энергии на износ, при котором узел заменяется. При этом экспресс-метод позволяет определять безопасный ресурс на любой стадии эксплуатации.

Важнейшей феноменологической составляющей физической модели разрушения являются экспериментальные методы, применяемые при проведении автотехнических экспертиз. Определение энергии деформации и разрушения элементов конструкции транспортных средств важно не только для определения экспертных оценок их скорости движения перед столкновением. При конструировании и изготовлении современных скоростных автомобилей необходимо учитывать их безопасность. Это можно достичь созданием конструкций, которые в случае аварийной ситуации обеспечат максимальную защиту водителю и пассажирам. При этом особое внимание уделяется параметрам технологии обработки давлением, создающим «память материала», обеспечивая необходимую прочность, податливость, жесткость [4]. Современные компьютерные модели аварий должны быть ориентированы на сложные истории деформирования, так как при моделировании аварий приходится описывать двухступенчатый процесс – статическое деформирование при операциях вытяжки, штамповки, обтяжке и др. и последующее динамическое деформирование при ударе.

Ряд зарубежных фирм, например фирма «Mattem» (Германия, Мюнхен), разрабатывают программное обеспечение аварийного разрушения транспортных средств с целью прогнозирования, при известной скорости движения автотранспорта перед ударом, ожидаемых повреждений. Результаты этих работ составляют основу создания безопасных конструкций и позволяют сократить дорогостоящие малоинформативные «crush-tests» [5].

Развивая эти подходы, в работе решается задача оценки энергии деформации поврежденных в результате удара элементов конструкции при различных скоростях движения перед ударом на основе натурных испытаний в английской интерпретации как «full-scale test», т.е. полномасштабное или натурное испытание.

Список литературы

1. *Огородников В. А. Оценка* деформируемости металлов при обработке давлением / Огородников В. А. – К.: Головне вид-во «Вища школа», 1983 – 175 с.
2. *Огородников В. А. Ресурс* пластичности металлов при холодном объемном формоизменении : Монография / В. А. Огородников, И. А. Деревенько, Л. И. Алиева. – Винница : ВНТУ, 2016. – 176 с.
3. *Огородников В. А. Энергия.* Деформация. Разрушение. (Задачи автотехнической экспертизы). : Монография / В. А. Огородников, В. Б. Киселев, И. О. Сивак. – Винница : Универсум, 2005. – 195 с.
4. *Огороднiков В. А. Керування* технологічною спадковістю при листовому штампуванні з метою підвищення безпеки конструкцій / В. А. Огороднiков, В. Є. Перлов, С. В. Войтків // Вісник національного технічного університету України «Київський політехнічний інститут» Серія «Машинобудування». – 2010. - № 60. – С. 133-137.
5. *Dell H. Continuous* Failure Prediction Model for Nonlinear Load Paths in Successive Stamping and Crash Processes / Dell H., Gese H., Kessler L., Werner H., Hooputra H. // SAE-paper 2001-01-1131, New Sheet Steel Products and Sheet Metal Stamping (SP-1614). SAE 2001 World Congress, Michigan, March 5-8, 2001. – P. 113-122.

УДК 531

Добров И.В., д.т.н., проф.

Национальная металлургическая академия Украины

РАЗВИТИЕ ТЕОРЕТИЧЕСКИХ ОСНОВ ПРИКЛАДНОЙ МЕХАНИКИ КАК РАЗДЕЛА КЛАССИЧЕСКОЙ МЕХАНИКИ

Пусть никто ни думает, что великое создание Ньютона может быть ниспровергнуто теорией относительности или какой-нибудь другой теорией. Ясные и широкие идеи Ньютона навечно сохранят свое значение фундамента, на котором построены наши физические представления. /А. Эйнштейн/

Введение. В настоящее время в научно-технической литературе широкое применение находит термин «прикладная механика». Вместе с тем единообразное определение и трактовка данного термина в нормативной документации отсутствует. Соответственно отсутствует единый подход к определению базовых терминов и определений прикладной механики, которые отражают характерные отличия этого раздела механики от других разделов механики[1] с учетом современного развития науки и техники [1-4].

Целью работы является определение основополагающих принципов прикладной механики, которые вытекают из трех законов Ньютона [5] при одновременном соблюдении закона сохранения энергии [6, 7] и не противоречат общепринятым нормативным терминам и определениям классической механики.

Исследования. В работе принято: «Прикладная механика – раздел механики, связанный с решением инженерных задач при совершении полезной работы в процессе перемещении и (или) деформации конкретных тел (тела) в определенной области пространства в течение определенного отрезка времени при использовании регулируемых(ого) источников(а) механической энергии “неживого происхождения» [8].

Развитие теоретических основ прикладной механики базируются на следующих аксиомах [8,9]:

1. Тело (m) – материальный объект с определенными физико-механическими свойствами, объем которого (V_m) конечен и может быть меньше любого малого наперед заданного объема пространства V_ξ, в котором расположено или перемещается тело ($V_\xi > V_m > 0$);

2. Элемент тела (Δm) – часть тела, объем которого ($V_{\Delta m}$) конечен и может быть меньше любого малого наперед заданного объема внутри тела ($V_m > V_{\Delta m} > 0$);

3. Точка приложения силы условная величина, представляющая геометрическую точку пространства, размеры которой всегда меньше размеров тела (элемента тела), к которому приложена сила;

4. Каждая сила, действующая на тело, имеет собственной источник энергии (источник действия силы) и работа силы возможна тогда и в том случае, когда источник действия силы может изменять свою механическую энергию;

5. Механическая энергия – способность источника действия силы обеспечить выполнение механической работы по перемещению точки приложения силы к какому либо телу относительно того положения, которое занимает в пространстве источник энергии этой силы.

При решении задач прикладной механики принята [1-5,8-15] следующая классификация сил (табл. 1).

[1] «Механика. Наука о механическом движении и механическом взаимодействии материальных тел» [1].

Таблица 1

Характеристика сил прикладной механики

Сила (P^*)- векторная величина, являющаяся мерой механического действия одного материального тела на другое, которая характеризуется величиной, точкой приложения и направлением линии действия. Результатом действия силы является перемещение тел(а) и (или) деформация тел (тела) за счет работы (A_P) силы при изменении механической энергии (ΔE_P) источника действия силы.	
Внешняя сила** - сила, действующая на какое-либо материальное тело механической системы [2] со стороны тела, не принадлежащего этой системе. Источник энергии внешней силы находится за пределами системы тел. $\lvert A_P \rvert \le \lvert \Delta E_P \rvert$	**Внутренняя сила***** - сила, действующая на какое-либо материальное тело (точку тела) механической системы со стороны других материальных тел (точек тела), принадлежащих рассматриваемой механической системе (телу). Источник энергии внутренней силы расположен внутри рассматриваемой системы тел. $\left\lvert A_P^{(i)} \right\rvert = \left\lvert \Delta E_P^{(i)} \right\rvert$
Активные силы совершают механическую работу ($A_P \ne 0$), связанную с перемещением $s = s_m \ne 0$ и (или) деформацией тела массой m, на которое они действуют.	
Сила движения (P_F или F) – сила, точка приложения которой к подвижному телу перемещается в направлении движения этого тела ($A_F > 0$).	**Сила сопротивления движению** (P_Q или Q) – сила, точка приложения которой к подвижному телу перемещается в сторону противоположную направлению движения этого тела ($A_Q < 0$).
Потенциальная сила - сила, точка приложения которой неподвижна ($s_p = s \ne 0$) относительно поверхности (объема) подвижного тела ($v_m \ne 0$), на которое она действует, не изменяя направления линии действия. **Непотенциальная сила** ($F^{(н)}, Q^{(н)}$) – сила, точка приложения которой к подвижному телу перемещается относительно точки поверхности (объема) этого тела ($s_F \ne s,\ s \ne 0,\ s_Q \ne s,$) и (или) направление линии действия силы изменяет свое положение в пространстве ($0 < A_F^{(н)} < A_F$, $0 > A_Q^{(н)} > A_Q$).	
Пассивные силы, приложенные к телу, не совершают механическую работу ($A_P = 0$) по перемещению и (или) деформации этого тела: **диссипативная сила** ($P^{(D)}$) – сила, действующая на тело таким образом, что точка приложения силы перемещается ($s_P \ne s = 0$) относительно поверхности (объема) неподвижного тела, на которое она действует; **сила реакции** (R) – сила, действующая на неподвижное тело, при этом точка приложения силы не перемещается ($s_P = s = 0$) относительно точки поверхности (объема) этого тела; **нормальная сила** (N) - сила, действующая на тело в направлении, перпендикулярном перемещению тела.	
* P – обозначение любой силы, без характеристики ее особенностей, от слова “potential” [10]. ** В обозначении внешней силы при необходимости может использоваться верхний индекс (е) и нижний индекс из одной или двух цифр. Первая цифра индекса, указывает номер тела, на которое действует внешняя сила, вторая - номер тела, со стороны которого действует сила. *** В обозначении внутренней силы используется верхний индекс (i) и нижний индекс из двух цифр, разделенных дефисом, указывающих на номера тел между которыми действует эта сила.	

С учетом приведенных выше базовых определений прикладной механики решены в общем виде задачи: статики «абсолютно твердого тела»[3] [2,3,5-9,12]; равномерного и не равномерного поступательного движения тела по горизонтальной плоскости без трения[4] [2,3,5-8,10-13]; процесса трения тел с плоской контактной поверхностью [14-16].

[2] Механическая система. Любая совокупность материальных точек. П р и м е ч а н и е. В механике *материальное тело* рассматривается как механическая система, образованная непрерывной совокупностью материальных точек [1].

[3] Здесь и далее по тесту принято под термином «тело» понимать абсолютно твердое тело, у которого объем и форма не изменяются в процессе силового воздействия на это тело.

[4] Внешнее трение: «Явление сопротивления относительному перемещению, возникающему между двумя телами в зонах соприкосновения поверхностей по касательным к ним» [15].

Решение этих задач выполнено при одновременном соблюдении условий законов Ньютона [5] и закона сохранения энергии [6,7]. В результате получены зависимости необходимые и достаточные для корректного [17] решения задач прикладной механики абсолютно твердых(ого) тел(а):

- к телу (элементу тела) нельзя приложить силу, если тело (элемент тела) не оказывает сопротивления действию этой силе;
- силу, действующую на тело (элемент тела), может уравновесить только другая сила. При этом, в одной и той же точки тела, на его поверхности или внутри тела, не могут действовать уравновешивающие друг друга внешние силы, оказывающие влияние на стационарное положение тела или его перемещение;
- результирующая внутренняя сила тела, на которое действуют внешние силы, равна равнодействующей внешних сил, действующих на это тело;
- если на тело действуют уравновешивающие друг друга внешние силы в условиях, когда источники (источник) энергии этих сил (этой силы) не изменяют свою механическую энергию, то тело находится в состоянии покоя относительно этих источников (источника) энергии;
- положение тела в пространстве однозначно определяется в системе координат, непосредственно или косвенно связанной с источником энергии внешней силы, действующей на это тело. Соответственно, если на тело не действует внешняя сила со стороны определенного источника энергии, то движение тела относительно этого источника энергии не определено, если этот источник энергии прямо или косвенно не связан с другим источником энергии внешней силы, взаимодействующей с телом;
- равномерное прямолинейное движение тела может быть обеспечено тогда и в том случае, когда на тело действуют уравновешивающие друг друга внешние силы: сила движения и сила сопротивления движению, имеющие не зависимые источники энергии один из которых отдает механическую энергию, а другой накапливает это же количество энергии. При этом работа внутренних сил обеспечивает возможность передачи энергии от внешнего источника сил движения к внешнему источнику сил сопротивления движению;
- если на тело действуют внешние силы от одного и того же источника энергии, то эти силы не могут обеспечить прямолинейное равномерное движение этого тела.
- к подвижному телу нельзя приложить силу движения больше силы, которую может обеспечить мощность источника энергии этой силы при перемещении точки приложения внешней силы со скоростью равной скорости движения тела;
- неравномерное прямолинейное движение тела может быть осуществлено и в том случае, когда на тело действует только одна внешняя сила. Сила движения – при движении тела с ускорением или сила сопротивления движению – при замедленном движении тела. В этом случае внешнюю силу уравновешивает внутренняя сила этого тела, которая представляет силу инерции;
- кинетическая энергия является внутренней механической энергией подвижного тела и обеспечивает работу силы инерции при действии на тело неуравновешенных внешних сил (внешней силы). При этом, сила инерции является потенциальной силой и ее потенциалом является скорость движения тела в текущий момент времени;
- сила инерции является внутренней потенциальной силой подвижного тела, которая действует при изменении кинетической энергии тела и уравновешивает равнодействующую внешних сил (движения или сопротивления движению), приложенных к твердому телу в процессе его неравномерного движения. При замедленном движении тела сила инерции является силой движения, при ускоренном движении тела сила инерции - сила сопротивления движению;
- сила трения в кинематической паре, является внутренней силой кинематической пары, действующей в одной и той же геометрической точке на поверхности контактирующих тел, к которым приложены внешние силы.

- составляющими внутренней силы трения кинематической пары являются равные по величине и противоположные по направлению силы трения, которые приложенные к различным телам и являются для этих тел внешними силами (силой сопротивления движению для ведущего тела пары трения и силой движения для ведомого тела пары трения или силой реакции для неподвижного основания);

- сила трения в кинематической паре с плоской контактной поверхностью является внутренней силой кинематической пары и в зависимости от относительного скольжения тел кинематической пары может проявлять себя как потенциальная сила - сила трения покоя, диссипативная сила при скольжении тела по неподвижному основанию и непотенциальная сила при скольжении тела по подвижному основанию.

Выводы

Получили развитие теоретические основы прикладной механики как самостоятельного раздела механики, базирующиеся на безусловном и одновременном соблюдении законов Ньютона и закона сохранения энергии для решения практических задач механики. При этом «свободное» изложение законов Ньютона в редакции других авторов не допускается.

Список литературы

1. *Теоретическая механика*. Терминология. Буквенные обозначения величин: сборник рекомендуемых терминов. - М.: Наука, 1984.- Вып. 102.- 48 с.
2. *Невзглядов В.Г. Теоретическая* механика. М.: Гос. изд. физ-мат. лит., 1959. – 584с.
3. *Гольдстейн Г. Классическая* механика. 2-е изд. / Г. Гольдстейн – М.: Наука. Гл. ред. физ.-мат. лит., 1975. – 584 с.
4. *Алюшин Ю.А. Механика* деформируемого и абсолютно твердого тел в пространстве переменных Лагранжа / Алюшин Ю.А., Еленеев С.А., Кузнецов С.А. // Проблемы машиностроения и надежности машин. – 2001. – № 2. – С. 3–11.
5. *Isaac Newton*. The Principia, Mathematical principles of natural philosophy. London: Printed for Benjamin Motte, 1729. = Исаак Ньютон. Математические начала натуральной философии. Перевод с латинского и примечания А.Н. Крылова. М.: Наука, 1989. 688 с.
6. *Избранные произведения*: В 2 т. / *М.В. Ломоносов*; Редкол.: С.Р. Микулинский (пред.) и др.; [Предисл. С.Р. Микулинского]; АН СССР, Ин-т истории естествознания и техники. Т. 1 – 535 с.
7. *Hermann von Helmholtz Über* die Erhaltung der Kraft. — Berlin: Druck und Verlag von G. Reimer, 1847.
8. Dobrov I.V. Development of Scientific Bases of the Dynamics of Machines as a Section of Applied Mechanics / I.V. Dobrov // Procedia Engineering. – 2015. – V 129. – P. 863–872.
9. *Добров И.В. К* вопросу о равномерном прямолинейном движении твердого тела при решении задач теоретической и прикладной механики / И.В. Добров // Теория и практика металлургии. – 2013. – № 1(2). – С. 7–18.
10. *Leonhardo Eulero. Mechanica*, sive motus scientia analytica exposita. Petropoli: Ex. typographia Academiae scientiarum, 1736. = Л. Эйлер. Основы динамики точки. Первые главы из «Механики» и из «Теории движения твердых тел». Перевод с латинского В. С. Гохмана и С. П. Кондратьева под редакц. с предисловием и примечан. В. П. Егоршина. – М.-Л.: ОНТИ-НКТП-СССР, 1938. – 500 с.
11. *Боголюбов А.Н. Сергей* Николаевич Кожевников (1906–1988). Под. редакц. д.т.н. Бессонова А.П. /А.Н. Боголюбов, Е.Я. Антонюк, С.А. Федосова – М.: Наука, 1998. – 236 с.
12. *Колчин Н.И.* Т*еория* механизмов и машин. / Н.И. Колчин, М.С. Мовнин. – Ленинград: «Судпромгиз», 1962. - 616 с.
13. *Теория* механизмов и машин. Терминология. Буквенные обозначения величин: сборник рекомендуемых терминов. - М.: Наука, 1984.- Вып. 99.- 39 с.
14. *Добров И.В.* Физические основы процессов внешнего трения при решении задач прикладной механики // Трение и смазка в машинах и механизмах. – 2007. - №7. – С. 3-10.
15. *ДСТУ 2823-94. Зносостійкість* виробів тертя. Зношування та мащення. Терміни та визначення. – [Чинний від 1996-01-01]. – К.: Держспоживстандарт України, 1996. – 32 с.
16. *Добров И.В. Моделирование* процессов внешнего трения в поступательных кинематических парах / И.В. Добров // Трение и смазка в машинах и механизмах. – 2009. – № 6. – С. 9–17.
17. *Гузь А.Н. О физически* некорректных результатах механики разрушения / А.Н. Гузь // Прикладная механика. – 2009. - №10. – С.4-21.

УДК 621.928.23

Засельский В.И.[1] д.т.н., проф.; Учитель С.А.[2] н.с.; Пополов Д.В.[1] к.т.н., доц.; Засельский И.В.[1] к.т.н.

[1] Криворожский металлургический институт Национальной металлургической академии Украины
[2] Национальная металлургическая академия Украины

ИССЛЕДОВАНИЯ РАЗРУШЕНИЙ ЭЛЕМЕНТОВ КОНСТРУКЦИЙ ТЯЖЕЛОНАГРУЖЕННЫХ ВИБРАЦИОННЫХ ГРОХОТОВ БОЛЬШОГО ТИПОРАЗМЕРНОГО РЯДА

В настоящее время на ряде металлургических предприятий для рассева агломерата используются тяжелонагруженные вибрационные грохоты большого типоразмерного ряда с шириной просеивающей поверхности от 2 до 3 м и массой соответственно короба от 10 до 25 т. Как показывают исследования, в ряде случаев элементы конструкции таких грохотов (несущие подвибраторные, связь-балки и бортовины короба) выходят из строя уже после 100 ÷150 часов эксплуатации. На основании проведенного анализа таких разрушений сразу можно исключить следующие причины:

– величина виброускорений для такого типа машин не превышает 4…5 м/с^2 (по ряду методик может достигать до 7…8 м/с^2 [1]);

– влияние температуры обрабатываемого материала, так как конструкции грохотов идентичны как горячего, так и холодного агломерата, но при этом характер разрушений одинаковый;

– недостаточная жесткость конструкции короба. Коробы рассматриваемых типов имеют чрезвычайно жесткую, хорошо проработанную и многократно проверенную конструкцию;

– сдвиг относительной фазы вибраторов, связанный с люфтом или некорректной установкой промежуточного вала (кардана). На машинах, где происходило разрушение элементов конструкции короба, сдвига фаз между вращающимися дисбалансными массами не установлено.

Из проведенного анализа следует, что разрушения имеют резонансную природу, которая для такого типа машин описывается в большинстве случаев [2] как возрастание амплитуды колебаний грохота при совпадении вынужденных и собственных частот конструкции. Известно, что грохот, работающий в зарезонансном режиме, имеет несколько (от 3 до 6) низкочастотных резонансов, которые приходятся на пуск и выбег машины. Частоты таких резонансов поглощаются и определяются жесткостью пружинных опор в соответствующих направлениях (продольной, поперечной, крутильной). При выборе пружин для минимизации динамических нагрузок на фундамент руководствуются нормативами, определяющими устойчивую работу грохота, например, по DIN 4024 его рабочая частота не должна находиться в диапазоне –15% + 10% от собственной частоты системы. В этом случае так называемых низкочастотных – «активных» резонансах избыток энергии поглощается упругой системой грохота (пружинами). Однако при более высоких частотах имеют место резонансные колебания самой конструкции грохота, определяемой ее жесткостью по собственным осям инерции – резонансы высоких форм («реактивные»), которые проявляются не в возрастании амплитуд колебаний машины, а в напряжениях, действующих в ее элементах. В этом случае использовать нормативы по DIN 4024 (или аналогичные) является некорректным.

Из курса теоретической механики [3] известно, что собственная частота колебаний системы определяется как

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{c}{m}}, \qquad (1)$$

где c – жесткость системы; m – масса системы.

Из (1) видно, что величина c постоянна и зависит от конструктивного исполнения элементов машины, а величина m может изменяться в зависимости от производительности перерабатываемого материала в момент контакта с ситом при его транспортировании, которое учитывается некоторой величиной его присоединенной массы [4]. В этом случае величина m переменная, и каждый импульс массы вызывает соответствующий импульс собственной частоты грохота, причем, если производительность нарастает (для рассматриваемого класса машин колеблется в пределах от 400 до 1200 т/час), то собственная частота, напротив, резко снижается.

На рис. 1 показана зависимость собственной частоты системы от высоты слоя транспортируемого материала, характеризующего производительность грохота горячего агломерата 8-го типоразмерного ряда.

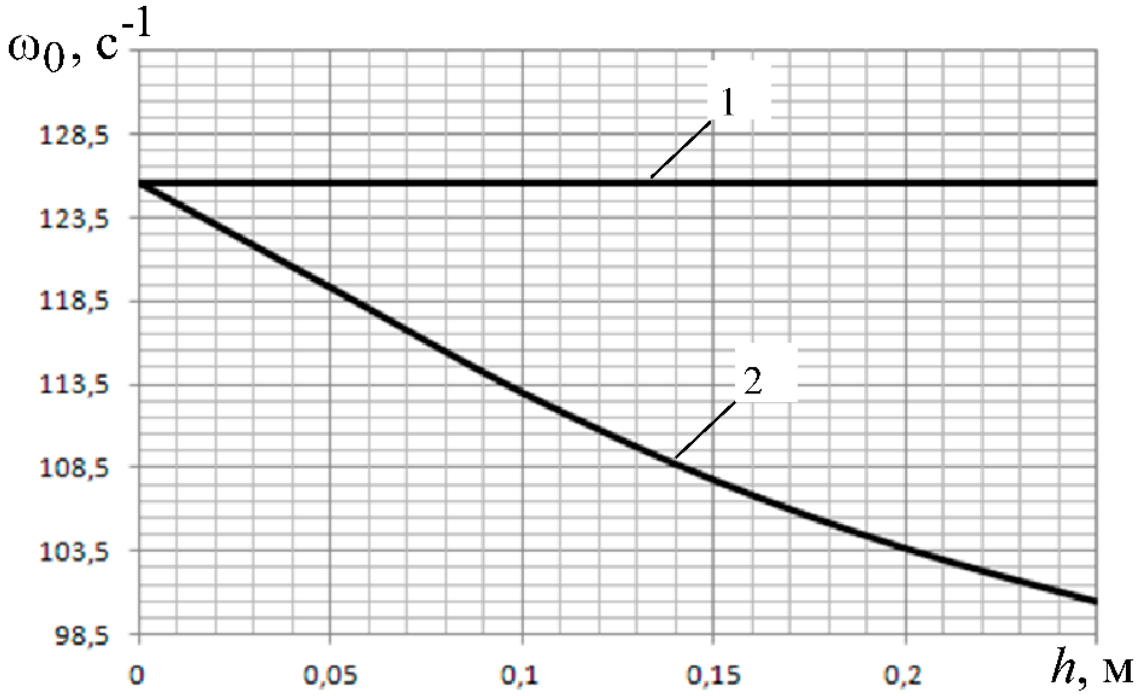


Рис. 1. Зависимость собственной частоты системы от высоты слоя транспортируемого материала: 1 – собственная частота системы без нагрузки; 2 – собственная частота системы с учетом присоединенной массы

Из представленной зависимости видно, что с увеличением производительности до 1200 т/час (при h = 0,3 м) собственная частота системы снижается более чем на 20%.

Таким образом, можно предположить, что во время каждого импульса присоединения части материала к коробу грохота возникает «реактивный» резонанс, когда частота вновь возникающих собственных частот близка к частоте вынужденных колебаний системы. Такой резонанс, как было ранее указано, поглощается непосредственно коробом вибромашины, что приводит к резкому возрастанию действующих в конструкции напряжений (рис. 2).

Используя зависимость, определяющую коэффициент нарастания колебаний без учета их затухания (которые могут идти в запас) [5]

$$\beta = \frac{1}{\sqrt{\left[1-\left(\frac{\omega}{\omega_0}\right)^2\right]^2 + 4\left(\frac{\omega}{\omega_0}\right)^2}} \quad , \qquad (2)$$

были проведены расчеты и построена зависимость изменения коэффициента увеличения напряжений короба грохота (8-го типоразмерного ряда) от высоты слоя транспортируемого материала (агломерата) при различных оборотах вращения его дебалансного вала (рис. 3).

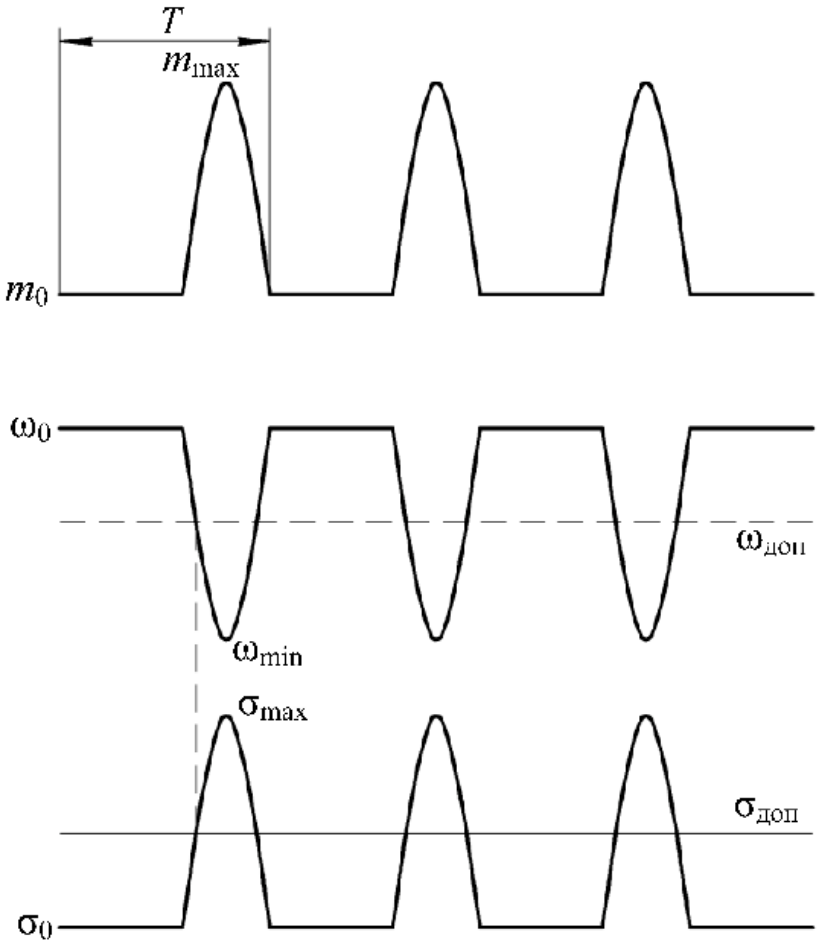


Рис. 2. Иллюстрация процесса увеличения действующих напряжений короба грохота с учетом присоединенной массы материала

Из полученного графика видно, что для слоя материала 0,2…0,25 м рабочие обороты не должны превышать 800 – максимум 900 об/мин, а на 1000 об/мин слой не должен быть выше 0,2…0,15 м, что соответствует производительности, равной 600 т/час.

При увеличении слоя материала свыше 0,15 м на 1000 об/мин происходит высокочастотный вход в резонансный диапазон колебаний, приводящий к импульсному возрастанию действующих напряжений, по сравнению с номинальными, более чем в 20 раз, что неизбежно ведет к разрушению элементов конструкции короба вибромашины.

Таким образом, для обеспечения эксплуатационной надежности тяжелонагруженных вибрационных машин следует, что их работа должна быть ограничена по производительности и предельному числу оборотов дебалансного вала вибровозбудителя.

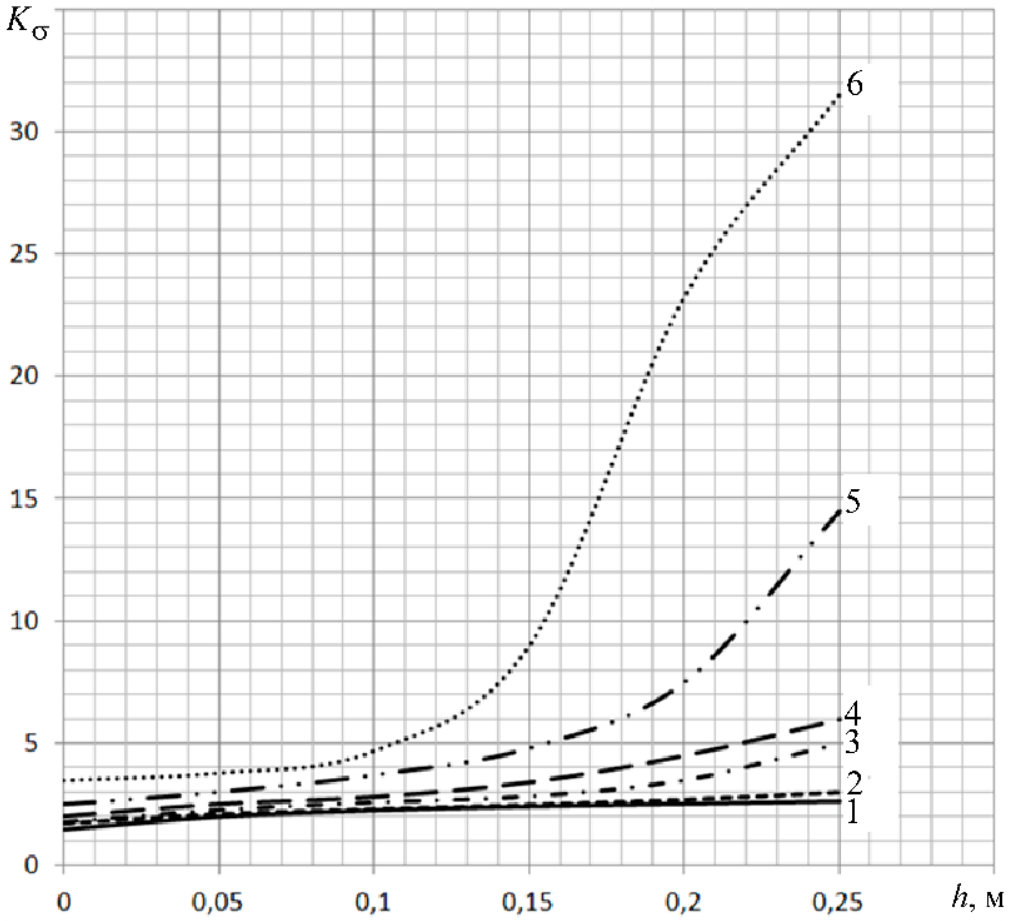


Рис. 3. Зависимость коэффициента увеличения напряжений короба от высоты слоя транспортируемого материала при различных оборотах вращения дебалансного вала вибровозбудителя: 1 – 750 об/мин; 2 – 800 об/мин; 3 – 850 об/мин; 4 – 900 об/мин; 5 – 950 об/мин; 6 – 1000 об/мин

В случае необходимости для достижения максимальной производительности грохота возможно частоту колебаний его короба ограничивать сверху величиной допускаемых напряжений при одновременном увеличении амплитуды колебаний, путем изменения массы дебалансов вибровозбудителя, обеспечивая требуемый уровень виброускорений. Однако даже такое техническое решение требует соответствующих расчетов, подтверждающих работоспособность подшипниковых узлов вибровозбудителя и условий его пуска.

Список литературы

1. *Вайсберг Л. А. Проектирование* и расчет вибрационных грохотов / Л. А. Вайсберг. – Москва: Недра, 1986. – 144 с.
2. *Серго Е. Е. Дробление*, измельчение и грохочение полезных ископаемых / Е. Е. Серго. – Москва: Недра, 1985. – 285 с. – (учеб. пособие для вузов).
3. *Яблонский А. А. Курс* теоретической механики / А. А. Яблонский. – Москва: Лань, 2002. – 764 с.
4. *Учитель А. Д. Вибрационный* выпуск горной массы / А. Д. Учитель, В. В. Гущин. – Москва: Недра, 1981. – 232 с.
5. *Писаренко Г. С. Сопротивление* материалов / Г. С. Писаренко, А. П. Яковлев, В. В. Матвеев. – Киев: Вища шк., 1986. – 736 с. – (учеб. пособие для вузов; изд. 5)

УДК 621.01539.4.–62.27(02)

Засельский В.И.[1], д.т.н., проф.; Коноваленко В.В.[2], к.т.н., доцент; Зайцев Г.Л.[1], к.т.н., старший преподаватель; Засельский И.В.[1], к.т.н., старший преподаватель

1 - Криворожский металлургический институт НМетАУ
2 - Институт интегрированных форм обучения НМетАУ

О ГОРИЗОНТАЛЬНОЙ ЖЕСТКОСТИ ВИНТОВЫХ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ПРУЖИН ВИБРАЦИОННОЙ МАШИНЫ

Одним из условий обеспечения не связанных свободных колебаний вибрационной машины на упругих виброизолирующих элементах является равенство вертикальной и горизонтальной жесткостей упомянутых элементов [1]. В качестве упругих виброизолирующих элементов широко применяют винтовые цилиндрические пружины. Если формула определения вертикальной жесткости винтовой цилиндрической пружины (далее пружины) широко известна и четко определена [1–3] и др., то с определением горизонтальной жесткости вопрос не решен однозначно.

В [4] предложена зависимость для определения поперечной жесткости пружины, которая в случае круглого сечения витка принимает вид [1]

$$C_x = 6EI/\left[\pi D H_0^2 n(2+\mu)\eta\right] , \qquad (1)$$

где E – модуль упругости; I – экваториальный момент инерции сечения витка; D – средний диаметр витка; H_0 – высота пружины в свободном состоянии; n – число рабочих витков; μ – коэффициент Пуассона; η определяют из

$$\eta = \frac{(1-0{,}625 f/H_0)^2}{1-1{,}4341 f_y H_0/D^2 + 0{,}88(f/D)^2} + 0{,}331(D/H_0)^2 , \qquad (2)$$

где f_y – статический прогиб пружины.

Выполним численный анализ (1) для машины с массой, приходящейся на одну пружину, равной $m = 2500$ кг, при различных параметрах пружины. Результаты расчета сведем в табл. 1.

Таблица1

Параметр	Значение		
Номер позиции витка пружины по ГОСТ 13769-86	203	207	210
Диаметр проволоки d, мм	56	50	45
Средний диаметр витка, D, мм	504	350	235
Индекс пружины $k = D/d$	9	7	5,22
Вертикальная жесткость витка, C'_y, Н/мм	753,6	1430	3104
Число рабочих витков, n	2	4	8
Вертикальная жесткость пружины C_y, Н/мм	376,8	357,5	388
Статический прогиб пружины f_y, мм	39,05	41,16	37,92
Высота пружины в свободном состоянии H_0, мм	248	334	485
Угол наклона витка к горизонту при статической деформации $\alpha = arctg((H_0 - f_y - d)/(n \cdot \pi \cdot D))$, град.	2,765	3,16	3,89
η по (2)	2,2251	1,3669	1,7397
Горизонтальная жесткость пружины по (1) C_x, Н/мм	610,2	250,6	45,6

Из таблицы 1 видно, что у пружин с практически равной вертикальной жесткостью – горизонтальная жесткость отличается более чем в десять раз.

В [2] предложены зависимости для пружин с витками круглого поперечного сечения, в соответствии с которыми жесткость изгиба определена как

$$A_0 = Ed^4H/32(2+\mu)Dn, \tag{3}$$

а при сдвиге

$$S_0 = Ed^4H/8D^3n. \tag{4}$$

Применив к (3), (4) правило размерностей, получим показатель жесткости A_0 в Н·м^2, а S_0 – в Н, что противоречит установленным единицам измерения физических величин.

Вышеизложенное вызвало необходимость предложить зависимость для определения горизонтальной жесткости пружины без указанных недостатков.

Рассмотрим работу одного рабочего витка пружины вибрационной машины, нагруженного вертикальной и горизонтальной силами.

Вертикальная сила

$$F_{\text{в}} = mg + F_a. \tag{5}$$

Горизонтальная сила

$$F_{\text{г}} = F_a, \tag{6}$$

где F_a – активная возмущающая сила, действующая по периодическому закону.

В результате этого верхняя опорная плоскость пружины совершает колебания по вертикали $\pm Y$ и горизонтали $\pm X$ (рис. 1).

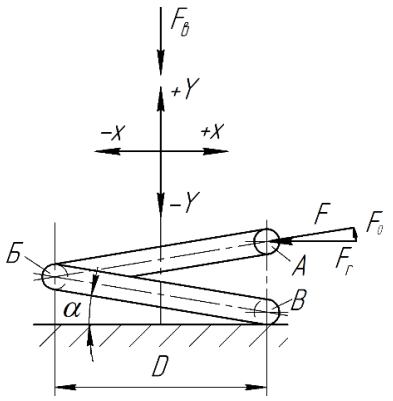


Рис. 1. Расчетная схема витка

По оси витка действует деформирующая сила

$$F = F_{\text{г}}\cos\alpha, \tag{7}$$

а перпендикулярно силе F в плоскости, проходящей через вертикальную ось витка и линию действия силы $F_{\text{г}}$, действует сила

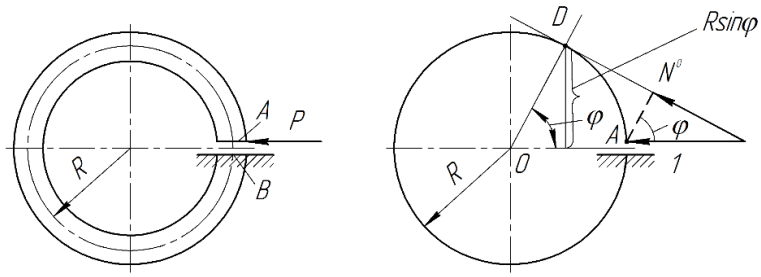
$$F_0 = F_{\text{г}}\sin\alpha, \tag{8}$$

где α – угол наклона витка к опорной плоскости при статической деформации под действием массы машины, приходящейся на одну пружину.

Сила F_0 стремится повернуть сечение *А* против часовой стрелки относительно сечения *Б* (в момент, изображенный на рис. 1), но такая возможность, учитывая условия закрепления опорных торцов и то, что $F_0 < mg$, исключена. Верхняя опорная плоскость все время параллельна нижней, поэтому в дальнейшем силу, которая перпендикулярна силе, действующей вдоль оси витка, не учитываем, так как она не влияет на горизонтальную деформацию пружины. Сила F стремится сместить сечение *А* в сторону сечения *Б*, а сечение *Б* – удалить от опорного сечения *В*.

Определим горизонтальное перемещение верхнего торца пружины f_x под действием постоянной горизонтальной силы $P_г$, которая формирует действующую по оси витка силу P, (силы P и $P_г$ связаны зависимостью аналогичной (7)).

Из опыта проектирования вибротехники угол α не превышает 4° (см. табл. 1), поэтому будем считать, что виток расположен в горизонтальной плоскости (α=0), как показано на рис. 2.



а) *б)*

Рис. 2. Виток пружины:
***а* – в горизонтальной плоскости; *б* – расчетная схема**

Определим перемещение f торца *A* по отношению к неподвижному торцу *B* при расположении оси витка в горизонтальной плоскости под действием силы *P* (рис. 2) по алгоритму [5]

$$f = \int_s MM^0 dS / EI + \int_s NN^0 dS / EI , \qquad (9)$$

где *M* – момент в текущем сечении витка (на рис. 2, *б* – сечение D) от силы *P*; N – нормальное усилие в текущем сечении витка от силы *P*; M^0 – момент в текущем сечении витка от единичной силы по линии действия силы *P*; N^0 – нормальное усилие в текущем сечении витка от единичной силы по линии действия силы *P*; F – площадь поперечного сечения витка; S – длина дуги *AD*.

Решая (9), получим

$$f = \pi P R^3 \left(1 + i^2 / R^2\right) / EI , \qquad (10)$$

где i – радиус инерции сечения витка.

Учитывая (7) и то, что f – деформация витка вдоль его продольной горизонтальной оси, горизонтальное перемещение f_x опорного торца *A* при расположении оси витка под углом α к горизонтальной плоскости

$$f_x = f \cos\alpha , \qquad (11)$$

жесткость витка в горизонтальной плоскости

$$C'_x = EI / \pi R (R^2 + i^2) \cos^2 \alpha . \qquad (12)$$

Применив полученный результат к винтовым цилиндрическим пружинам, изготовленных из стали круглого сечения, получим

$$C'_x = Ed / 2k\left(4k^2 + 1\right)\cos^2 \alpha . \qquad (13)$$

Учитывая то, что вертикальная жесткость витка круглого сечения (1), (2), (3)

$$C'_y = Gd^4 / 8D^3 , \qquad (14)$$

где G – модуль сдвига

$$G = E / 2(1 + \mu) , \qquad (15)$$

получим

$$C'_x = 8C'_y (1 + \mu) k^2 / \left(4k^2 + 1\right)\cos^2 \alpha . \qquad (16)$$

Для того, чтобы горизонтальная и вертикальная жесткости были равны, необходимо выполнение условия

$$8(1+\mu)k^2/(4k^2+1)\cos^2\alpha=1. \quad (17)$$

Выполнение этого условия возможно только при $k<1$, т.е. $D<d$ – пружин с таким соотношением не существует, и горизонтальная жесткость всегда больше вертикальной – для пружин, у которых торцы всегда параллельны, и выполняется соотношение

$$H_0/D\le 3, \quad (18)$$

где H_0 – высота ненагруженной пружины.

Условие (18) – условие устойчивости пружины от «выпучивания» [2].

Проверим возможность изготовления винтовой цилиндрической пружины с витками прямоугольного сечения высотой *h* и шириной *a*, при *h* > *a*.

Для прямоугольного сечения витка уравнение (12) примет вид

$$C'_x=2Eh/\pi k_1(3k_1^2+1)\cos^2\alpha, \quad (19)$$

где k_1 – индекс витка пружины с прямоугольным сечением; $k_1=D/a$.

Вертикальная жесткость витка прямоугольного сечения (2)

$$C'_y=Ga^4/\Delta D^3, \quad (20)$$

где Δ – коэффициент выбирается по таблице [2, 3] в зависимости от значения

$$\beta=h/a. \quad (21)$$

С учетом (15) уравнение (20) примет вид

$$C'_y=Ea/2(1+\mu)\Delta k_1^3. \quad (22)$$

Приравняв (19) и (22), получим

$$\beta\Delta=\pi(3k_1^2+1)\cos^2\alpha/4(1+\mu)k_1^2. \quad (23)$$

Для равенства горизонтальной и вертикальной жесткостей пружины необходимо выполнение условия (23). Минимальное значение левой части (23) по [2, 3] при β=10 составляет $\beta\Delta$=2,52. Максимальное значение правой части (23) (при $\alpha=0$, $\mu=0$ и минимально рекомендуемом $k_1=4$) не превышает 2,405.

Следовательно, изготовление винтовой цилиндрической пружины с равными вертикальной и горизонтальной жесткостями невозможно. Это объясняется тем, что при вертикальной деформации витки пружины работают на кручение, срез, и величина деформации зависит от модуля *G*, а при горизонтальной деформации витки пружины работают на изгиб, и величина деформации зависит от модуля *E*.

Горизонтальные жесткости пружин $C_x=C'_x/n$ по (13) для параметров, приведенных в таблице 1, составляют для номера витка:

– 203 C_x= 1007,5 Н/мм; – 207 C_x= 954,7 Н/мм; – 210 C_x= 1033,4 Н/мм.

Отношение горизонтальной жесткости к вертикальной для всех трех пружин с параметрами, приведенными в таблице 1, близко к отношению

$$C_x/C_y=2(1+\mu). \quad (24)$$

Таким образом, проведенный анализ свидетельствует о том, что обеспечение равенства вертикальной и горизонтальной жесткостей опор вибромашины возможно за счет применения упругих элементов, работающих в вертикальной плоскости на сдвиг, или изготовления упругих элементов из материалов, для которых *E* = *G*.

Список литературы

1. *Вайсберг Л. А. Проектирование* и расчет вибрационных грохотов. – Москва: Недра, 1986. – 144 с.
2. *Пономарев С. Д. Расчет* упругих элементов машин и приборов / С. Д. Пономарев, Л. Е. Андреева. – Москва: Машиностроение, 1980. – 326 с.
3. *Курендаш Р. С. Конструирование* пружин. – Киев: Машгиз, 1958. – 109 с.
4. Вибрации в технике: Справочник. Вибрационные процессы и машины. Т. 4 / Под ред. Э. Э. Лавендела. – Москва: Машиностроение, 1981. – 509 с.
5. *Беляев Н. М. Сопротивление* материалов. – 14-е изд. – Москва: Наука, 1965. – 856 с.

УДК 539.4

Белодеденко С.В., Гречаный А.Н., Яцуба А.В.

Национальная металлургическая академия Украины

МЕТОДЫ РЕСУРСНОЙ МЕХАНИКИ МАШИН ДЛЯ ПОВЫШЕНИЯ ИХ НАДЕЖНОСТИ И БЕЗОПАСНОСТИ

Механику машин, которой посвящена настоящая конференция, можно трактовать как инженерное приложение методов классической механики к различного рода механизмам совместно с их приводами. Довольно давно подобные методы оформились в виде научной дисциплины под названием машиноведение. В отличие от классической механики, которая оперирует строгими физическими законами и является точной наукой, машиноведение вобрало в себя результаты экспериментальной механики и ее феноменологические методы. Поэтому инженерные расчеты механических систем являются приближенными. Считается, что их точности должно быть достаточно, чтобы обосновать возможность функционирования машины и обеспечить целостность ее элементов. Необходимость оценки достоверности моделей машиноведения и использование ею неопределенных исходных условий привела к появлению статистической строительной механики, которая представляет в технической надежности ее раздел, связанный с вероятностно-физическими методами.

Надежность машин является важнейшим комплексным свойством, всесторонне характеризующим их качество. Группа ресурсных показателей надежности и долговечности отражает оба свойства технической системы. Ресурс как наработка до предельного состояния может измеряться в различных единицах, оцениваться с разной вероятностью в зависимости от этапа жизненного цикла объекта. В современной теории технического обслуживания предельное состояние определяется моментом перехода системы в соответствующую фазу технического состояния, учет количества которых имеет тенденцию к увеличению. Такая же тенденция наблюдается и в части учета числа воздействующих на систему повреждающих процессов. Все это показывает, что ресурсные показатели сами по себе стали носить комплексный характер. Актуальность их применения выразилась в появлении направления под названием ресурсная механика машин (PMM- lifetime mechanics of machines) [1-4].

Следует признать, что сам термин пока не получил широкого распространения, чего не скажешь об изучении ресурсных свойств механической системы, которому посвящено данное научное направление. Термин PMM стал применяться в конце 20 столетия как реакция на кризис в общей теории надежности, который стал ощутим на фоне спада производства в СССР. Скепсис в отношении надежности как науки был обусловлен господством в ней математико-статистических методов, которые разработаны, в первую очередь, для электронных систем с большим числом параллельно работающих элементов, подверженных внезапным отказам. Для силовых механических систем, представляющих, преимущественно, последовательную структурную схему элементов, подвергающихся постепенному воздействию деградационных процессов различного происхождения указанные методы плохо адаптируемы. В такой ситуации следует использовать вероятностно-физические методы, учитывающие природу повреждающих процессов [6].

Несостоятельность математико-статистических методов, заключающаяся в противоречии между индивидуальными показателями надежности элементов механической системы и ее надежностью в целом, явилась побудительным мотивом создания РММ. На стадии проектирования современные методы конструирования позволяют эффективно прогнозировать ресурс, получив функцию распределения долговечностей деталей. Объединение этих данных в показатели надежности всего объекта при помощи известных решений (правило произведения безотказностей, формула цепи и т.п.) ведет к чрезмерному уменьшению надежности системы. Экспериментальное нахождение показателей надежности всей системы путем ее испытаний дает возможность скорректировать рассматриваемые решения или же вовсе обойтись без них. Но подобные испытания дорогостоящи и трудоемки по сравнению с оценкой работоспособности отдельных элементов. Да и испытывать на проектной стадии иногда нечего, кроме использования прототипов.

Неудачи процедур объединения частных вероятностных показателей в надежность системы специалисты связывают с игнорированием факта взаимовлияния элементов, впрочем, не объясняя детально, в чем он заключается: «ресурсы различных деталей по их возможным предельным состояниям зависимы из-за общих факторов (внешних и внутренних), которые всегда действуют в машинах и их окружении. Принцип зависимости элементов является фундаментальным и дает основу для объяснения отличий в поведении системы по сравнению с поведением отдельных элементов» [4].

Математико-статистические методы, будучи инвариантными к особенностям деградационных процессов, не способны адекватно объединить результаты оценки надежности отдельных элементов. Но они также не могут объединить повреждения от различных деградационных процессов в их влиянии на общий ресурс системы. Белорусские ученые, заложившие основы РММ, руководствовались, в первую очередь, целью объединения износо-усталостных процессов для расчета реальной надежности мобильных машин [1,3]. В этой связи появился термин трибофатика, понятия и методы которой стандартизованы.

По своей сути появление РММ представляет собой внедрение вероятностно-физических моделей, которые восходят из статистической механики, в общую теорию надежности. При этом создается возможность учета масштаба отказов (отсутствие такой возможности- основная причина ущербности математико-статистических моделей), поскольку их последствия во многом определяются типом повреждающего процесса. Широкие возможности для использования методов РММ имеются на стадии использования механических систем при их обслуживании согласно стратегии с контролем надежности (Reliability centered maintenance -RCM). Здесь уже возникает задача оценки последствий отказов, что привело к созданию стратегии с контролем риска и безопасности (концепция RBI- risk based inspection).

Принцип объединении индивидуальных рисков элементов в риск всей системы лишен недостатков объединения частных безотказностей. Во многом это объясняется тем, что вероятности отказов ранжируются при помощи их значимостей. Одним из факторов для назначения последних является тяжесть отказа. Вторым фактором, способствующим успешному объединению индивидуальных рисков является ресурсная трактовка вероятности отказа, при котором она устанавливается при сравнении пары наработка n_{Σ} - долговечность n_0. Благодаря этому гармонизируется оценка показателей безопасности при отказах внезапного и постепенного типов, обусловленных любыми деградационными процессами. В результате

развития ресурсного подхода разработан метод индекса безопасности β_R, который представляет собой логарифм гарантированного запаса долговечности [5-6]. Величина β_R является однозначным диагностическим параметром, определяемым посредством контроля наработки.

Принципы РММ активно используются на проектной стадии для создания высоконадежных и низкоматериалоемких машин и оборудования. В этом аспекте разработаны алгоритм с применением диаграмм предельных состояний и корреляционных таблиц [1], а также алгоритм на основе эксплуатационно-конструкционных диаграмм [5]. На эксплуатационной стадии принципы РММ наиболее полно используются в условиях обслуживания механических систем с контролем безопасности. Безопасность технической системы есть состояние, когда эксплуатационные риски не превышают приемлемых уровней.

Переход от надежности к безопасности совпал по времени с внедрением концепции приемлемого риска, отразившей необходимость создания экономных по энерго - и материалоёмкости, а так же по техническому обслуживанию машин и конструкций. Потребителя интересует не столько собственно надёжность, сколько минимизация ущерба от отказов. То есть важна функция (результат), которую реализует надёжность, а не сама она как средство. Поскольку для сложных технических систем (а таковыми являются силовые конструкции технологического оборудования и транспортных средств, имеющие много потенциально опасных мест и воздействующих на них повреждающих процессов) абсолютная надёжность недостижима, то для них следует обеспечивать необходимый уровень безопасности, назначение которого тесно связано с риск-анализом [6].

Идея реализации машин посредством ресурсной механики состоит в том, что объекты проектируются на гарантированно назначенный ресурс, а в процессе эксплуатации, благодаря идентификации моделей старения (выявление детерминированной компоненты в априорно стохастических свойствах эксплуатационного процесса и механической системы), происходит переоценка технического состояния, устанавливается более точный (с меньшим рассеянием) исходный ресурс, а далее определяется последовательность остаточных ресурсов. Это дает возможность спроектировать материалоэкономное изделие с требуемым уровнем надежности, а на стадии эксплуатации – обеспечить безопасность при наиболее полном исчерпании ресурса.

Список литературы

1. *Альгин В.Б. Ресурсная* механика как основа прогнозирования и обеспечения износо-усталостной надежности машин //Трибофатика: тр. 4 Междунар. симпоз. – Тернополь, 2002. – с. 55-60.
2. *Альгин В.Б. Динамика*, надежность и ресурсное проектирование трансмиссий мобильных машин / В.Б. Альгин. — Минск: Навука і тэхніка, 1995. — 256 с.
3. *Альгин В.Б. Ресурсная* механика и трибофатика / В.Б. Альгин // Трибофатика: тр. V Междунар. симпоз. — Иркутск: ИрГУПС, 2005. — Т. 1. — С. 66—73.
4. *Альгин В.Б. Расчет* реальной надежности машин. Подходы ресурсной механики // Механика машин, механизмов и материалов. - 2011.-№1(14).-С.10-20.
5. *Белодеденко С.В. Ресурсная* механика-направление повышения качества машин и эффективности их использования// Системные технологии. Регионал.межвуз. сб. научн.тр.-Вып.3(56). – т.1. – Днепропетровск, 2008.-с.39-46.
6. *Белодеденко С.В. Развитие* методов расчета и исследований прочности металлургического оборудования //Металлург. и горноруд. пром – сть. – 2009. - №4. – С.94 – 98.

УДК 669.02/09

Белодеденко С.В., Ибрагимов М.С., Осипов Д.С.

Национальная металлургическая академия Украины

ДИНАМИКА РАСХОДОВ НА ТЕХНИЧЕСКОЕ ОБСЛУЖИВАНИЕ И РЕМОНТ ОБОРУДОВАНИЯ ДОМЕННОГО ЦЕХА

Принимая во внимание особую актуальность технологий технического обслуживания и ремонта (ТОиР) оборудования для металлургического производства, с целью оптимизации расходов по этой статье менеджмент предприятий стал постепенно отходить от традиционной планово – предупредительной системы ремонтов с их жестким графиком (превентивное обслуживание – PM, рис.1). На некоторых предприятиях стесненность в средствах на ТОиР привела к корректирующей стратегии обслуживания, когда восстанавливающие мероприятия производятся после фактов отказов (CM, рис.1). Как видно, в обоих стратегиях расходование средств *C* далеко не оптимально и использование PM и CM-стратегий может быть оправданно только на отдельных этапах эксплуатации. Минимизации расходов на обслуживание оборудования и максимизации его готовности способствует стратегия обслуживания по техническому состоянию (technical condition maintenance - TCM, рис.1). Данная стратегия предполагает использование гибкого графика ремонтов и характеризуется активным применением методов технической диагностики. Кроме рассмотренного типа стратегии обслуживания по состоянию с контролем параметров, известен и широко применяется тип стратегии с контролем надежности (Reliability centered maintenance -RCM). Здесь уже возникает задача оценки последствий отказов, что привело к созданию стратегии с контролем риска и безопасности (концепция RBI- risk based inspection).

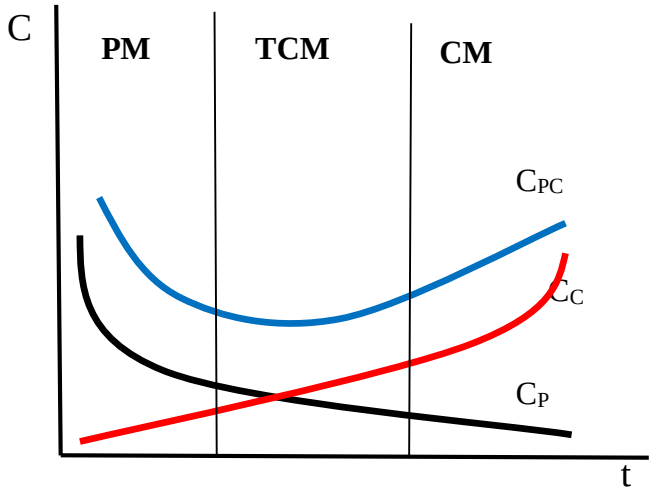


Рис.1. Графики изменения общих ремонтных расходов C_{PC}, расходов на профилактические C_P и послеотказные C_c ремонты во времени эксплуатации t, а также соответствие их периодов стратегиям ТОиР (PM- превентивное обслуживание, CM- корректирующее обслуживание, TCM-обслуживание по техническому состоянию)

Учитывая сказанное, производители металлургического оборудования (например, SMS Meyer, SMS Siemag, Danieli, Eirich) стали оснащать его встроенными системами контроля функционирования, а самое примечательное, предлагают послепродажное сервисное

обслуживание. По существу, это рекомендации по датам замен узлов, которые осуществляются (иногда в он-лайн режиме) по результатам мониторинга технического состояния. Такая тенденция актуальна, поскольку, принимая во внимание моду на аутсорсинг, от оборудования отторгаются постоянно наблюдающие его специалисты-механики, а количество информации, характеризующей техническое состояние, возрастает и усложняется.

При переходе к стратегии обслуживания по техническому состоянию акцент в тратах средств на ТОиР смещается с ремонтных операций на диагностирование технического состояния, которое решает вопрос о следующих датах о объемах восстановительных мероприятий. Информация о работе оборудования, наравне с материальными ресурсами, становится реальным фактором производства, влияющим на его эффективность. В подобной ситуации возрастает актуальность не столько графика ремонтов оборудования, сколько графиков его осмотров, инспекций и контролей технического состояния.

Не менее важны вопросы периодичности процедур технического обслуживания и для традиционной в металлургии нормативно-предупредительной стратегии использования оборудования. От нее невозможно одномоментно перейти к выгодной ТМС- стратегии, хотя бы потому, что оборудование должно быть контроллепригодным, а действующие машины и конструкции не отвечают этому. В подобных условиях оценка технического состояния и поиск дефектов производится посредством инспекций или ревизий, где предусматривается, как правило, разборка оборудования. Это существенно увеличивает трудоемкость обслуживания и время простоев производства. Поэтому оптимизация периодичности инспекций приобретает особую актуальность на пути перехода к обслуживанию по техническому состоянию.

Критерием оптимальности выбранной стратегии ТОиР является минимум интенсивности расходов на них. В настоящее время в доменном цехе, работающим двумя печами среднего объема, сложилась смешанная стратегия ТОиР, когда отдельных видов оборудования используются различные стратегии. Таким образом, в цехе сосуществуют все известные стратегии. Недостатком такого подхода является необходимость планирования восстановительных мероприятий не на уровне производственного комплекса, а на уровне единицы оборудования. Это может производить к противоположному эффекту- снижению коэффициента готовности, которое в итоге приведет к росту расходов. В связи с этим контроль удельных расходов актуален для производства.

Данные исследования нацелены на то, чтобы оценить уровень удельных расходов для сложившейся системы ТОиР, а также проверить возможность их использования в качестве диагностического признака. Анализ расходов был проведен за последние 6 лет, когда коэффициент готовности не опускался ниже 90%. Исходя из того, что ежемесячные расходы на текущий ремонт в среднем занимают 57% (иногда доходя до 70%), можно констатировать преобладание превентивно-корректировочной стратегии. Это подтверждает также то, что основную долю расходов составляют расходы на товарно-материальные ценности (до 90%). Расходы на оценку технического состояния невозможно определить.

Удельные расходы могут быть комплексным признаком технического состояния. Но для смешанной стратегии ТОиР их тренда не наблюдается. Поэтому для них в данной ситуации применена модель случайного процесса, для которого получены необходимые для планирования ТОиР параметры.

УДК 621.825.5

Малащенко В.О.[1], д.т.н., проф., Носко П.Л[2]., д.т.н., проф., Федик В.В[3]., к.т.н., викл., Майструк П.В.[1], студ.

[1]Національний університет „Львівська політехніка”,
[2] Національний авіаційний університет,
[3]Дрогобицький коледж нафти і газу

МОДЕЛЮВАННЯ НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ ОПОРНО-ПОВОРОТНОГО ПРИСТРОЮ АВТОКРАНІВ

У роботі розглядаються роликові опорно-поворотні пристрої з взаємо перпендикулярним їх розміщенням. Таким та іншім опорно-поворотним пристроям приділені наукові праці [2-3], де розглянути питання, що пов’язані з кінематичними, силовими тощо дослідженнями. Одначе, на тепер дослідження напружено-деформованого стану опорно-поворотного пристрою з лінійним і точковим доторканням роликів та бігових доріжок вимагають свого уточнення.

Метою роботи є розробка методики комп’ютерного моделювання напружено-деформованого стану опорно-поворотного пристрою (ОПП) з перпендикулярним розміщенням геометричних осей роликів. Знання уточненого значення напружень сприяє проведенню точнішого розрахунку на міцність важливої частини кранів та інших технічних засобів, що обладнані ОПП.

Дослідження. Базовим положенням необхідності даних досліджень є таке, що одночасно з великим обсягом наукових розробок, різноманітних питань, що стосується кранобудівництва, залишається проблема довговічності та надійності опорно-поворотних пристроїв з перпендикулярним розміщенням роликів. Це пояснюється практично відсутністю методу уточненого розрахунку напружено-деформованого стану контактуючих деталей з урахуванням впливу геометричних параметрів, тертя кочення та ковзання між роликами і поверхнями бігових доріжок кілець.

Беручи до уваги цю обставину, особливості конструкції, технології виготовлення та вимоги під час експлуатації, опорно-поворотні пристрої необхідно виділити в окрему механічну систему. Вона вимагає високої точності оброблення робочих доріжок кочення кілець, паралельність, перпендикулярність і кути нахилу опорних поверхонь, точність виконання контролю та регулювання експлуатаційних зазорів. Крім того, враховуючи достатньо високу їх вартість, яка в окремих випадках може досягати 30% від вартості всієї вантажопідйомної машини, питання навантажувальної здатності, правильного визначання напружено-деформованого стану елементів, організації технічного обслуговування під час експлуатації набувають особливого значення. Нормативні терміни експлуатації залежать також від конструктивних виконань пристроїв. Тому для правильного призначення нормативних експлуатаційних показників необхідно проведення комплексних досліджень впливу конструктивних чинників на навантажувальну здатність і напружено-деформований стан деталей опорно-поворотних пристроїв, для усталених і неусталених режимів роботи кранів.

Таки об’єктивні вимоги поставили задачу з визначення дійсних величин контактних напружень тіл кочення і бігових доріжок у робочій зоні для ОПП, що наведено на рис.1.

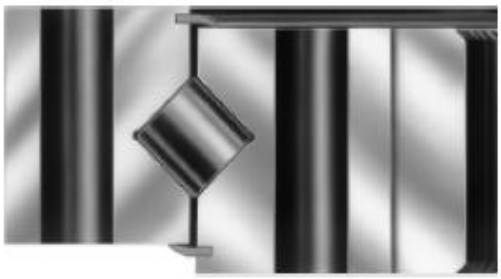


Рис.1. Фрагмент конструкції опорно-поворотного пристрою

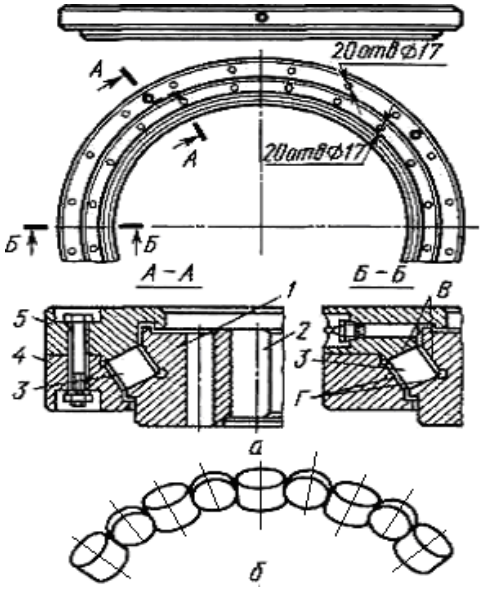


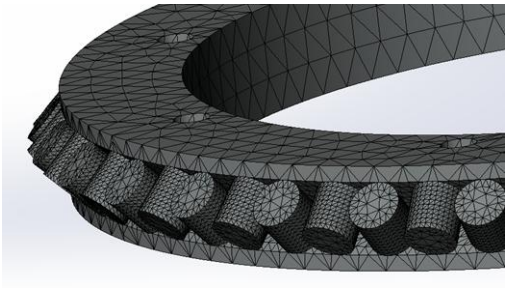
Рис.2. Схема ОПП: *а* – розрізи *А-А* і *Б-Б*; *б* – схема розташування роликів

Наведений на рис.2 пристрій складається із: 1 - внутрішнє кільце-вінець; 2 - зубчастий вінець; 3 – ролики; 4 і 5 - нижня і верхня півобойми; *В* і *Г* – бігові доріжки роликів. Дві півобойми скріплені одна з іншою болтами. Вони мають ретельно оброблені поверхні *В* і *Г*, які служать біговими доріжками для кочення циліндричних роликів. Торці будь-яких двох сусідніх роликів звернені убік різних пар доріжок кочення, що уможливлює вільне повертання півобоймам.

Частина роликів, що котяться по доріжках *В* (рис. 2), сприймають спрямовані вниз навантаження. Частина роликів, що котяться по бігових доріжках *Г*, працюють як захватні, передаючи зусилля від півобойми 4 до кільця 1. Вони утримують поворотну платформу від перекидання.

У конструкціях автомобільних кранів згідно з існуючими стандартами застосовуються роликові опорно-поворотні пристрої, твірна бігової доріжки яких утворює кути 35, 55 і 65° з геометричною віссю обертання поворотної платформи. Тому для спрощення виготовлення бігових доріжок кілець і вінця опорно-поворотного пристрою розроблено конструкцію роликового однорядного опорно-поворотного пристрою з кутом нахилу 45° твірної бігової доріжки до геометричної осі обертання поворотної платформи кранів. Це також підсилило необхідність проведення даних досліджень.

Для розв’язування поставленої задачі застосовано програмне середовище [1] SolidWorks Simulation для розробленої твірдотільної моделі, що наведена на рис.3.



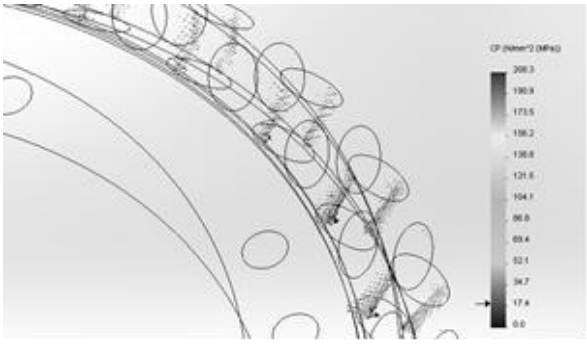


Рис.3. Загальний вигляд твірдотільної моделі **Рис.4. Векторна діаграма контактного напруження**

Рис. 4 повністю підтверджується теоретичні розрахунки стосовно того, що навантаження на роликах розподілені нерівномірно. Як і слід було очікувати, максимуми навантажень припадають на 3 – 4 ролики, що розташовані вздовж осі опорно-поворотного пристрою, яка співпадає з віссю стріли, і величини цих навантажень згасають до мінімумів для роликів, які розташовані на перпендикулярній осі.

Дослідження навантаження цих тіл кочення показали, що контактні напруження максимально навантажених роликів за їх довжиною розподіляються нерівномірно (рис.5).

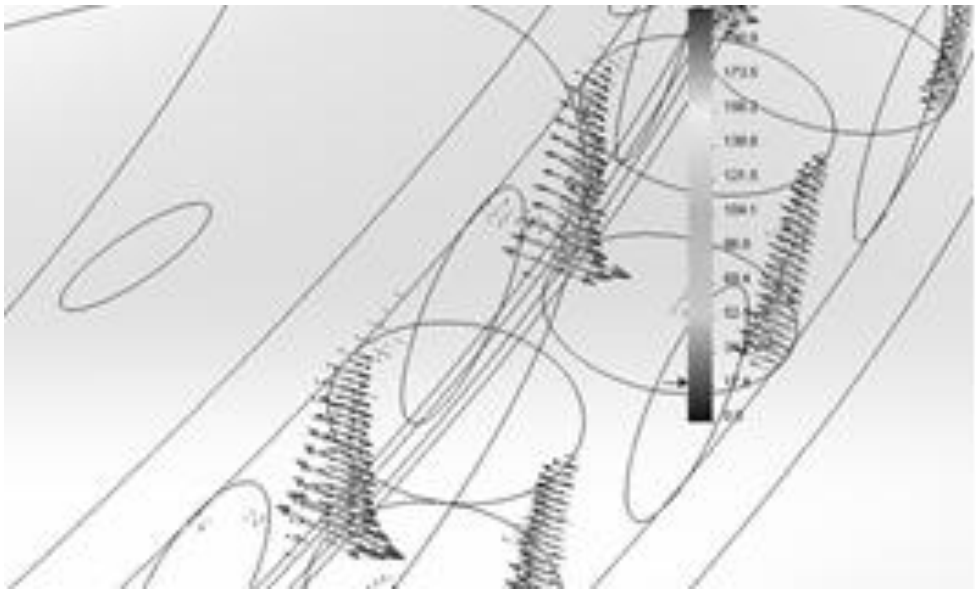


Рис. 5. Розподілення контактних напружень за довжиною ролика

Із рис. 5 видно, що контактний тиск збільшується ближче до одного із торців ролика, а також відмічається нерівномірність навантаження ролика з обох його боків. Нерівномірність навантаження ролика не суперечить умовам рівноваги, оскільки рівнодійна сила від дії тиску на обох боках ролика буде однакова. Більше того внаслідок обертання ролика навколо власної осі величина пікового навантаження дещо зладжується.

Висновки:

1. Проведений аналіз основних чинників ОПП дозволяє стверджувати, що застосування опорно-поворотного пристрою з кутом нахилу 45° твірної бігової доріжки до геометричної осі обертання поворотної платформи має істотні переваги у порівнянні з традиційними.

2. Кількісний аналіз методом скінчених елементів уможливив отримати закономірності розподілення контактних напружень у робочій зоні опорно-поворотного пристрою.

Список літератури

1. *Алямовский А.А.* Инженерные расчеты в SolidWorks Simulation. - М.: ДМК Пресс, 2011. 464 с.
2. *Колесник Н.П.* Расчеты строительных кранов / Н.П. Колесник.--К.: Вища школа. Головное изд. 1985. - 240 с.
3. *Малащенко В.О., Москвяк Є.В., Федик В.В.* Аналіз кінематичних параметрів роликових опорно-поворотних пристроїв автокранів. Тези доповіді на науковому семінарі ПТМ. – Тернопіль, 26-29.03.12 р. – С.39-40.

УДК 539.3

Ткачук Н.А., д.т.н., проф., Грабовский А.В., к.т.н., с.н.с., Васильев А.Ю., к.т.н., Танченко А.Ю., к.т.н., Лисовол Я.Н.

Национальный технический университет "Харьковский политехнический институт"

РАСЧЕТНО-ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЙ МЕТОД ИССЛЕДОВАНИЯ СЛОЖНЫХ МЕХАНИЧЕСКИХ СИСТЕМ

Введение. В процессе автоматизированного проектирования различных машиностроительных конструкций, в частности, объектов бронетанковой техники (ОБТТ), а также оборудования и средств технологической оснастки для производства их деталей, возникают задачи обеспечения достоверности расчетных схем, применяемых для исследования напряженно-деформированного состояния (НДС) тел сложной формы при действии сложной системы нагрузок. Применение расчетных схем в методе конечных элементов (МКЭ), который фактически является наиболее мощным современным численным методом исследования НДС, требует в качестве исходных данных знания: параметров конечно-элементной разбивки исследуемых объектов, граничных условий и нагрузок. Точность исходных данных обеспечивает высокую точность численных результатов. В последующем при использовании данных моделей в специализированных интегрированных системах автоматизированного анализа и синтеза элементов сложных механических систем обеспечивается и точность исследований, и высокие прочностные и жесткостные характеристики проектируемых изделий. В конечном итоге обеспечивается высокая точность моделирования НДС, а, соответственно, высокие технические и тактико-технические характеристики объектов бронетанковой техники, а также других машин, оборудования и сооружений.

Существующие в настоящее время численные методы исследования НДС, среди которых, как уже отмечалось, лидирующее положение занимает МКЭ, не обеспечивают только за счет внутренних средств контроль точности результатов моделирования по сравнению с поведением реальных объектов. Актуальной становится задача обеспечения достоверности используемых расчетных схем при численном исследовании элементов исследуемых объектов. В работе предлагается расчетно-экспериментальный метод (РЭМ) исследований, при использовании которого в качестве основного результата выступают достоверные и точные расчетные модели исследуемых объектов, в частности, элементов объектов бронетанковой техники, а также технологической оснастки для изготовления их деталей.

Целью работы является разработка общих подходов к расчетно-экспериментальному обоснованию структуры и параметров компьютерных моделей для конечно-элементного исследования процессов и состояний в сложных механических системах.

Для достижения сформулированной цели, следуя работам [1–3], решены следующие задачи.

1. Общая постановка задачи расчетно-экспериментального исследования в сложных механических системах.

2. Разработка метода количественной оценки несоответствия результатов численного моделирования и экспериментального исследования состояния объекта на примере МКЭ и метода спекл-голографической интерферометрии (МСГИ).

3. Иллюстрация применимости предложенного метода к исследованию элементов исследуемых объектов.

В дальнейшем в качестве механической системы рассматриваются элементы ОБТТ и технологической оснастки для их изготовления, в качестве численного метода – МКЭ, а в качестве экспериментального – МСГИ.

Основная часть. Задачу исследования НДС элементов сложных механических систем, в том числе элементов ОБТТ и технологической оснастки, можно рассмотреть таким образом. Пусть **R** –

реальный объект, поведение которого формально описывается при помощи в общем случае неизвестного оператора L_R:

$$L_R(u_R,\ P_R,\ f,\ t)=0, \tag{1}$$

где $u_R,\ P_R,\ f,\ t$ – переменные состояния, параметры, внешняя нагрузка и время соответственно.

Математическую модель **M**, получаемую в результате процесса идеализации *I*, описывает известный оператор L_M:

$$L_M(u_M,\ P_M,\ f,\ t)=0, \tag{2}$$

где в скобках – переменные состояния, параметры, внешняя нагрузка и время соответственно.

Численную модель **N**, получаемую в результате процесса дискретизации *D*, описывает в каждом конкретном случае оператор L_N:

$$L_N(u_N,\ P_N,\ f,\ t)=0. \tag{3}$$

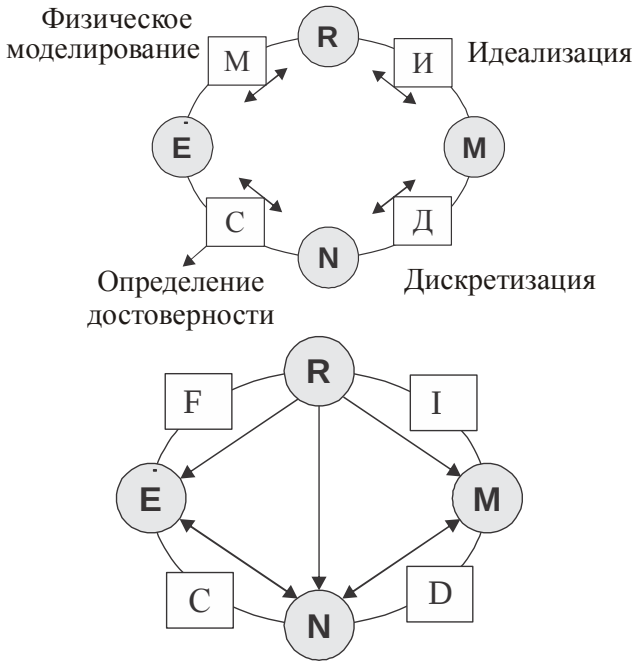
Индексы N в данном выражении соответствуют некоторой создаваемой численной модели исследуемого процесса и состояния.

Численная модель подразумевает совокупность собственно дискретизированных уравнений, численных методов их решения, алгоритмов и программного обеспечения.

Если объект или его физическая модель (при физическом моделировании **F**) подвергаются экспериментальному исследованию, то сам объект или его модель, метод исследований, измерительные схемы (регистрация, усиление, расшифровка, представление) и измерительная аппаратура образуют экспериментальную модель **E**, поведение которой в операторном виде можно записать следующим образом:

$$L_E(u_E,\ P_E,\ f,\ t)=0. \tag{4}$$

Соотношения (1)–(4) описывают различные формы реального объекта и исследуемого процесса или состояния (на рис. 1 приведена схема исследования и процесс сравнения данных численных и экспериментальных исследований (обозначен через **C**)).



R – реальный объект;
M – математическая модель;
N – численная модель;
E – экспериментальная модель;
F – физическое моделирование;
I – идеализация;
D – дискретизация;
C – сравнение

Рис. 1 – Общая схема соотношения этапов исследования элементов исследуемых объектов

Ставится задача разработки математического аппарата для расчетно-экспериментального исследования напряженно-деформированного состояния элементов машиностроительных конструкций, в т.ч. – деталей объектов бронетанковой техники и оснастки в автоматизированном

режиме.

Сведя к минимуму погрешности в цепочке этапа F (физическое моделирование и измерение), а также обоснованно допустив возможность добиться структурного и параметрического изменения математической и численной модели таким образом, чтобы обеспечить адекватное описание R, исходную задачу можно представить в виде определения такой рациональной структуры и множества параметров значений P_N, чтобы с заданной точностью описать поведение реального объекта:

$$P_N^*, f_N^* : I(u_N - u_E) \le \varepsilon, \tag{5}$$

где I – некоторая мера, определяющая несоответствие результатов экспериментальных и численных исследований ($\Delta u_{NE} = u_N - u_E$).

Соотношения (5), будучи решенными относительно варьируемой на этом этапе части параметров, дают в руки верифицированную математическую и численную модели, которые в дальнейшем можно использовать для оптимизации исследуемых объектов по техническим и тактико-техническим характеристикам.

Выводы. В работе описана технология расчетно-экспериментального исследования элементов механических систем, для которой характерны следующие особенности.

1. Предложенный РЭМ дает возможность организовывать самокорректирующийся процесс расчетно-экспериментальных исследований, основным результатом которого является достоверная расчетная параметрическая модель элементов механических систем.

2. Общая постановка и схема построения программно-аппаратного комплекса на базе расчетно-экспериментального метода и специализированных интегрированных систем автоматизированного анализа и синтеза предполагает в своей реализации решение следующих задач: определение его структуры; организация информационных потоков; разработку конкретной структуры программно-аппаратной реализации предложенных подходов; численную реализацию.

3. Предложенный РЭМ устраняет противоречие, следующее из линейного характера процесса исследований в традиционной их постановке.

4. Разработанная технология расчетно-экспериментальных исследований встраивается в цикл проектирования, исследования, технологической подготовки производства и изготовления элементов машиностроительных конструкций, в т.ч – деталей объектов бронетанковой техники.

5. Предложена схема определения значимых факторов расчетных моделей элементов механических систем по результатам экспериментальных исследований. Для изучения влияния конструктивных, технологических и эксплуатационных параметров на НДС наиболее нагруженных и ответственных деталей исследуемых объектов предлагается производить комплекс экспериментальных исследований, в которых при варьировании условий определяется реакция исследуемого объекта. При этом представляется возможным построение сбалансированных расчетных моделей с необходимым уровнем детализации.

Список литературы

1. *Ткачук Н.А. Структура* специализированных интегрированных систем автоматизированного анализа и синтеза элементов транспортных средств специального назначения / *Ткачук Н.А., Бруль С.Т., Малакей А.Н., Гриценко Г.Д., Орлов Е.А.* // Механіка та машинобудування, 2005. – № 1. – С.184-194.
2. *Ткачук Н.А. Конечно-элементные* модели элементов сложных механических систем: технология автоматизированной генерации и параметризованного описания / *Ткачук Н.А., Гриценко Г.Д., Чепурной А.Д., Орлов Е.А., Ткачук Н.Н.* // Механіка та машинобудування, 2006. – № 1. –С.57-79.
3. *Ткачук Н.А. Решения* задач расчетно-экспериментального исследования элементов сложных механических систем / *Н.А. Ткачук, Г.Д. Гриценко, Э.В. Глущенко, А.В. Ткачук* // Механіка та машинобудування – Харків: НТУ “ХПІ”, 2004. – №2. – С.85-96.

УДК 622.74.913.1

Надутый В.П., д.т.н., проф., Ягнюков В.Ф., к.т.н., науч. сотр., Ягнюкова И.В., инженер

ИГТМ НАН Украины им. Н.С. Полякова

ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТЬ ВАЛКОВОГО ВИБРОУДАРНОГО КЛАССИФИКАТОРА В ЗАВИСИМОСТИ ОТ КОНСТРУКТИВНЫХ И РЕЖИМНЫХ ПАРАМЕТРОВ НА ОСНОВЕ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ

Для каждого компонента системы переработки минерального сырья существует функциональная связь между параметрами входных воздействий (конструктивные и режимные параметры, свойства горной массы) и выходными характеристиками (технологические показатели). Иногда вид функциональной зависимости может быть легко выявлен. Однако для некоторых компонентов удается получить лишь экспериментальные данные по входным параметрам и выходным характеристикам.

В этом случае вводится некоторая гипотеза о характере функциональной зависимости, то есть аппроксимация ее некоторым математическим уравнением.

Для прогнозирования, количественной оценки и расчета параметров валкового виброударного классификатора необходимо определить аналитический характер зависимости производительности от исследуемых факторов.

Существующие методы математического моделирования результатов исследований регрессионными зависимостями [1,2] показали высокую достоверность результатов. Их достаточность определялась методом планирования экспериментов с последующей аппроксимацией полученных зависимостей [3, 4].

На основании заданного уровня значимости 0,05 % и критического значения статистики Стьюдента $t_{крит}$ были определены коэффициенты надежности при каждой составляющей многочлена, и на этом основании при сравнении с критическим значением всех коэффициентов надежности были исключены малозначащие факторные признаки. Адекватность моделей проверялась с помощью критерия Фишера.

В [5] рассчитывалась производительность и эффективность валкового вибрационного классификатора с установленными на них гладкими обрезиненными валками в зависимости от комбинаций различных варьируемых конструктивных, режимных параметров машины, а также свойств горной массы.

Аналогично были получены идентификационные модели таких же технологических показателей для экспериментальной установки валкового виброударного классификатора. Конструкция валкового виброударного классификатора отличается тем, что на нем установлена просеивающая поверхность в виде множества полимерных лепестковых дисков. Эта конструкция, а в частности и табличные данные экспериментальных исследований, показаны в [6], там же построены графики зависимости производительности валкового виброударного классификатора от исследуемых параметров. В отличие от регрессионных исследований валкового вибрационного классификатора с гладкими валками по инициативе исследователей помимо уже используемых добавляется еще один параметр *n*, учитывающий количество лепестков на каждом отдельном лепестковом диске.

Общее количество экспериментов составило 224 наблюдения. Диапазон значений варьируемых параметров приведен в табл. 1.

Таблица 1

Варьируемые параметры при определении производительности классификатора

Параметры	*α, град.*	*Δ, мм*	*ω, об/сек.*	*θ, %*	*g, т/ч·м²*	*γ, т/м³*	*n, шт.*
Диапазон значений	–15..+15	2–25	0,5 – 10	3 – 18	1 – 25	1 – 2,5	3 – 12

При проведении экспериментов варьировался один из параметров как основной и два–три других дополнительных параметра, соблюдая диапазон значений, указанных в Таблице 1. Это позволило выявить комплексное влияние факторных признаков на производительность грохочения.

В случае если параметры для данного вида эксперимента являются постоянными, то их фиксированные значения принимались следующими: $\alpha = -5^\circ$, $\Delta = 10\,мм$, ω = 2,5 об/сек, θ=3 %, g=5 $т/ч \cdot м^2$, γ=1,36 $т/м^3$, *n=12 шт.* Для идентификации принята многофакторная модель, включающая кроме линейных и квадратичных членов, произведение выбранных факторов.

Экспериментальные исследования позволили выполнить множественный регрессионный анализ. Множественный регрессионный анализ привел к получению статистической модели функционирования валкового виброударного классификатора.

В результате аппроксимации экспериментальных данных получены следующие зависимости производительности указанной машины от варьируемых параметров:

- от угла наклона и частоты $Q = 10,85 - 0,38\alpha + 3,99\omega - 0,01\alpha^2 - 0,2\omega^2$; (1)
- от зазора между валками $Q = 0,0958 + 0,0375\Delta^2$; (2)
- от удельной нагрузки $Q = -0,0616 + 0,97g$; (3)
- от частоты и влажности материала $Q = 9,88 + 3,1\omega - 2,13\theta - 0,1\omega^2 + 0,19\theta^2 - 0,05\omega\theta$; (4)
- от насыпной плотности материала, угла наклона и частоты вибровозбудителя

$$Q = -49,5 + 81,34\gamma - 23,66\gamma^2 + 1,35\gamma\omega; \quad (5)$$

- от количества лепестков диска, частоты вибровозбудителя

$$Q = 19,9 + 3,88n + 2,72\omega - 0,19n^2 - 0,13\omega^2 - 0,05n\omega. \quad (6)$$

Выводы. Производительность классификации горной массы на валковом виброударном классификаторе с лепестковыми валками:

– линейно зависит от удельной нагрузки g на единичную площадь классификатора, при увеличении удельной нагрузки производительность увеличивается;

– квадратично зависит от частоты вращения валков ω, влажности материала θ, угла его наклона α, зазора между валками Δ, от насыпной плотности материала γ, производительность имеет минимум в диапазоне граничной влажности θ *=5 - 10%*, так как силы взаимодействия между частицами сыпучего материала максимальны и обусловлены действием капиллярного эффекта за счет внутренней влажности частиц горной массы.

Список литературы

1. *Надутый В. П. Аппроксимация* зависимости производительности валкового вибрационного классификатора от его геометрических параметров и плотности сыпучей массы / В. П. Надутый, В. Ф. Ягнюков. // Геотехнічна механіка: Міжвід. зб. наук. праць / Ін-т геотехнічної механіки ім. М.С. Полякова НАН України. – Дніпропетровськ. – 2004. – №47. – С. 38–42.
2. *Надутый В. П. Моделирование* влияния параметров валкового вибрационного классификатора на производительность / В. П. Надутый, В. Ф. Ягнюков. // Геотехнічна механіка: Міжвід. зб. наук. праць / Ін-т геотехнічної механіки ім. М.С. Полякова НАН України. – Дніпропетровськ. – 2002. – №30. – С. 162–171.
3. *Полулях А. Д. Математическое* моделирование технологических процессов классификации углей на грохотах / А. Д. Полулях. // Уголь Украины. – 1997. – №12. – С. 47–48.
4. *Вероятность* и математическая статистика – Москва: Большая Российская Энциклопедия, 1999. – 910 с.
5. *Аппроксимация* зависимости производительности валкового вибрационного классификатора с гладкими валками от варьируемых параметров / В. П.Надутый, А. И. Егурнов, В. Ф. Ягнюков, И. В. Ягнюкова. // Геотехнічна механіка: Міжвід. зб. наук. праць / Ін-т геотехнічної механіки ім. М.С. Полякова НАН України. – Дніпро. – 2016. – №131. – С. 14–25.
6. *Ягнюкова И. В. Результаты* экспериментальных исследований влияния режимных и конструктивных параметров на эффективность валкового виброударного классификатора при переработке влажной липкой горной массы / И. В. Ягнюкова. // Вібрації в техніці та технологіях: наук.-техн. журн. / Вінниц. нац. аграр. ун-т. – 2016. – №3. – С. 166–174.

УДК 621.867.2

Суглобов В.В.[1], Ракша С.В.[2], Гринько П.А.[3]

Приазовский державний технічний університет
Дніпропетровський національний університет залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна
ООО «Метінвест Холдинг»

БАРАБАН СПЕЦІАЛЬНОГО ПРОФІЛЮ ДЛЯ СТРІЧКОВОГО КОНВЕЙЕРА

Вступ. Під час переміщення по роликоопорах конвеєрна стрічка може сходити в сторону від прямолінійного напряму руху. Таке бокове зміщення стрічки відбувається внаслідок ряду причин, основними серед них є: відхилення геометричних осей барабанів і опорних роликів від проектного положення, пов'язані з неточностями виготовлення і монтажу.

Зміщення стрічки від центральної подовжньої осі траси є суттєвою проблемою і однією із причин простоїв конвеєрного обладнання, втрат транспортованого вантажу, зменшення термінів служби стрічки і, як наслідок, приводить до зниження ефективності транспортних комплексів. На практиці більше третини простоїв конвеєрів є наслідком саме бокового сходу стрічки [1-5].

Відомі технічні засоби попередження зміщення конвеєрної стрічки і відновлення її прямолінійного руху не завжди можуть бути реалізованими при деяких видах транспортованого вантажу. Для забезпечення центрального переміщення стрічки розроблено нову конструкцію барабана для стрічкового конвеєра, яка захищена патентом України [6].

Метою даного дослідження є обґрунтування центруючої здатності запропонованого барабана і визначення раціональних співвідношень його геометричних параметрів. Для досягнення мети необхідно: 1) розробити математичну модель взаємодії стрічки з поверхнею барабана спеціального профілю, що обґрунтовує умови центрування стрічки; 2) розробити методику визначення раціональних конструктивних параметрів барабана в залежності від технічних характеристик стрічкового конвеєра; 3) провести експериментальні дослідження у виробничих умовах.

Основна частина. Профіль барабана (рис. 1) стрічкового конвеєра складається з горизонтальної ділянки *1*, яка безпосередньо служить робочою поверхнею і, відповідно, забезпечує експлуатаційну стійкість щодо зношення стрічки. Біля торців барабана ділянка 1 переходить у криволінійні ділянки *2*, які, власне, і виконують функцію центрування стрічки.

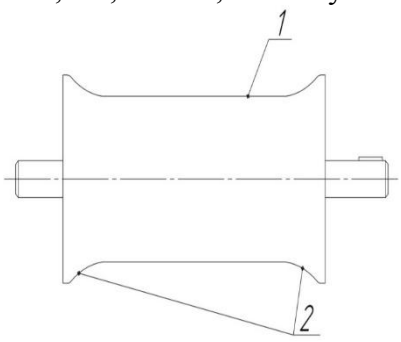
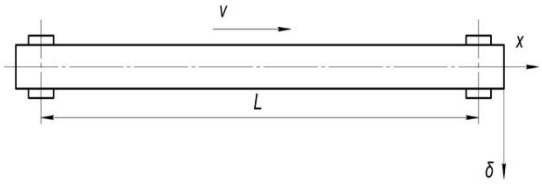


Рис. 3. Барабан спеціального профілю

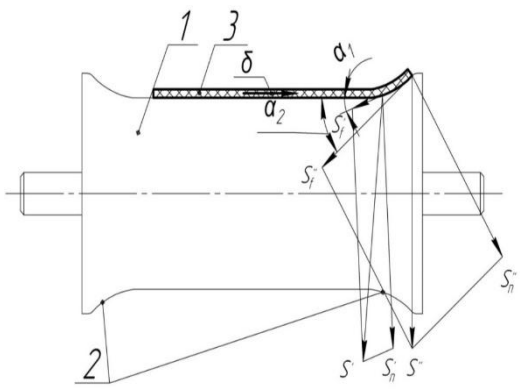
Математичне моделювання взаємодії стрічки з поверхнею барабана полягає у формуванні диференціального рівняння руху стрічки з урахуванням динамічної складової і відновлювальної сили.

Враховуються наступні параметри і вводяться позначення (рис. 2): $\rho_л$, $\rho_г$ – щільність стрічки і вантажу, кг/м^3; $v_л$ – подовжня швидкість стрічки, м/с; $\sigma(x)$ – натяг стрічки, віднесений

до одиниці площі поперечного перерізу, МПа; $A_л$, $A_г$ – площа поперечного перерізу стрічки і вантажу, м^2; $\delta(t)$ – поперечне зміщення стрічки, м; l – довжина конвеєра, м. Вісь x направлена від натяжного барабана до приводного вздовж конвеєра, вісь δ - перпендикулярна до осі x (рис. 2, а).



а



б

Рис. 2. Схема поперечного зміщення конвеєрної стрічки (а) і відновлювальних сил, що діють на стрічку (б)

Виходячи з припущення, що боковий схід стрічки у напрямі δ відбувається за відсутності відновлювальної сили, отримано рівняння

$$\frac{d^2\delta}{dt^2}=\left(\frac{S(x)+W_d(x)}{\rho A}-v_л^2\right)\frac{d^2\delta}{dx^2}-2v_л\frac{d^2\delta}{dxdt}+\frac{k}{\rho A}\frac{d\delta}{dx}, \qquad (1)$$

де $k=(q_л+q_г+q_р)\gamma$, Н/м; $W_d(x)$ – додаткові динамічні навантаження, Н; $q_л, q_г, q_р$ – лінійні сили тяжіння, відповідно, стрічки, вантажу і роликів, Н/м; γ – коефіцієнт опору руху.

Конструкція барабана спеціального профілю виконана з торцевими криволінійними центруючими ділянками у вигляді кривої другого порядку, на яких виникає відновлювальна сила S_t, що направлена по осі δ (рис. 2, а) в сторону подовжньої осі барабана [6].

Сила S_t пропорційна синусу кута α між дотичною до радіусу твірної криволінійної ділянки барабана і горизонтальною ділянкою барабана (рис. 2, б). Тому, для малих α, $sin\alpha \approx tg\alpha = \frac{d\delta}{dx}$, і, відповідно, $S_t^{'} = \frac{d\delta}{dx}$.

Таким чином, з урахуванням центручої сили S_t , рівняння (1), має вигляд

$$\frac{d^2\delta}{dt^2}=\left(\frac{S(x)+W_d(x)}{\rho A}-v_л^2\right)\frac{d^2\delta}{dx^2}-2v_л\frac{d^2\delta}{dxdt}+\frac{k}{\rho A}\frac{d\delta}{dx}-S_t^{''} \qquad (2)$$

Для прийнятих координат (рис. 2, б) сила S_t є центруючою, що враховано знаком сили в рівнянні (2).

Методикою розрахунку і визначення раціональних параметрів барабана передбачається:

- визначення товщини стінки барабана;
- визначення довжини горизонтальної ділянки барабана;
- визначення оптимального радіуса криволінійних центруючих ділянок;

- перевірка конструкції барабана на міцність.

Геометричні розрахункові параметри барабана наведені на рис. 3.

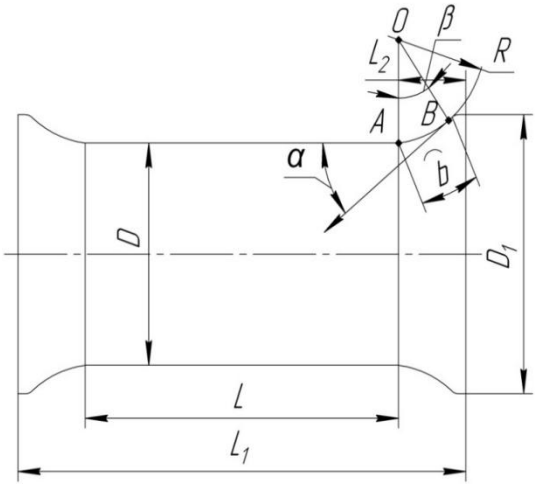


Рис. 3. Геометричні параметри конструкції барабана:
***L₁* – довжина барабана; *L* – довжина горизонтальної ділянки; *L₂* – довжина ділянки барабана від початку криволінійної ділянки до торцевої частини; *D₁* – діаметр барабана на торцевих ділянках; *D* – діаметр барабана на горизонтальній ділянці; *R* – радіус твірної криволінійної ділянки; *b* – довжина дуги криволінійних торцевих ділянок (*A* – точка початку дуги, *B* – точка закінчення дуги); *β* – центральний кут дуги**

Товщина стінки барабана визначається за емпіричною формулою і повинн бути не менше

$$\delta = 0{,}005D + (4\ldots6)\,мм\,.$$

Довжина горизонтальної ділянки визначається з урахуванням ширини *B* призначеної стрічки

$$L = B + 10\,мм\,.$$

Визначення оптимального радіуса *R* криволінійних ділянок барабана залежить від механічних властивостей матеріалу стрічки і параметрів її поперечного перерізу. Тому, з урахуванням циліндричної жорсткості стрічки, раціональні значення радіусу криволінійних ділянок барабана визначається з умови

$$R \geq R_1\ ,$$

де R_1 – радіус циліндричної жорсткості стрічки, мм; *R* – радіус барабана, мм.

Довжина дуги криволінійної ділянки барабана визначається за наступним алгоритмом:

1) Визначаються додаткові динамічні навантаження, які діють на стрічку під час роботи конвеєра;

2) Визначаються сумарні зусилля у стрічці з урахуванням додаткових динамічних навантажень;

3) Виходячи із сумарних зусиль у стрічці, визначається кут *α* між дотичною до радіусу твірної криволінійної ділянки барабана і горизонтальною ділянкою барабана з умови $S_t = S \cdot tg\alpha$.

4) Довжина дуги *b* криволінійних торцевих ділянок визначається як відстань від точки *B* (спільної точки діаметра барабана на торцевих ділянках і дотичної до радіусу твірної криволінійної ділянки) до точки *A* - початку горизонтальної ділянки барабана.

Умова забезпечення необхідного рівня центруючої сили

$$S_t \geq (S + W_d)\,\mu\,,$$

де S – зусилля у стрічці, Н; S_t – тангенціальна центруюча сила, Н; W_d – додаткові динамічні навагнтаження, Н; μ – коефіцієнт тертя між стрічкою і барабаном.

Значення довжини дуги b пропорційне її радіусу, величині центрального кута і визначається за виразом

$$b = \frac{\pi \cdot r \cdot \beta}{180} мм,$$

де r – радіус твірної криволінійної ділянки барабана, мм (визначається з умови $R \geq R_1$); β – центральний кут дуги, град (визначається з умови $S_t = S \cdot tg\alpha$).

Додаткові динамічні зусилля визначаються з урахуванням параметрів стрічковогоконвеєра і умов його експлуатації. Розраховуються також геометричні параметри барабана, що забезпечує стійкий рух стрічки вздовж осі.

Висновки. Шляхом математичного моделювання науково обґрунтовано ефект центрування конвеєрної стрічки за допомогою барабана спеціального профілю, який забезпечує самоцентрування стрічки без застосування автоматизованих центруючих пристроїв. Запропоновано методику розрахунку раціональних конструктивних параметрів барабана спеціального профілю, яка дозволяє ураховувати фактори, що впливають на поперечні зміщення стрічки.

Запропонована конструкція барабанів, а також методика розрахунку конструктивних параметрів може використовуватися при проектуванні нових і модернізації існуючих стрічкових конвеєрів, що дозволить під час експлуатації підвищити довговічність конвеєрної стрічки і мінімізувати час позапланових простоїв обладнання.

Список літератури

1. *Покушалов М.П. Исследование* и выбор способов центрирования конвейерных лент – В кн.: Горнорудные машины и автоматика. М.: Недра, 1967, с. 58 - 63.
2. *Спиваковский А.О. Теоретические* основы расчета ленточных конвейеров / А.О. Спиваковский, В.Г. Дмитриев. – М.: Наука, 1977. – 152 с.
3. *Спиваковский А.О. Транспортирующие* машины / А.О. Спиваковский В.К. Дьячков – М.: Машиностроение, 1983. – 488 с.
4. *Барышев А.И. Расчеты* и проектирование транспортных средств непрерывного действия / А.И. Барышев, В.А. Будишевский, Н.А. Скляров и др. – Донецк, 2005.– 736 с.
5. *Галкин В.И. Современная* теория ленточных конвейеров горных предприятий / В.И. Галкин, В.Г. Дмитриев, В.П. Дьяченко, И.В. Запенин. – М.: Издательство МГГУ, 2005. – 543 с.
6. *Патент № 45062 Украины* / МПК B65G 15/00. Барабан стрічкового конвеєра / Щеглов О.М., Суглобов В.В., Гринько П.А. (Украина) // № u200904862. – Заявл. 18.05.2009; опубл. 26.10.2009, Бюл. №20. – 4 с.
7. *Дмитриев В.Г. Анализ* поперечного движения ленты на ставе конвейера / В.Г. Дмитриев // Шахтный и карьерный транспорт. – М.: Недра, 1974. Вып. 1. – С. 102 – 109.
8. *Волотковский В.С. Износ* и долговечность конвейерных лент / В.С. Волотковский, А.Г. Нохрин, М.Ф. Герасимова. – М.: Недра, 1976. – 176с.
9. *Смирнов В.К. Взаимодействие* движущейся конвейерной ленты с перекошенным роликом / В.К. Смирнов, Е.М. Высочин, В.Я. Пошивайло, В.Ф. Монастырский // Вопросы рудничного транспорта. – К.: Наукова думка, 1972. – Вып. 12. – С. 32 – 45.
10. *Александров М.П. Подъемно*-транспортные машины / М.П. Александров // Учеб. для машиностроит. спец. вузов. – 6-е изд., перераб. – М.: Высшая школа, 1985. – 520с.
11. *Шахмейстер Л.Г. Теория* и расчет ленточных конвейеров / Л.Г. Шахмейстер, В.Г. Дмитриев. – М.: Машиностроение, 1987. – 336с.
12. *Щеглов О.М. Усовершенствованный* привод ленточного конвейера / О.М. Щеглов, П.А. Гринько // Захист металургійних машин від поломок. Міжвузівських тематичний збірник наукових праць. – Маріуполь, 2009. – Вип. 11. – С. 172-175.

UDC 621.924 3-24

Dyadyura K., doc. tech. sc., professor, Nagorny V., Ph.D., Harbuz M., student

Sumy State University

ADAPTIVE QUALITY CONTROL OF MACHINING BY CUTTING

The quality of product manufacturing must be monitored throughout the entire technological chain, including the process of material cutting operations. Thus, the processing quality is understood as compliance of the workpiece geometry and processed surface roughness with the requirements of technical documentation. The compliance is provided by the adaptive control of the processing system operation. The decisive influence on the quality of controlled parameters is made by the cutting tool wear, which is simultaneously a cause of permanent change in the dynamics of processing equipment. This fact requires implementing of adaptive control with the purpose of varying cutting modes that allow in conditions of ever-changing equipment dynamics to prolong the period of defect-free performance of a predetermined operation of machining materials by cutting.

There are two ways of controlling tool wear-direct and indirect. In industrial practice, the indirect way became widespread. In this regard, the adaptive control of tool wear is indirectly evaluated by measuring information signals having various physical nature and accompanying the cutting process. When monitoring the process of cutting an informative point is considered to be the point of the tool contact with the workpiece. At this point the useful signal carrying information about the course of the cutting process arises. Placing the sensor at this point is impossible. Selection of other control points, the closest of which, for example, in turning the workpiece is on the cutting tool holder, makes it necessary to exclude the biggest interference from the measurement results. A cutting sound is recorded by microphone typically of electret type (fig. 1). The voltage of the electrical signal at the output of the microphone varies according to a change in the recorded sound.

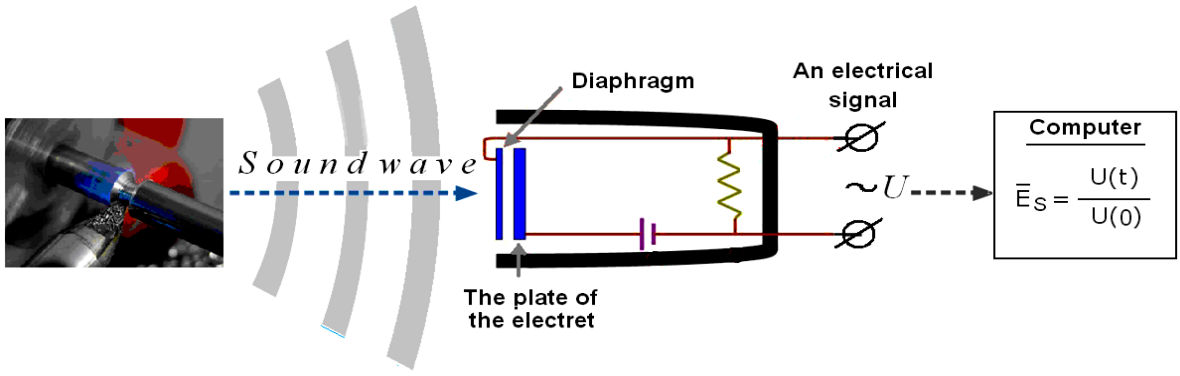


Fig. 1. The registration scheme of the cutting the sound by microphone

Effective performance management is dependent upon the noise resistance of the information signal and its sensitivity to the degree of tool wear and the workpiece surface roughness. These properties of the controlled signal are absolutely necessary for the effective management of defect-free workpiece manufacturing, because they eliminate the risk of giving erroneous order.

The article presents the results of the experimental studies demonstrating that among a variety of information signals the cutting sound is the most informative, because, firstly, it is registered in a contactless manner, making it noise-resistant to spurious signals generated by operating of a metal-cutting tool, and secondly, the cutting sound originating at the point of contact of the tool and the workpiece, has high sensitivity to tool wear and roughness of the machined surface. Further research should focus on the development of processing quality-forecasting methods to promptly change the cutting modes and therefore prolong the period of the defect-free part processing.

УДК 621.7.044

Коцюба В.Ю.[1], Пахолка С.Н.[1], Наумова Е.А.[2], Драгобецкий В.В., д.т.н., професор[2]

[1]АТ Мотор Сич»
[2]Кременчугский национальный университет имени Михаила Остроградского

ПРИМЕНЕНИЕ ЛИТЫХ МАТРИЦ ИЗ СПЕЦЧУГУНА ПРИ ГИДРОВЗРЫВНОЙ ШТАМПОВКЕ

Введение. При производстве крупногабаритных листовых деталей авиационных двигателей сложной пространственной конфигурации из титановых и высокопрочных сталей важное значение имеют вопросы снижения материалоемкости выпускаемой продукции, экономного расходования сырья, энергетических ресурсов, материалов, разработки и применения прогрессивных и малоотходных технологий. Одним из прогрессивных методов, которые позволяют решить эти задачи, являются процессы импульсной металлообработки. Для дальнейшего развития и совершенствования процессов импульсной металлообработки необходимо разработать комплекс мероприятий по повышению стойкости и работоспособности штамповой оснастки. При гидровзрывной штамповке происходит интенсивное импульсное нагружение штампов. Обычно стойкость штампов выражается суммарным временем контакта с деформируемым металлом, в этом случае оно исчисляется лишь сотыми и десятыми долями секунд.

На основе анализа производственного опыта выявлены наиболее существенные факторы разрушения штамповой оснастки: необратимая пластическая деформация формообразующих элементов, износ, образование трещин, откол, выкрашивание. Согласно данным распределение штамповой оснастки с различными типами матриц для взрывной штамповки по признаку разрушения, долговечность штамповой оснастки для гидровзрывной штамповки можно увеличить, главным образцом путем конструктивной прочности и упрочнением гравюры штампа на значительную глубину (более 10 мм) или применением малопластичных недеформируемых материалов, в частности, легированных чугунов.

Наиболее распространенным видом разрушения штамповой оснастки является необратимое формоизменение. Деформация элементов формообразующей поверхности матрицы вызывает увеличение размеров сверхдопустимых и не приемлемо для штампуемых деталей. Интенсивность нарастания необратимых деформация зависит от геометрической формы гравюры штампа, твердости пригравюрного слоя, условий импульсного нагружения, технологии формоизменения (количества переходов, массы и формы заряда, дистанции взрыва).

Необратимые деформации включают макроскопические и микроскопически. Последние характерны появлением бороздчатого микрорельефа. Согласно данным из практики эксплуатаций штампов с увеличением твердости стойкость штампов повышается, достигает максимума, а затем падает.

Таким образом, установлено, что основным фактором нарушения работоспособности матриц при гидровзрывной штамповке является возникновение необратимых пластических деформаций при деформировании заготовок.

Цель исследований. Обоснование целесообразности применения матриц из спецчугуна в процессах гидровзрывной штамповки и исследование их эксплуатационной стойкости с исключением необратимых пластических деформаций.

В связи с разработкой метода литья в керамические формы появилась возможность изготовления литых матриц. Метод позволяет получать матрицы с качественной формообразующей поверхностью с одновременным обеспечением высоких показателей литого металла, а именно:

- прочность и твердость в диапазоне эксплуатационных импульсных нагрузок;
- повышенное сопротивление выкрашиванию и необратимым пластическим деформациям формообразующей поверхности матрицы благодаря специфическому и более равномерному каркасному распределению карбидной фазы при определенных условиях кристаллизации, более высокого предела упругости;
- пониженная чувствительность к концентраторам напряжений;
- отсутствие комплекса дефектов характерных для деформированной стали (рванин, характерных для высоколегированных сталей; волокон, очагов разрушения на участках газовых пори рыхлостей; флокенов, появляющихся при определенных скоростях охлаждения после ковки; поверхностей раздела в результате деформации шлаковых включений).

Эти показатели литого металла особенно необходимы в процессах импульсной металлообработки. Стойкость литых штампов на основании испытаний, проведенных в кузнечном цехе свидетельствуют о том, что по стойкости литой кузнечный инструмент не уступает, а в некоторых случаях существенно превосходит изготовленный традиционным способом из деформированной заготовки. Еще одним важным преимуществом литой штамповой оснастки – меньшая стоимость. Снижение стоимости по сравнению с оснасткой, изготовленной обработкой резанием из поковок в среднем составляет 40%. А применение взамен легированных сталей, легированного чугуна приведет к снижению стоимости штамповой оснастки на 60-70%. Важно отметить, что с переходом на литые матрицы изменяется характер разрушения формообразующей полости матрицы .

Для установления характера разрушения выполнены эксперименты по импульсному нагружению цилиндрических литых заготовок имитирующих матрицы для формоизменения осесимметричных листовых деталей из цилиндрических заготовок ∅150 мм, высота H=90 мм, внутренний диаметр ∅72 мм (рис. 1, 2). Химический состав чугуна СЧШ или спец. чугун (Дормаш): C 2,85; Mn-0,92; S-0,05; Ni-2,24; Cr-0,96; Ti-0,03-0,06; P-0,17; V-0,04.

Полученные результаты подтверждают относительно малое изменение размеров формообразующей полости из необратимых деформаций для стального литья и его полное исключение для чугунного литья.

Целесообразность применения литых матриц рассматривается с позиций преобладающих видов разрушения формообразующей полости матриц, применение литых матриц, когда непосредственными причинами их выхода из строя являются необратимые пластические деформации, откол и выкрашивание. Отрицательные стороны литых штамповых материалов проявляются при большой неравномерности нагрузки по периметру.

В целом положительные стороны литого металла при импульсной металлообработке следующие:

- возможность повышения твердости стали, связанной с изменением условий кристаллизации;
- снижение себестоимости изготовления технологической оснастки для штамповки взрывом на 20-60%;
- снижение потерь металла в стружку с 35-60 до 12-17%;
- возможность многократного переплава разрушенных матриц и сокращение потребления поковок;
- снижение общей трудоемкости изготовления матриц на 15-40%; при уменьшении трудоемкости окончательной обработки на 20-50%;
- обеспечение возможности поверхностного легирования формообразующей поверхности матрицы из облицовочного слоя формы для повышения ее эксплуатационных характеристик.

Для оценки возможно применение специальных марок чугуна, в частности, марки СЧШ (серый чугун шеровидный) было изготовлено пять образцов. Образцы (модельные матрицы)

представляли собой толстостенные цилиндры высотой H=90 с внешним диаметром $\varnothing_1$=150, толщина стенки составляла δ=40.

Две модельные матрицы с толщиной стенки (рис. 1) подвергались импульсному нагружению зарядами взрывчатого вещества массами 10, 15, 20 г. При импульсному нагружении определялась масса заряда, при которой происходило образование видимых трещин и разрушение материала модели матрицы. Также оценивалась стабильность размеров формообразующей поверхности матрицы рис. 2, начальная твердость формообразующей поверхности образца увеличилась на 40-60%. Твердость измерялась прибором «NOVOTEST» рис. 3.

Рис. 1. Образцы моделей матриц из специального чугуна

Рис. 2. Измерение размеров матриц до и после взрыва

Рис. 3. Портативный прибор для измерения твердости

При нагружении образцов зарядом 5, 10 и 15 г установленным по центру симметрии образца матрицы образования трещин и выкрашивания материала модельной матрицы не происходило. Кроме того изменения геометрии и размеров формообразующей поверхности также не происходило, т.е. пластическое течение в силу специфики материала отсутствует. Исходный диаметр модельной матрицы и ее диаметр после нагружения импульсным, возникающим при подрыве зарядом массой 5, 10, 15 г измеряли штангенциркулем с электронной шкалой. При появлении трещин, что происходила заряд массой 20 г диаметр матрицы увеличивался на 1÷2,5 мм и происходило образование трещин и разрушения рис. 4. Поверхности разрушения стальной матрицы рис. 5, а и матрицы из спецчугуна рис. 5, б.

Характер разрушения соответствует хрупкому. Механизм разрушения для сталей из спецчугуна примерно одинаков и соответствует двум видам: квазисколу и межзеренному сколу.

Рис. 4. Подготовка образца матрицы к импульсному нагружению и образование трещин, и разрушение матрицы

а) **б)**

Рис. 5. Поверхности разрушения матрицы

Выводы. Матрицы, изготовленные из спецчугуна литьем по сравнению с инструментом, полученным из кованых заготовок, имеют более высокую сопротивляемость развитию трещин, что объясняется их высокой термической ударной прочностью и малой склонностью к растрескиванию в процессе эксплуатации.

Деформация матриц несущественно влияют на их свойства в процессе эксплуатации. Кроме того, не возникает необратимых пластических деформаций и искажений геометрии формообразующей поверхности матрицы. Необходимость в дополнительной упрочняюще-стабилизирующей обработки формообразующей поверхности и нанесение защитных покрытий отпадает. Затраты на изготовление матриц в этом случае снижаются на 40-50%.

УДК 621.941.2-229.323

Луців І.В., д.т.н., професор, Волошин В.Н., к.т.н., доцент, Бица Р.О.

Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя

ДОСЛІДЖЕННЯ ЗОНИ ДЕФОРМУВАННЯ АДАПТИВНИХ ЗАТИСКНИХ ЕЛЕМЕНТІВ ТОКАРНИХ ПАТРОНІВ ЗАСОБАМИ ТВЕРДОТІЛЬНОГО МОДЕЛЮВАННЯ

Одним із основних вузлів токарного верстата є затискний механізм (ЗМ), який суттєво впливає на точність і продуктивність обробки заготовок, а також визначає режими різання, точність встановлення заготовки і т.д. На даний час забезпечення тільки необхідної сили затиску і міцності ЗМ вже не є достатнім, внаслідок підвищення вимог до точності, жорсткості, ширини діапазону, швидкодії, швидкохідності, переналагоджуваності, багатофункціональності та довговічності [1, 2]. При токарній обробці для затиску деталей в умовах гнучкого виробництва широко використовуються затискні патрони обробка в яких складає 60-70% від усіх видів токарних робіт. Враховуючи вимоги, які ставляться до процесу токарної обробки, досить велика увага повинна приділятися затискним елементам (ЗЕ), які використовуються для оснащення токарних патронів. ЗЕ із визначеною (жорсткою) геометрією поперечного перерізу може взаємодіяти із заготовкою із повним контактом, неповним контактом та контактом по кромках. Затиск по циліндричній поверхні більшого чи меншого діаметрів призводить до того, що прилягання ЗЕ відбувається по певних зонах контакту, в яких виникають високі поверхневі тиски. При затиску по оброблених чистових базах на кінцевих операціях технологічного процесу це призводить до пошкодження поверхні, зниження точності та жорсткості затиску [3]. Тому в умовах швидкопереналагоджуваного виробництва актуальною є проблема адаптації ЗЕ до поверхні затиску в певному діапазоні діаметрів при чистовій токарній обробці та на операціях шліфування.

Одним із принципових підходів створення нових конструкцій затискних кулачків, які б забезпечували таку адаптацію, є навмисне введення в їх конструкцію зон деформації, що дозволяє забезпечити повний контакт поверхні затиску кулачка та поверхні оброблюваної заготовки [3, 4]. На основі структурного-схемного синтезу було розроблено цілий ряд конструкцій адаптивних затискних кулачків, на один з яких отриманий патент України на корисну модель [5]. Тому метою роботи є дослідження з використанням CAD/CAE-системи зони деформування ЗЕ, який в процесі затиску адаптується до поверхні затиску заготовок різних діаметрів певного визначеного діапазону.

Поставлена задача вирішувалась математичним моделюванням напруженого стану та пружних деформацій у зоні контактування адаптивного ЗЕ із заготовкою з використанням чисельних методів. Для цього використовувався в якості базового програмного інструмента пакет твердотільного моделювання Solid Works з інтегрованою системою аналізу і розрахунку фізичних процесів Cosmos Works із синхронною технологією [6].

За допомогою методу тривимірного параметричного моделювання була розроблена твердотільна модель адаптивного ЗЕ на основі запатентованої конструкції [5] для для оснащення клинового трикулачкового механізованого токарного патрона з діаметром корпусу 150 мм та твердотільна модель оброблюваної заготовки. Розрахунок напруженого стану та пружних деформацій проводився методом скінченних елементів. Підготовка розрахункової моделі проводилася за допомогою створення сітки скінченних елементів [6]. Напружено-деформований стан елементів визначається модулем пружності і коефіцієнтом Пуассона, що знаходяться в базі даних, за допомогою чисельного вирішення системи інтегрально-диференційних рівнянь, що описують стан моделі. На рис.1,а показана результуюча сітка

скінченних елементів, згенерована програмою. Проведено вибір та накладання граничних умов (рис.1.6,б), в тому числі тих, що моделюють зону контакту, та здійснено формування системи навантажень (рис.1,б,в). Сила затиску, прикладена до ЗЕ, варіювалася в діапазоні від 500 до 5000 Н. Це відповідає сумарній силі затиску ЗЕ токарного патрона відповідно 1500–15000 Н.

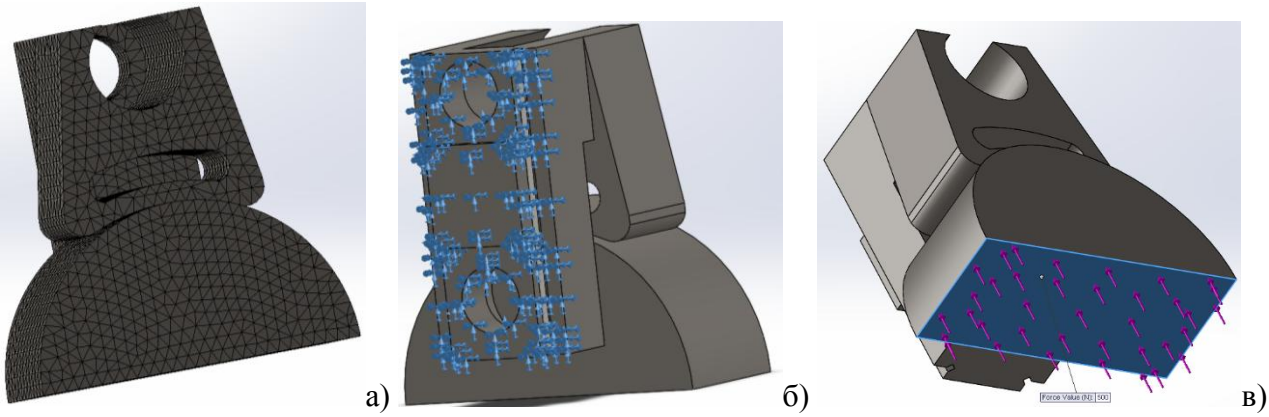


Рис. 1. Скінченно-елементна модель адаптивного ЗЕ та дослідної заготовки (а), граничні умови (б) та формування навнтжень (в) в середовищі CAD/CAE-системи

При моделюванні імітувався затиск заготовок в діапазоні ΔD=10 мм, який визначається конструктивними параметрами даного типорозміру токарного патрона. Результатами моделювання зони адаптації ЗЕ для різних діаметрів затиску, навантаженого силою затиску, є еквівалентні напруження, значення яких розраховувалися по гіпотезі енергії зміни форми Ріхарда Фон Мізеса та переміщення. Як приклад, на рис.2,а приведена картина напруженого стану зони адаптації ЗЕ для діаметра затиску 65 мм при силі затиску ЗЕ 500 Н. Отримані в результаті комп’ютерного моделювання картини напружено-деформованого стану для інших діаметрів затиску заготовок і сил затиску – аналогічні. Аналіз картин розподілу напружень в зоні адаптації ЗЕ показує, що найбільші напруження виникають в центральній та крайніх зонах ЗЕ, де сполучається кільцева затискна частина із тілом ЗЕ. Максимальні еквівалентні напруження в зоні адаптації ЗЕ, отримані в результаті комп’ютерного моделювання при різних зусиллях затиску та діаметрах затиску, приведені на рис.2,б).

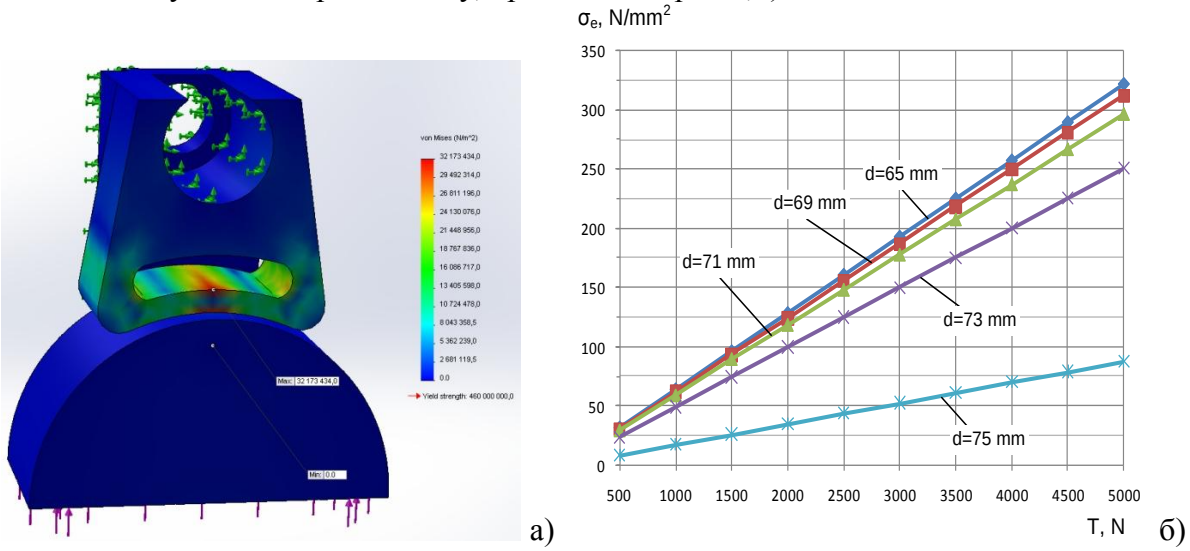


Рис.2. Картина напруженого стану адаптивного ЗЕ, отримана при комп'ютерному моделюванні для діаметра заготовки 65 мм, (а) та залежність максимальних еквівалентних напружень σ_e в зоні адаптації ЗЕ від зусилля затиску *T* та діаметра затиску *d*

Результати імітаційного моделювання показують, що із збільшенням зусилля затиску, яке припадає на один кулачок від мінімального до максимального (тобто в 10 раз), максимальні еквівалентні напруження також збільшуються майже у 10 раз, тобто спостерігається прямопропорційна лінійна залежність між навантаженнями та максимальними еквівалентними напруженнями.

При цьому більші напруження характерні для менших діаметрів затиску. Це пов'язано із меншою зоною контактування заготовок малих діаметрів та їх умовами контактування, які викликані більшою радіальною деформацією затискної частини адаптивного ЗЕ. Із збільшенням діаметра затиску від 65 до 73 мм максимальні еквівалентні напруження при максимальній силі затиску кулачком зменшуються у 1,28 раз. Це пояснюється збільшенням зони контакту при затиску заготовок більшого діаметру. При повному контакті заготовки із затискною частиною ЗЕ (d=75mm) зона адаптації не працює, і тому напруження в зоні контакту набагато менші. Аналіз результатів моделювання показав, що затискна частина адаптивного ЗЕ при навантаженнях силою затиску в діапазоні 500…5000 Н працює в зоні пружних деформацій і забезпечує її повний контакт із заготовкою в заданому діапазоні діаметрів при затиску.

Висновки.

1. Аналіз роботи ЗЕ із «жорсткою» геометрією їх поперечного перерізу показав, що контактування із заготовкою з неповним контактом та контактом по кромках призводить до неоднорідності поверхневого тиску між ними і оброблюваною заготовкою, а в деяких випадках і до пошкодження поверхні затиску.

2. Для уникнення таких явищ запропоновано новий принцип створення адаптивних затискних ЗЕ шляхом навмисного введення в їх конструкцію зон деформації, що дозволяє забезпечити прилягання контактуючої поверхні ЗЕ до поверхні затиску заготовки. На основі запропонованого принципу розроблено 3D-модель адаптивного ЗЕ, що має зони деформації.

3. З використанням засобів твердотільного моделювання (CAD/CAE–системи) проведена оцінка умов затиску в зоні контакту між адаптивним ЗЕ та поверхнею затиску зготовки. Проаналізовано напружені стани зони адаптації ЗЕ, які показали, що затискна частина ЗЕ працює зоні пружних деформацій в заданому діапазоні зусиль затиску і забезпечує в заданому діапазоні діаметрів її повний контакт із заготовкою при затиску.

4. Аналіз картин розподілу напружень в зоні адаптації ЗЕ показує, що найбільші напруження виникають в центральній та крайніх зонах ЗЕ, де сполучається кільцева затискна частина із тілом ЗЕ.

Список літератури

1. *Технологічне* оснащення для високоефективної обробки деталей на токарних верстатах: монографія/ [Кузнєцов Ю.М., Луців І.В., Шевченко О.В., Волошин В.Н.]. – К.: – Тернопіль: Терно-граф, 2011. – 692 с.
2. *Зажимные* механизмы и технологическая оснастка для высокоэффективной токарной обработки: Монография/ [Кузнецов Ю.Н., Драчев О.И., Луцив И.В., Шевченко А.В., Волошин В.Н.]. – Старый Оскол: ТНТ, 2014. – 480 с.
3. *Луців І.В. Адаптивні* елементи механізмів затиску автоматизованого обладнання для токарного оброблення/ Луців І.В., Волошин В.Н., Бица Р.О.// Вісник Національного університету «Львівська політехніка». Оптимізація виробничих процесів і технічний контроль в машинобудуванні та приладобудуванні. – 2013.– Випуск 772. – С.62 – 66.
4. *Lutsiv I. Adaptation* of lathe chucks clamping elements to the clamping surface/ Lutsiv I., Voloshyn V., Bytsa R.// Machines, Technologies, Materials. International journal. – Issue 12/2015 – pp. 64-67.
5. Патент України на корисну модель №105514, МПК B23B31/10. Адаптивний затискний кулачок/ Луців І.В., Волошин В.Н., Бица Р.О. – Опубл. 25.03.2016, Бюл. №6.
6. *SolidWorks*. Компьютерное моделирование в инженерной практике / [Алямовский А.А., Собачкин А.А., Одинцов Е.В.]. – СПБ.: БХВ – Петербург, 2005. – 800 с.

УДК 621. 771 (669.017)

Мамедов А.Т.[1], Сребрянский Г.А.[2],Рахманов С.Р.[2]

1 - Азербайджанский Технический Университет
2 - Национальная металлургическая академия Украины

К ВОПРОСУ ПОВЫШЕНИЯ ИЗНОСОСТОЙКОСТИ ПРЕССОВОГО ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ИНСТРУМЕНТА ПОКРЫТИЯМИ ИЗ АМОРФНЫХ СПЛАВОВ

Введение. Технологические процессы прессования бесшовных труб, наряду с положительными аспектами, имеют некоторые характерные недостатки, влекущие существенные материальные затраты. Среди них, преимущественно, выделяют низкую износостойкость рабочего инструмента, обусловленную работой в условиях высоких температурных и контактных напряжений. Очевидно, формирование нестабильного очага деформациии и снижение качества труб в основном вызвано несовершенством как формы, так и состояния рабочей поверхности технологического инструментов (эспандер, контейнер, пресс - штемпель, матричные кольца, иглы и др.) [1, 2].

Постановка задачи. Устранение вышеизложенных недостатков, как правило, достигается путем выбора параметров технологического процесса прошивки трубной заготовки и прессования труб, включая рациональную их калибровку и обеспечение условий нанесения смазки на рабочие поверхности технологических инструментов. Однако, все это не приводит к комплексному решению проблем изностойкости технологических инструментов.

Вследствие экстремальных условий процесса прошивки трубной заготовки рабочие поверхности технологических инструментов (экспадера и контейнера) подвергаются интенсивному износу со стороны обтекающего потока металла. Это, в свою очередь, приводит к повышению удельного расхода инструмента, ухудшению качества гильз и увеличению энергоемкости процесса экспандирования заготовки.

Цель работы. Выбор параметров износостойких нанопокрытий из аморфных порошков и обоснование технологии нанесения покрытий на поверхности технологического инструмента.

Метод решения задачи. В данной работе изложены предложения по повышению износостойкости прессового инструмента путем плазменного нанесения покрытий из современных аморфных сплавов на рабочие поверхности прессового инструмента трубопрессовой установки.

Износостойкие покрытия из высокотвердых материалов не нашли свое должное применение на металлургических предприятиях – в высоконагруженных деталях и узлах трения прокатного (валки, ролики) и трубопрокатного оборудования.

Исходным материалом для технологии нанесения износостойких покрытий на рабочие поверхности деталей служат порошки аморфных сплавов определенного состава, которые получают преимущественно распылением выбранного расплава. Данный способ более производительный и относительно дешевый по сравнению с другими [4]. Однако, такой способ получения порошка обладает двумя недостатками: даже при распылении инертными газами поверхность частиц порошка будет содержать оксиды [4–7], интервал размеров получаемых частиц от 20 до 300 мкм [4] и при таком разбросе размеров не всегда удается достичь аморфного состояния. Необходимо отметить, что оксиды элементов ухудшают свойства покрытий деталей и компактируемых из порошка изделий, а большой разброс размеров порошковых частиц делает их неоднородными по требуемым свойствам из-за различной величины скорости охлаждения.

В настоящей работе ставилась задача проанализировать возможности использования технологий закалки расплава для получения износостойких не дорогостоящих порошковых покрытий из аморфных сплавов лишенных вышеперечисленных недостатков.

Выбор состава износостойкого сплава и условия его аморфизации. Газопламенным напылением можно наносить покрытия из порошков практически любого состава на металлические или неметаллические поверхности. Следовательно, при этом наиболее эффективными являются покрытия на основе порошков из самофлюсующихся сплавов на основе никеля или железа Ni-Cr-Si-B-C, Ni-Cr-Si-B и Fe-Cr-Si-B [5 – 6]. Порошки из этих составов (особенно на основе железа) обладают высокой износостойкостью и твердостью ~HRC 66-67.

В сплавах вышеуказанных систем элементы B и Si (а также P и C) являются аморфизаторами при закалке расплава и одновременно обеспечивают самофлюсуемость материала при взаимодействии с деталью [7]. Высокоскоростную закалку осуществляют подачей расплава на поверхность вращающегося барабана-кристаллизатора и получают ленту или волокно (в зависимости от конструкции оборудования и технологии) толщиной от 15 до 100 мкм [7 – 9].Отсюда очевиден новый процесс получения самофлюсующихся порошков для износостойких покрытий, технологическая цепочка которого выглядит следующим образом: получение аморфной ленты или волокна, их охрупчивание путем отжига, размол в стандартном оборудовании, стандартное разделение порошка на фракции и последующее плазменное или детонационное нанесение покрытия на рабочую поверхность технологического прессового инструмента.

Сравнение эффективности обоих способов получения самофлюсующихся порошков, проведенное в работе [11], показало перспективность предложенного технического решения.

Во-первых, скорости охлаждения при распылении расплава не превышают 10^3 – 10^4 К/с, а при получении лент или волокон – до ~10^6 – 10^7 К/с. Такое увеличение скорости охлаждения при закалке расплава на несколько порядков сокращает время пребывания расплава в высокотемпературной области, тем самым практически исключая окисление поверхности ленты. Во-вторых, размеры частиц порошка, получаемого распылением, составляют 20 – 300 мкм [1], что совпадает с толщинами аморфных лент [11]. Кроме того, такой разброс по размерам порошинок влечет за собой разные скорости охлаждения, и, как следствие, неоднородную структуру, т.е. разные свойства. Если приравнять толщину получаемой ленты с диаметром сферической частицы распыленного порошка, то суммарная площадь поверхности ленты будет в ~ 6 раз меньше суммарной площади порошковых частиц, полученных из одинакового объема расплава [11]. При этих условиях охлаждения обе поверхности ленты практически не успеют окислиться, поэтому в исходном материале (ленте) для получения аморфного порошка количество окислов будет пренебрежимо мало. В-третьих, по предложенной технологической схеме последующий отжиг ленты для ее охрупчивания необходимо проводить при температурах не выше 250 – 280 С, что также не приводит к окислению поверхности [10].

Кроме того, однородность аморфной ленты по длине (±1-2 мкм) обеспечивает одинаковую скорость охлаждения всего объема разливаемого металла, одинаковое структурное состояние (аморфное) после размола и однородность покрытия, нанесенного затем на рабочую поверхность технологического инструмента.

По данной технологии, расплав из тигля 8 под действием избыточного давления через сопло заданной геометрии подается на наружную поверхность вращающегося с требуемой скоростью барабана-холодильника 4. При этом реализуются высокие скорости охлаждения расплава (10^5 – 10^7 К/с), что позволяет подавить традиционный механизм кристаллизации в указанных сплавах и получить аморфное состояние.

Таким образом, представляется возможным большинство порошковых композиций производить в виде аморфных лент или волокон, которые дальнейшим стандартным размолом

можно перевести в широко используемый аморфный порошок. Для повышения технологичности размола при получении порошка ленту и волокно подвергают «структурной релаксации» путем низкотемпературного отжига без нарушения аморфного состояния [10]. Благодаря этому можно достичь дисперсности размола 30 мкм и менее, т.е. дисперсности распыления расплава. Но если провести отжиг до более высоких температур, то за счет кристаллизации из аморфного состояния можно получить в лентах (волокнах) ультрадисперсное зерно менее ~1–3 мкм. Следовательно, такие закристаллизованные ленты также будут легко размалываться до нужных фракций.

Химический состав порошков из наноматериалов практически полностью идентичен составам известных и промышленно освоенных аморфных ленточных припоев системы Ni-Cr-Si-B [7] и высокопрочных аморфных лент системы Fe-Cr-Si-B [5]. Принципиальная схема получения аморфной ленты показана на рис.5. этот вариант является разновидностью получения аморфных сплавов и находит широкое применение при производстве лент из сплавов с эффектом памяти формы.

Проведем некоторый сравнительный анализ способов получения и синтез технологий нанесения износостойких порошков из аморфных материалов и их составов.

Под общим названием газотермическое напыление (ГТН) объединяются следующие методы: газопламенное напыление; сверхзвуковое напыление; детонационное напыление; электродуговое напыление; плазменное напыление; плазменная наплавка; лазерная наплавка; ионно-плазменное напыление в вакууме

Принцип газотермического напыление достаточно прост: материал (порошок), который наносят на поверхность детали, пластифицируется от источника нагрева, разгоняется потоком газа и транспортируется к поверхности детали. При ударе о шероховатую (подготовленную) поверхность детали частицы расплавленного (оплавленного) материала внедряются за счет неровностей в поверхность детали, образуя при этом слой прочного покрытия. С этой целью провели нанесение покрытий из аморфных материалов на поверхности экспериментальных образцов тремя методами: плазменное напыление, детонационное напыление, сверхзвуковое напыление. Параметры нанесения износостойких покрытий из аморфных материалов следующие: фракция порошка 20-60 мкм; дистанция напыления 150-200 мм; расход порошка по питателю 2,5 кг/час. Режимы работы установок выбирали оптимальные для металлических порошков с температурой плавления 1500-2000ºС.

Из изложенного следует, что использование аморфных износостойких материалов в сочетании с рациональным технологическим процессом нанесения на рабочую поверхность инструментов приводит к следующим преимуществам:

1. Качество покрытия на рабочей поверхности инструмента по адгезионной прочности и пористости более высокое при детонационном напылении.
2. Низкая пористость и высокая адгезия является следствием более низкой температуры газовой струи и более высокой скорости напыляемых частиц при детонационном и сверхзвуковом напылении.
3. В свою очередь структура и химический состав получаемых покрытий из аморфных материалов зависит от времени пребывания напыляемых частиц в струе напылительного устройства и температуры этой струи.
4. При высокой скорости термических релаксаций частицы аморфного материала практически не претерпевают значительных изменений. Эти скорости характерны для двух методов нанесения покрытий – детонационного и сверхзвукового.
5. При плазменном напылении ввиду высокой энтальпии азотной плазмы и более низкой скорости несущего потока происходят и термохимические реакции на поверхности напыляемых частиц. Косвенным подтверждением этого является повышенная микротвердость покрытия из аморфного материала.

Полученные данные были использованы для напыления опытной партии инструмента для трубопрессовой установки 50 МН.

Методы газотермического нанесения покрытий (детонационное, плазменное и др.) являются на сегодняшний день наиболее распространенными, но требуют сравнительно высокой однородности гранулометрического состава порошков, защиты их от окисления, разработки новых композиций [5]. При этом плазменное напыление покрытий позволяет вести процесс практически без нагрева напыляемой поверхности, что предотвращает значительные термические напряжения, деформацию и разупрочнение обрабатываемой детали [5]. Схема процесса газотермического нанесения на стандартной промышленной плазменной установке представлена на рисунке 1.

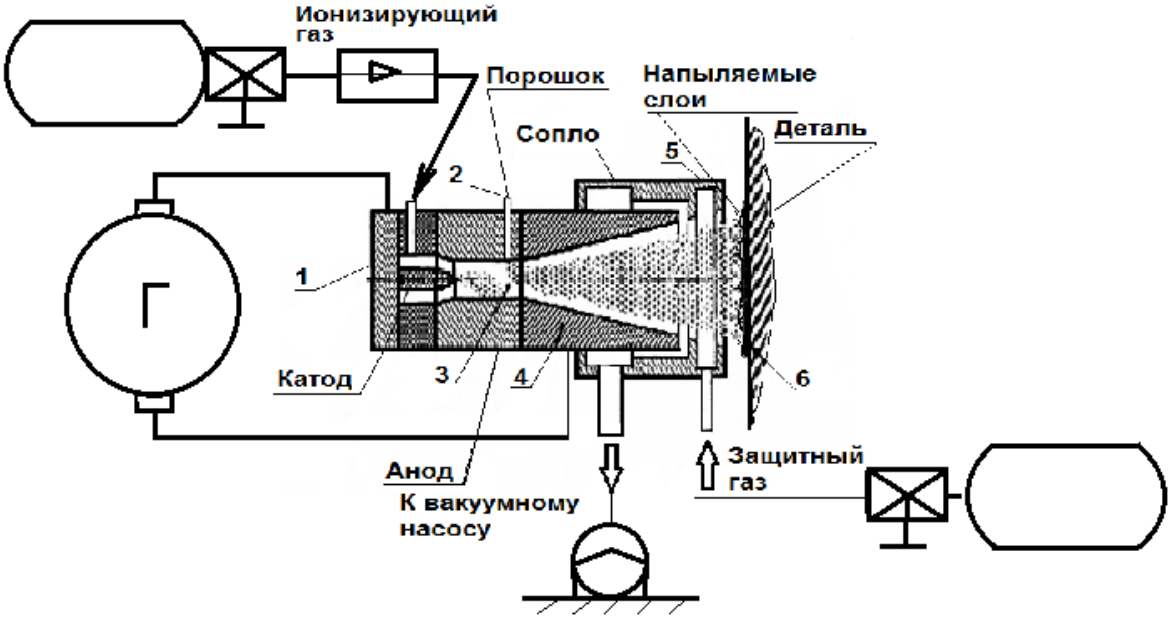


Рис. 1. Схема газопламенного покрытия рабочей поверхности прессового инструмента: 1 – плазмотрон с ионизирующим газом; 2 – аморфный порошок; 3 – плазменный поток; 4 – специальная насадка; 5 – компенсатор теплового воздействия плазмы; 6 – готовое покрытие на рабочей поверхности технологического инструмента

Напыляемый порошок, транспортируемый газом 2, подается перпендикулярно в плазменный поток 3 и далее через сопло на поверхность обрабатываемой детали. Специальная насадка 4 имеет внутри себя коническое пространство, которое и позволяет защищать напыляемые частицы от кислорода атмосферы и увеличивает передачу тепла от плазмы к напыляемым частицам обрабатываемой детали за счет своего малого объема и горячих стенок. Компенсатор 5 на торце сопла позволяет практически полностью устранить тепловое воздействие плазменного потока на покрытие 6 и обрабатываемую деталь.

Необходимо особо подчеркнуть, что существующие тенденции развития инновационных технологий в области металлургии создали определенные перспективы и широкие возможности для увеличения износостойкости прессового инструмента с применением покрытий. Так, например, покрытие рабочей поверхности экспандера прошивного пресса диаметром 80 мм высокотехнологичным износостойким аморфным порошком толщиной в 20 – 30 мкм в условиях соответствующего сортамента трубных заготовок способствует увеличению его стойкости до 3 и более раз.

Результаты промышленных испытаний прессового инструмента в условиях трубопрессовой установки 50 МН на износостойкость подтверждают правомерность выбранного направления принятых решений. Отметим, что в условиях эксплуатации

профильного пресса трубопрессовой установки 50 МН путем нанесения аморфных материалов на рабочую поверхность матричных колец толщиной в интервале 20 – 40 мкм достигнуто увеличение их стойкости в 1,5 – 2,1 раза, а при нанесения порошковых аморфных материалов на рабочую поверхность иглы и прессштемпеля в интервале толщин 60 – 100 мкм достигнуто увеличение их стойкости в 2,2 – 2,7 раза.

Выводы

1. Получило дальнейшее развитие направление увеличения стойкости прессового технологического инструмента применением износостойких покрытий, полученных из современных аморфных сплавов.
2. Проанализированы возможности использования ряда технологий и установок для нанесения аморфных материалов на рабочую поверхность технологических инструментов линии трубопрессовой установки.
3. Показано, что промышленно выпускаемые аморфные ленточные припои и сплавы на основе Ni и Fe по своему составу аналогичны дорогостоящим порошкам, применяемым для упрочнения методом плазменного нанесения.
3. Формирование требуемых параметров стойкости технологических инструментов достигнуто применением износостойких покрытий на основе не дорогостоящих порошков аморфных сплавов, лишенных характерных недостатков, присущих традиционным наплавочным материалам.
4. Выбрана технология производства аморфной ленты и ее размола, что позволяет получить однородный ультрадисперсный самофлюсующийся порошок для нанесения износостойкого покрытия на рабочую поверхность технологических инструментов. При этом показано, что нанесение таких покрытий на поверхность ряда инструментов трубопрессовой установки (экспандера, прессштемпеля, иглы и матрицы), вызывает прогнозируемое увеличения их стойкости в 1,5 –2,7 раза.

Список литературы

1. Данилов Ф. А. Горячая прокатка и прессование труб./ Данилов Ф. А., Глейберг А. З., Балакин В. Г.// М.: Металлургия, 1972. – 576 с.
2. Данченко В.Н. Технология трубного производства. Учебник для вузов. /В.Н. Данченко, А.П. Коликов, Б.А. Романцев, С.В. Самусев //. – М.: Интермет - Инжениринг, 2002. – 640 с.
3. Борисов С. И. Аналитический метод определения усилия при прессовании стальных труб./ Борисов С. И., Притоманов А. Е. – В кн. Инженерные методы расчета технологических процессов обработки металлов давлением. М.: Металлургиздат, 1964. С.350 – 355.
4. Либенсон Г.А. Основы порошковой металлургии. – М.: Металлургия, 1975. –200 с.
5. Гельтман И.С., Рабинович Е.М. Порошковые материалы для газотермического нанесения покрытий// Сталь,1985, №4. С. 78–81.
6. Селиванов М.В., Давыдова Н.М. Микрокристаллические сплавы за рубежом. –Черная металлургия. –1988. - №1. С. 27–43.
7. Лашко С.В., Лашко Н.Ф. Пайка металлов. М.: Машиностроение, 1988. – 376 с.
8. Сребрянский Г.А., Стародубцев Ю.Н. Основные принципы совершенствования технологии производства аморфной ленты //Сталь, 1991, № 9. С. 73 – 78.
9. Stubicar M., Ivezic T., Babic C., Ocko M. The micro hardness of transition metal- metalloid glasses// Fizika, 1978, 10. – Suppl. № 2. P. 244 – 249.
10. Шмырева Т.П., Береза Е.Ю. Быстроохлажденные эвтектические сплавы. К.: Тэхника, 1990. – 144 с.
11. Сребрянский Г.А., Стовпченко А.П. Новый подход к получению порошковых материалов/Materialy V Miedzynarodowa Sasja Naukowa “Nowe Technologie i osiagniecia w metalurgii inzynierii materialowej”, (Польша), Politechnica Czestochowska, Widawnictwo Wipmifs, 2004. P. 618 – 621.

УДК 621.913

Ковалевська О.С.[1], к.т.н., доц., Ковалевський С.В.[2], д.т.н., проф.

[1]НТУУ «КПІ»
[2]Донбаська державна машинобудівна академія

ПЕРСПЕКТИВИ ЗАСТОСУВАННЯ МЕХАНІЗМІВ ПАРАЛЕЛЬНОЇ СТРУКТУРИ В ТЕХНОЛОГІЧНИХ МАШИНАХ МЕХАНОСКЛАДАЛЬНОГО ВИРОБНИЦТВА

Важливими напрямками формування технологічних рішень є комплексні концепції розвитку технологій: технологічне (технічне) переозброєння, комплексна автоматизація і механізація різних процесів трудової діяльності. Технологічне переозброєння повинне розглядається як основа більш масштабних проектів - проектів реконструкції, так і самостійних проектів докорінної перебудови технологій - проектів технічного переозброєння. Автоматизацію в даний час найчастіше розглядають як застосування технічних засобів, методів і систем управління, які звільняють людину частково або повністю від безпосередньої участі в процесах отримання, перетворення, передачі і використання енергії, матеріалів і інформації.

Таким чином, розвиток машинобудівного виробництва нерозривно пов'язано з процесами оновлення парку технологічних машин, що забезпечують виготовлення продукції. Це безпосередньо стосується металообробного обладнання механоскладальних цехів. Від технологічних можливостей такого обладнання залежать основні показники ефективності машинобудівного виробництва. Тому пошук рішень в області створення технологічних машин, що мають підвищену точність і високі динамічні показники поряд з їх малою метало-та енергоємністю при високій продуктивності є актуальною проблемою.

У зв'язку з викладеним представляє особливий інтерес група механізмів, заснованих на принципах паралельної кінематики і можливості їх використання для вирішення завдань пов'язаних із зазначеною проблемою.

Механізми паралельної структури відрізняються тим, що утворюють кінематичну групу стрижнів змінної (регульованої) довжини, з'єднаних за допомогою шарнірів і формують систему стійких трикутних елементів конструкцій виконавчих механізмів технологічних машин.

Побудова координатної системи механізмів з паралельною кінематикою для реалізації складних просторових переміщень з підвищеними точносними і динамічними характеристиками вимагає проведення динамічного аналізу виконавчої ланки системи, під якими розуміється виконавчий механізм паралельної кінематики, що здійснює технологічні операції переміщення, обробки або вимірювання. В процесі динамічного аналізу виконавчого механізму в координатної системи переміщень вирішуються завдання розробки і безпосередньо реалізації математичної моделі, яка описує динамічний стан і поведінку механізму в русі і рівновазі при наявності зовнішніх силових впливів. На базі побудованої динамічної моделі виконавчого механізму вирішуються пряма і зворотна задачі динаміки в середовищі моделювання - проводиться симуляція роботи динамічної моделі для конкретних випадків відпрацювання виконавчим механізмом заданих переміщень. На підставі результатів, отриманих під час проведення динамічного аналізу, приймаються рішення щодо управління двигунами приводів рухомих штанг в координатної системи переміщень у вигляді вихідних характеристик зміни обертаючих моментів, швидкостей, прискорень, пікових навантажень, необхідних для реалізації заданого закону руху виконавчого механізму. Таким чином,

динамічна модель використовується для настройки і верифікації регулятора системи управління, оскільки враховує одночасно і динамічні, і кінематичні особливості виконавчого механізму.

У порівнянні з управлінням звичайними технологічними машинами, управління технологічним обладнанням на базі механізмів з паралельною структурою є в багатьох аспектах непростим завданням. Це пов'язано з більш складною структурою і формою робочої зони такій машини. Розробка універсального алгоритму є на даний момент актуальним завданням. Найбільш перспективним варіантом в цьому напрямку є розробка системи управління, яка здатна адаптуватися до нових поставлених завдань і навчатися на них. Найбільш доцільним є створення такої системи на базі принципів побудови нейромережній обчислювальної платформи. Така платформа реалізована з використанням каскадних структур, що здатна адаптуватися до постійно змінних умов існування системи управління технологічними машинами з механізмами паралельної структури. Слід підкреслити, що в наслідку побудови такої системи управління суттєво змінюється підхід до постановки задачі оптимізації руху виконавчого органу такої машини, а саме, цільовою функцією пропонується прийняти суму переміщень всіх елементів механізму з паралельною структурою при обмеженнях щодо виконання робочих переміщень технологічно інструменту.

В цьому напрямку працює Проблемна лабораторія мобільних інтелектуальних технологічних машин (МІТМ), що створена на кафедрі «Технології машинобудування» Донбаської державної машинобудівної академії і яка є прогресивною формою співпраці НАНУ і вищого навчального закладу. Основні напряки та завдання роботи МІТМ:

-теоретічне обгрунтування множин структурних, виконавчих і керуючих вузлів мобільних інтелектуальних технологічних машин (МІТМ);

-розробка технічних завдань на проектування базирующих, що позиціонують і виконавчих систем МІТМ;

-розробка перспективних технологічних процесів із застосуванням МІТМ;

-проектування вузлів виконавчих механізмів МІТМ;

-розробка алгоритмів інтелектуального управління вузлами і механізмами МІТМ;

-проектування керуючих систем МІТМ;

-проектування систем технологічних інструментів МІТМ;

-створення дослідних зразків елементів МІТМ (виготовлення, комплектація, складання, налагодження);

-випробування дослідних зразків МІТМ;

-дослідження ринку споживачів МІТМ;

-організація і супровід виготовлення промислових зразків МІТМ;

-забезпечення рекламно-виставкової діяльності;

-ведення наукового розділу профільного періодичного видання (журналу), присвяченого МІТМ;

-проведення тематичних семінарів і конференцій за тематикою теорії, створення та експлуатації МІТМ;

-розробка технологічних процесів виготовлення та ремонту виробів в умовах застосування систем МІТМ;

-кадровий супровід створення, впровадження та експлуатації МІТМ.

Розробка і дослідження технологічних машин на основі механізмів паралельної структури є важливим кроком в напрямку вдосконалення сучасного машинобудування, так як таке обладнання дозволяє досягти високих показників продуктивності та гнучкості виробництва за рахунок особливостей своєї структури.

УДК 621.9.06

Дмитрієв Д.О. д.т.н., проф., Русанов С.А. к.т.н., доц, Рачинський В.В. асп.

Херсонський національний технічний університет

ПЕРЕДУМОВИ ВИКОРИСТАННЯ ОБЛАДНАННЯ КАРКАСНИХ КОМПОНОВОК ДЛЯ ОБРОБКИ СКЛАДНИХ ПОВЕРХОНЬ ПЛАСТИЧНИМ ДЕФОРМУВАННЯМ

Вступ. В роботі розглянуто можливість використання для процесів обробки поверхневим пластичним деформуванням (ППД) просторових багатокоординатних шарнірно-стрижневих механізмів з паралельною структурою (МПС) [1]. Для такого обладнання постає проблема забезпечення необхідного рівня жорсткості (податливості) технологічної системи і, до того ж, розширення функціональних можливостей робочого органу, наприклад збільшення ступенів вільності, швидкості, робочого простору, гнучкості для обробки ППД складно-профільних поверхонь. Технології ППД використовують для підвищення опору втоми й твердості поверхневого шару металу, а також для формування в цьому шарі внутрішніх напруг (головним чином напруг стиску) і утворенню регламентованого рельєфу мікронерівностей на поверхні. Розрахункові питання стосовно до ППД розглядалися достатньо широко [2]. Дані дослідження і наведені в [2] закономірності є базовими принципами технологічної підготовки методів ППД. В якості верстатного забезпечення для методів ППД (зокрема, накатці та вигладжування) використовують універсальне або спеціальне металооброблювальне обладнання.

Мета дослідження. Метою дослідження є оціночне формулювання силових навантажень від інструменту з врахуванням випадкових коливань параметрів обробки, якісна оцінка відклику просторової паралельної структури на прикладі верстату декількох перспективних компоновок обладнання з МПС та кількісні порівняльні розрахунки відклику різних просторових структур за моделями та алгоритмами авторської лінійки програмних продуктів Tools Glide [3], Tools Response та Tools Apps [4].

Викладення основного матеріалу дослідження. Для уточнення силових факторів в процесі обробки необхідно розглядати модель «оброблювана деталь – інструмент» в цілому. Для подальшого аналізу можливостей застосування верстатів з МПС для ППД необхідно проаналізувати зворотній зв'язок в системі «деталь – інструмент – просторова структура верстату з МПС» з врахуванням обмежень, що накладає компонетика обладнання на жорсткістні характеристики та параметри рухливості. Тут основним є попереднє визначення характерних зусиль в процесі обробки у зв’язку з необхідністю орієнтування шарнірних механізмів у просторі в локаціях з найвищою жорстістю паралельної структури. Існуючі способи прогнозування висоти мікрорельєфу в контакті обробного ролика із заготовкою, основані на теоретичних розрахунках відповідно з положеннями теорій пружності і пластичності. При цьому дане визначення за статичних умов деформування не відповідає комплексу чинників, що впливають в динамічному контакті інструмента і заготовки.

Розроблено математичні моделі роботи обладнання з МПС в різних умовах навантаження, які реалізовано у спеціалізованих інтерактивних програмних пакетах, таких як лінійка програмних продуктів Tools Glide [3], Tools Response та Tools Apps [4-6], що зареєстровано і прийнято на баланс як нематеріальні активи Херсонського національного технічного університету на кафедрі основ конструювання (нині транспортних систем та технічного сервісу).

Вказана лінійка призначена для генерування кінематики та аналізу статичного та динамічного відкликів глайд-обладнання без обмежень на форму зовнішніх навантажень, що можуть бути задані як довільні функції часу та внутрішніх параметрів системи з підтримкою зворотнього зв’язку. Для аналізу відклику конструкції на робочі зовнішні навантаження в

усьому діапазоні технологічного процесу обробки система відокремлює статичні та динамічні навантаження – проходить наскрізний обмін даними між відповідними модулями: кінематика (пряма або зворотня задачі) – статичний відклик (формування тензорів коефіцієнтів жорсткості) - динамічний відклик [3-6]. Бібліотека скінченних елементів пристосована для задач такого типу, з підтримкою можливості з'єднання компонентів шарнірами різних типів, бібліотеки останніх можуть бути поповнені додатковими об'єктами.

Модель деформування просторових консольних елементів має вигляд

$$\begin{bmatrix} u_x \\ u_y \\ u_z \\ \theta_x \\ \theta_y \\ \theta_z \end{bmatrix}^{\{CONS\}} = \begin{bmatrix} \frac{L^3}{3EI_y} & 0 & 0 & 0 & \frac{L^2}{2EI_y} & 0 \\ 0 & \frac{L^3}{3EI_x} & 0 & -\frac{L^2}{2EI_x} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \frac{L}{EF} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -\frac{L^2}{2EI_x} & 0 & \frac{L}{EI_x} & 0 & 0 \\ \frac{L^2}{2EI_y} & 0 & 0 & 0 & \frac{L}{EI_y} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{L}{GI_p} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} Q_x \\ Q_y \\ Q_z \\ M_x \\ M_y \\ M_z \end{bmatrix}^{\{CONS\}}. \qquad (1)$$

Модель деформування балочних елементів:

$$\begin{aligned} \mathbf{u}^{\{BEAM\}}{}_1 &= \hat{\mathbf{C}}_Q^u \mathbf{Q}_1^{\{BEAM\}} + \hat{\mathbf{C}}_M^u \mathbf{M}_1^{\{BEAM\}} + \left(\mathbf{\Theta}_0 \times \mathbf{L}\right)^{\{BEAM\}} + \mathbf{u}_0^{\{BEAM\}}, \\ \mathbf{\Theta}^{\{BEAM\}}{}_1 &= \hat{\mathbf{C}}_Q^\varphi \mathbf{Q}_1^{\{BEAM\}} + \hat{\mathbf{C}}_M^\varphi \mathbf{M}_1^{\{BEAM\}} + \mathbf{\Theta}_0^{\{BEAM\}}. \end{aligned} \qquad (2)$$

Модель жорсткої платформи:

$$\begin{aligned} &\mathbf{u}_{PLG} = \mathbf{\Theta} \times \mathbf{r}^{\{PLG\}} + \mathbf{u}_C; \\ &\theta_x^{\{PLG\}} = -\frac{1}{\Delta}\left[\left(x_{J2} - x_{J3}\right)u_{Jz1} - \left(x_{J1} - x_{J3}\right)u_{Jz2} + \left(x_{J1} - x_{J2}\right)u_{Jz3}\right]^{\{PLG\}}; \\ &\theta_y^{\{PLG\}} = -\frac{1}{\Delta}\left[\left(y_{J2} - y_{J3}\right)u_{Jz1} - \left(y_{J1} - y_{J3}\right)u_{Jz2} + \left(y_{J1} - y_{J2}\right)u_{Jz3}\right]^{\{PLG\}}; \\ &\theta_z^{\{PLG\}} = -\frac{u_{Jx2}^{\{PLG\}} - u_{Jx1}^{\{PLG\}}}{y_{J2}^{\{PLG\}} - y_{J1}^{\{PLG\}}}; \quad u_{cx}^{\{PLG\}} = u_{Jx1}^{\{PLG\}} + \theta_z^{\{PLG\}} y_{J1}^{\{PLG\}}; \quad u_{cy}^{\{PLG\}} = u_{Jy1}^{\{PLG\}} - \theta_z^{\{PLG\}} x_{J1}^{\{PLG\}}; \\ &u_{cz}^{\{PLG\}} = \frac{1}{\Delta}\left[\left(x_{J2}y_{J3} - x_{J3}y_{J2}\right)u_{Jz1} - \left(x_{J1}y_{J3} - x_{J3}y_{J1}\right)u_{Jz2} + \left(x_{J2}y_{J2} - y_{J1}x_{J2}\right)u_{Jz3}\right]^{\{PLG\}}; \\ &\Delta = \left[x_{J1}y_{J2} - x_{J1}y_{J3} - y_{J1}x_{J2} - x_{J2}y_{J3} + x_{J3}y_{J1} - x_{J3}y_{J3}\right]^{\{PLG\}}. \end{aligned} \qquad (3)$$

В формулах (3) **u** – вектор переміщення вузла, **φ** – відносний кут повороту вузла, L – довжина консольного і балочного елементу, E – модуль пружності, G – модуль зсуву, I – статичні моменти інерції перетинів елементів, **Q**, **M** – поперечні зусилля і моменти в перетинах консольних та балочних елементів, $\hat{\mathbf{C}}_Q^u, \hat{\mathbf{C}}_M^u$ – блоки матриці жорсткості, $\mathbf{r}_j = [x_j, y_j, z_j]$ – радіус-вектор вузла в системі координат рухомої платформи.

Для визначення локацій та напрямків з заданою жорсткістю модуль Tools Response дозволяє отримувати в автоматичному режимі форми тензорних еліпсоїдів та еліпсоїдів податливостей для всього циклу обробки, при цьому проводиться визначення змінної динамічної величини пружного переміщення робочого органу стрижневої системи в місці навантаження з отриманням компонент тензору приведених коефіцієнтів жорсткості (лінійної та крутильної). Розрахунок тензорного еліпсоїду проводиться за рівнянням $(\hat{\mathbf{T}}\mathbf{r})\mathbf{r} = 1$, де **T** - тензор податливостей, **r** – радіус-вектор.

На рис. 1, а показано розраховане за допомогою Tools Response пружне відтискання каркасної системи як кадри анімації в однаковому циклі технологічного процесу обробки. Помітний значний вплив не тільки питань компоновки каркасної конструкції на картину деформованого стану конструкцій, але й взаємного орієнтування системи «каркас – деталь – інструмент».

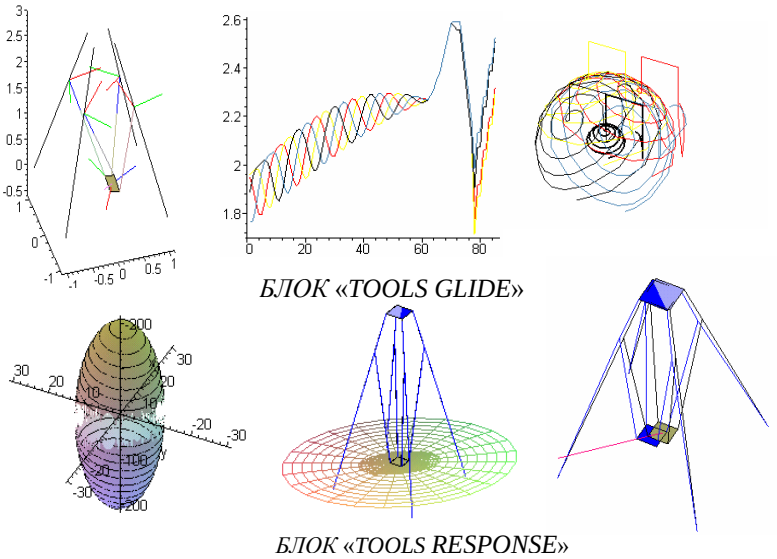


Рис. 1. Приклади проміжних графічних об'єктів моделями та алгоритмами лінійки програмних продуктів Tools Glide [3] та Tools Response

Для аналізу відклику каркасної системи МПС на розглянуті навантаження P+ΔP необхідно виконати декомпозицію задачі на окремі етапи з врахуванням (або без врахування, в залежності від ступеню наближення) властивостей деяких груп елементів або окремих ланок (рис. 2).

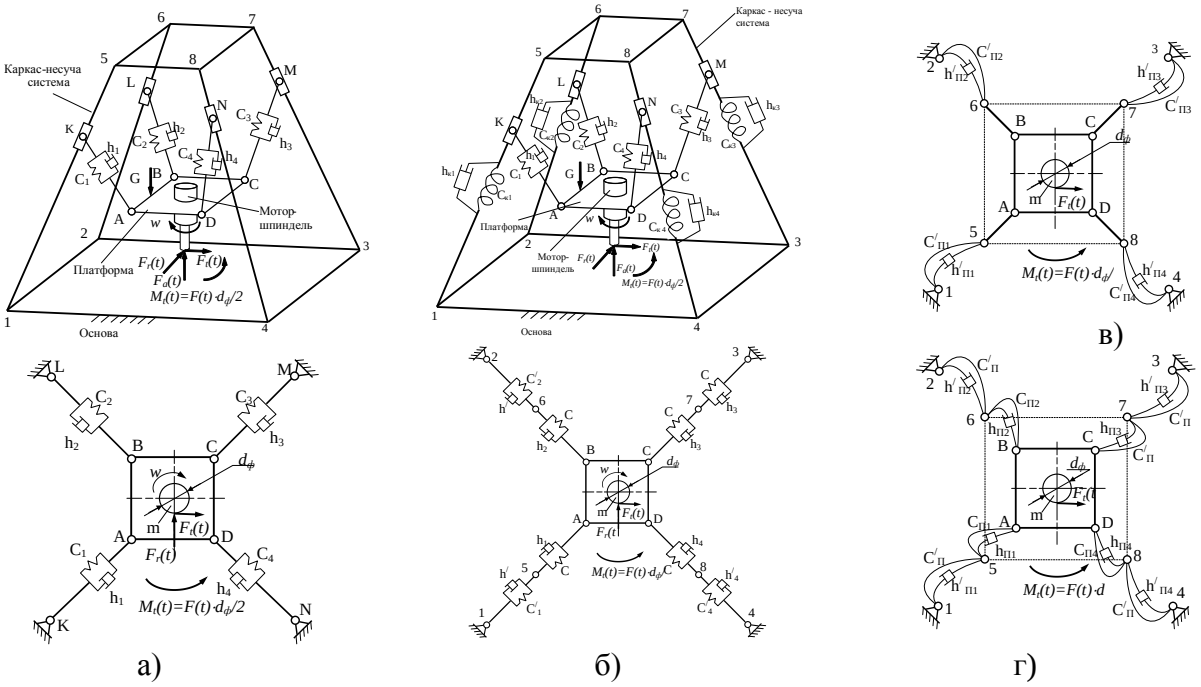


Рис. 2. Приклади декомпозиції загальної динамічної моделі на окремі розрахункові схеми каркасної компоновки верстату з МПС: а) врахування тільки лінійної податливості стрижневої системи рухомих ланок МПС; б) врахування лінійної податливості ребер каркасу і МПС; в) врахування тільки поворотної податливості ребер каркасу; г) врахування поворотної податливості МПС і ребер каркасу

Визначення вібраційних відкликів в системі Tools Apps [4, 6] проведено з імпортуванням в останню компонент тензору приведених коефіцієнтів жорсткості та розраховуються коливання, які формують розміри та форму деталі, з врахуванням випадкових факторів. Для *n*-ступеневого механізму математична модель перетворюється до вигляду

$$\mathbf{I}(\mathbf{q})\frac{d^2\mathbf{q}}{dt^2}+\mathbf{h}(\mathbf{q},\frac{d\mathbf{q}}{dt})=\mathbf{Q}, \qquad (4)$$

де $\mathbf{q}$, $\frac{d\mathbf{q}}{dt}$, $\frac{d^2\mathbf{q}}{dt^2}$ – вектори відповідно узагальнених координат, швидкостей та прискорень; $\mathbf{I}(\mathbf{q})$ – матриця інерції механізму; $\mathbf{h}(\mathbf{q},\frac{d\mathbf{q}}{dt})$ – вектор відцентрових, коріолісових та дисипативних сил; $\mathbf{Q}$ – вектор узагальнених сил, яки прикладені до ланок і шарнірів механізму.

Висновки. Розроблені математичні моделі і інтерактивні програмні модулі для прикладної оцінки жорсткості обладнання просторових компоновок із механізмами паралельної структури та точності відтворення траєкторії робочого органу в умовах силового навантаження дозволяють оцінити можливість використовування такого обладнання для обробки складно-профільних деталей поверхневим пластичним деформуванням. Для визначення локацій та напрямків з заданою жорсткістю Tools Response дозволяє отримувати в автоматичному режимі форми тензорних еліпсоїдів та еліпсоїдів податливостей для всього циклу обробки. Виготовлено дослідний зразок верстату з МПС і визначено для нього основні технічні параметри, що будуть використані при плануванні стратегій обробки ППД на даному верстаті.

Список літератури

1. *Кузнєцов Ю.М. Компоновки* верстатів з механізмами паралельної структури: Монографія / Ю.М. Кузнєцов, Д.О. Дмитрієв, Г.Ю. Діневич; під ред. Ю.М. Кузнєцова. – Херсон: ПП Вишемирський В.С., 2009. – 456 с.
2. *Рыжов Э.И., Суслов А.Г., Федоров В.П. Технологическое* обеспечение эксплуатационных свойств деталей машин. – М.: Машиностроение, 1979. – 176 с.
3. *Комп'ютерна* програма "ToolsGLIDE". Свідоцтво про реєстрацію авторського права на твір №57913. / С.А. Русанов, Д.О. Дмітрієв, П.В.Кеба, Ю.М. Кузнєцов. – Заявл. 03.11.2016; Опубл. 29.12.2016.
4. *Комп'ютерна програма "ToolsApp".* Свідоцтво про реєстрацію авторського права на твір №57913. / С.А. Русанов, Д.О. Дмитрієв, М.І. Подольський, Ю.М. Кузнєцов. – Заявл. 03.11.2014; Опубл. 29.12.2014.
5. *Дмитрієв Д.О., Русанов С.А., Кеба П.В., Півень С.М. Зовнішні* модулі для прогнозування та управління складними рухами ланок механізмів паралельної структури // Комплексне забезпечення якості технологічних процесів та систем (КЗЯТПС – 2016): матеріали тез доповідей VI міжнародної науково-практичної конференції. – Чернігів: ЧНТУ, 2016.– С. 44-47.
6. *Дмитрієв Д.О., Рачинський В.В., Півень С.М. Застосування* верстатів каркасних компоновок для обробки складних деталей поверхневим пластичним деформуванням // Перспективні технології та прилади. – Луцьк: Луцький НТУ. - 2016 р. – № 9. С. 36-43

УДК 539.3

Дзюба А.П., д.т.н., проф., Сафронова И.А.

Днепровский национальный университет имени Олеся Гончара

О РАСЧЕТЕ И ОПТИМИЗАЦИИ ПАРАМЕТРОВ ГОФРИРОВАННЫХ ОБОЛОЧЕК ВРАЩЕНИЯ (СИЛЬФОНОВ) В ГЕОМЕТРИЧЕСКИ НЕЛИНЕЙНОЙ ПОСТАНОВКЕ

Гофрированные оболочечные элементы конструкций имеют широкое применение во многих областях современного машиностроения, в частности, в авиа- и ракетостроении, в металлургической, энергетической и нефтегазоперерабатывающей промышленности, как компенсаторы тепловых расширений трубопроводов.

По роду своего функционального назначения такие оболочки имеют, как правило, большие перемещения. Поэтому расчет напряженно-деформированного состояния и оптимизацию параметров таких конструктивных элементов необходимо проводить в геометрически нелинейной постановке.

В представленной работе задача расчета сильфонов формулируется на основе нелинейных соотношений моментной теории оболочек для случая произвольной функции изменения срединной поверхности вдоль меридиана оболочки, которая, в совокупности, представляет собой последовательность фрагментов конических и тороидальных оболочек и кольцевых пластин. Задача отыскания оптимальной конфигурации меридиана сильфона решается с использованием методов теории оптимальных процессов и основывается на использовании аппарата принципа максимума Л. С. Понтрягина.

Такой подход позволяет разработать достаточно общий алгоритм расчета и определения оптимальной конфигурации срединной поверхности произвольно гофрированных оболочек вращения. При этом решение возникающей системы нелинейных дифференциальных уравнений с переменными коэффициентами осуществляется путем их линеаризации с дальнейшим уточнением решения итерационным путем, а для ускорения сходимости решения задач расчета и оптимизации таких оболочечных элементов, в настоящей работе предлагается специальный алгоритм, основанный на применении аппроксимации значений нелинейных составляющих уравнений состояния таких оболочек для каждого (некоторых) последующих шагов итерационного процесса методом имитационного прогнозирования, с использованием схемы Эйткена – Стеффенсона, модернизированного алгоритма метода Адамса и метода релаксаций.

Подход реализован в виде достаточно общего программного продукта. Его апробация осуществлена путем проведения численного эксперимента с целью сравнительного анализа эффективности полученных оптимальных проектов и применяемых методик ускорения сходимости. Получены результаты решения конкретных задачи расчета гофрированных оболочек с различной конфигурацией срединной поверхности. Разработаны соответствующие обобщения.

Данные проведенных экспериментальных исследований для конкретных сильфонов дают хорошее совпадение (отличие не превышает 5,5%) с числовыми расчетами, полученными с использованием нелинейной теории оболочек и разработанных алгоритмов, что демонстрирует адекватность расчетных результатов реальному поведению конструкции.

Полученные результаты исследований позволяют сделать вывод об эффективности спроектированных сильфонов оптимальной конфигурации (что позволяет повысить их эксплуатационные характеристики: прочность, податливость и др.), как компенсаторов теплового расширения.

УДК 629.7.615.3

Меньшиков В. А., д.ф.-м.н., проф., Павленко В. Н., д.т.н., проф., Шехов А. В., ст. препод.

Национальный аэрокосмический университет “Харьковский авиационный институт”

МОДЕЛИРОВАНИЕ КИНЕМАТИКИ И ДИНАМИКИ ОТКРЫТЫХ КИНЕМАТИЧЕКИХ ЦЕПЕЙ МАНИПУЛЯЦИОННЫХ МЕХАНИЗМОВ В СРЕДЕ MATHCAD

Введение. Конструкции промышленных роботов, упаковочных машин и мехатронных устройств в своей структуре широко применяют открытые кинематические цепи с одноподвижными кинематическими парами. Проектирование манипуляционных механизмов как правило рассматривается в отдельных учебных курсах. В традиционном курсе теории механизмов и машин эти механизмы обычно не рассматриваются или рассматриваются недостаточно, чтобы их проектировать с учетом современных требований к их техническим характеристикам. С другой стороны, подготовка студентов по соответствующим направлениям включает выполнения курсового проекта по теории манизмов и машин, где желательно выполнение проектирования вышеназванных механизмов. Однако здесь появляются трудности реализации таких проектов. Первая трудность – пространственная структура манипуляционных механизмов. Вторая трудность – сложность реализации традиционной методики выполнения курсового проекта, основанной на расчетно-графических методах, применительно к пространственным механизмам. Третья трудность – наличие программного обеспечения проектирования доступного и понятного студентам. В этой связи создание программной методики проектирования манипуляционных механизмов различной структуры (плоская или пространственная) с минимальным использованием элементов программирования представляет практический интерес для подготовки студентов по направлению роботомеханических систем.

Целью роботы была разработка и создание программного инструмента в среде математического пакета Mathcad, позволяющего студенту выполнять анализ кинематики и динамики пространственных открытых кинематических цепей манипуляционных механизмов на основе компьютерных моделей таких механизмов. При этом настройка таких моделей применительно к заданию, которое получает студент должна быть сведена к минимуму.

Исследования. Анализ литературы показал достаточное число работ, посвященных исследованию кинематики и динамики манипуляционных механизмов в программных средах Mathcad и MatLab. Отметим, например, роботу [1]. Однако в этих работах не рассмотрены вопросы реализации компьютерной модели кинематики и динамики в виде настраиваемой модели под различные структуры манипуляционных механизмов.

Математический пакет Mathcad был выбран по следующим причинам: простота освоения; наличие в одном документе текстовых зон, вычислительных зон и графиков; простота построения 2D и 3D графиков; наличие символьного процессора; наличие инструмента векторной алгебры и матричных вычислений; наличие операций дифференцирования и интегрирования как в численном виде, так и символьном.

Анализ кинематики открытой кинематической цепи манипуляционного механизма (КЦМ) выполняется на основе матричной модели с использованием параметров Денавита-Хартенберга [1]. Для каждого i-го звена КЦМ формируется матрица перехода A_i от системы координат $O_i X_i Y_i Z_i$, связанной с i-м звеном, к системе координат $O_{i-1} X_{i-1} Y_{i-1} Z_{i-1}$, связанной с (i-1)-м звеном. Со стойкой манипуляционного механизма связывается неподвижная базовая (абсолютная) система координат $O_0 X_0 Y_0 Z_0$. Матрица перехода A_i определяется заданием 4-х параметров Денавита-Хартенберга. При этом только один из этих

параметров является обобщенной координатой q_i, определяемой типом одноподвижной кинематической пары, образованной (i-1)-м и i-м звеньями. Построение систем координат $O_i X_i Y_i Z_i$ и выбор параметров Денавита-Хартенберга выполняется согласно способу, приведенному в [2]. Таким образом, матрицы перехода A_i являются функциями соответствующих обобщенных координат q_i, т.е. , $A_i = A_i(q_i), \mathrm{i} = \overline{1,n}$, где n - число подвижных звеньев КЦМ.

На основе матриц перехода A_i формируются матрицы однородных преобразований T_i размерностью 4×4, определяющие переходы от систем координат $O_i X_i Y_i Z_i$ к базовой системе координат $O_0 X_0 Y_0 Z_0$. Матрицы однородных преобразований определяют из следующих соотношений:

$$T_i = A_1 A_2 ... A_i \ , T_i = T_{i-1} A_i , T_0 = E, i = \overline{1,n}, \tag{1}$$

где E - единичная матрица размерностью 4×4.

Из (1) следует, что каждая матрица T_i является функцией обобщенных координат q_j, $\mathrm{j} = \overline{1,\mathrm{i}}$. С целью упрощения задания таких функциональных зависимостей считаем, что все матрицы $\boldsymbol{T_i}$ являются функциями всех обобщенных координат q_i, $\mathrm{i} = \overline{1,\mathrm{n}}$.

Набор матриц T_i позволяет решить прямую позиционную задачу о положении схвата или какой-либо другой точки КЦМ. Задав конкретные значения обобщенных координат q_i и координаты заданной точки КЦМ в соответствующей локальной системе координат $O_i X_i Y_i Z_i$, находим ее положение в базовой системе координат $O_0 X_0 Y_0 Z_0$ по формуле

$$r = T_i(q_1, q_2, ..., q_n)\rho, \tag{2}$$

где $\rho = (x_i, y_i, z_i, 1)^T$ - вектор-столбец размерностью 4×1, первые три строки которого являются локальными координатами заданной точки КЦМ; $r = (X_{0i}, Y_{0i}, Z_{0i}, 1)^T$ - вектор-столбец размерностью 4×1, первые три строки которого являются глобальными координатами заданной точки КЦМ.

На основе матричного соотношения (2) и условий, определяющих возможные диапазоны изменения обобщенных координат $q_{i\,\min} \le q_i \le q_{i\,\max}$ определяется геометрия рабочего пространства схвата КЦМ.

Скорости и ускорения точек КЦМ определяют исходя из уравнений для скоростей и ускорений в однородных координатах

$$\frac{d}{dt} r = \frac{d}{dt}\left(T_i(q_1, q_2, ..., q_n)\right) \cdot \rho, \frac{d^2}{dt^2} r = \frac{d^2}{dt^2}(T_i(q_1, q_2, ..., q_n)) \cdot \rho. \tag{3}$$

Соотношения (3) обычно представляют в следующей матричной форме

$$\dot{T}_k = \sum_{l=1}^{k} U_{kl} \dot{q}_l, \ \ddot{T}_k = \sum_{l=1}^{k} U_{kl} \ddot{q}_l + \sum_{l=1}^{k} \sum_{m=1}^{k} U_{klm} \dot{q}_l \dot{q}_m. \tag{4}$$

Матрицы U_{kl} и U_{klm} находят по формулам, приведенным в [2]. Заметим, что при определении этих матриц используют матрицы $\theta_i = \dfrac{d}{dq_i} A_i$ размерностью 4×4, вид которых полностью определяется типом (вращательная или поступательная) i-ой кинематической пары.

Для угловых скоростей и угловых ускорений k-го звена относительно базовой системы координат имеем следующие матричные соотношения [2]

$$\omega_k = \omega_{k-1} + z_{k-1}\dot{q}_k,\ \varepsilon_k = \varepsilon_{k-1} + z_{k-1}\ddot{q}_k + \omega_{k-1} \times \left(z_{k-1}\dot{q}_k \right), \tag{5}$$

где z_{k-1} - проекции единичного орта локальной оси Z_{k-1} на оси базовой системы координат.

На основе матриц (4) формируем вектора (3) линейной скорости и линейного ускорения схвата, а также вектора (5) угловой скорости и углового ускорения n-го звена, с которым связан схват.

По заданному закону $\dot{q}_i = \dot{q}_i(t)$ изменения скорости относительного движения звеньев в i-ой кинематической паре определяем временные характеристики этого движения – время разгона t_p, установившегося движения t_y и время торможения t_m. Затем выполняем интегрирование законов изменения скоростей обобщенных координат и с точностью до постоянных интегрирования восстанавливаем законы изменения обобщенных координат во времени $q_i(t)$.

По известным законам $q_i(t)$, решаем прямую задачу о скоростях и ускорениях звеньев и точек КЦМ. Так же решается задача о построении траектории движения схвата.

Динамическое исследование основано на методе кинетостатики. Для заданного момента времени $t_н$ определяют на основе модели кинематики линейные ускорения центров масс звеньев и их угловые ускорения как по отношению к базовой системе координат, так и в проекциях на оси соответствующих локальных систем координат. Затем находят проекции главных векторов сил и главных моментов сил инерции всех звеньев и груза, удерживаемого схватом, на оси локальных систем координат $O_i X_i Y_i Z_i$. С целью упрощения исследования считается, что оси локальных систем координат совпадают с главными центральными осями инерции звеньев. В этом случае тензор инерции звена относительно его центра масс будет диагональным. Ниже приведены формулы, по которым определяются вышеуказанные величины

$$Pui_i = -m_{si} w_{si},\ Mui_i = -\lfloor I_s \rfloor E_i - \Omega_i \times \lfloor I_s \rfloor \Omega_i, \tag{6}$$

где w_{si} - вектор ускорения центра масс i-го звена в проекциях на оси системы координат $O_i X_i Y_i Z_i$ размерностью 3×1; $\lfloor I_s \rfloor$ - тензор инерции звена относительно его центра масс размерностью 3×3 ; E_i, Ω_i - вектора соответственно углового ускорения и угловой скорости i-го звена в проекциях на оси системы координат $O_i X_i Y_i Z_i$ размерностью 3×1.

Силовой расчет начинают с последнего звена, которое является статически определимым. Для этого составляют два векторных уравнения равновесия – векторная сумма

всех сил, действующих на звено и сумма векторных моментов относительно заданной точки, связанной со звеном. Векторные уравнения равновесия записывают в локальной системе координат $O_n X_n Y_n Z_n$. В этих уравнениях неизвестными будут реактивная сила и реактивный момент реакции на n-ое звено со стороны (n-1)-го звена. Уравнения решаются в проекциях на оси локальной системы $O_n X_n Y_n Z_n$, т.е. будет найдено 6 неизвестных величин. При этом только одна из них будет относится к движущей силе или движущему моменту. Зависит это от типа кинематической пары, образованной n-м и (n-1)-м звеньями. Затем переходят к силовому расчету следующего звена, а именно к (n-1)-му звену. При этом учитывают, что действие n-го звена на (n-1)-е ранее найдено, а определению подлежит реакция (n-2)-го звена на (n-1)-ое звено. В результате этих действий, примененных для всех подвижных звеньев КЦМ будет найдена реакция стойки на первое подвижной звено и соответственно потребное значение движущей силы или движущего момента.

Для проверки правильности выполнения силового расчета проверяется равенство нулю векторной суммы всех внешних сил, действующих на звенья и реактивной силы в первой кинематической пары, а также векторная сумма моментов всех этих сил и реактивного момента в первой кинематической паре относительно начала базовой системы координат. Проверку выполняют применительно к базовой системе координат $O_0 X_0 Y_0 Z_0$.

Моделирование кинематики и динамики выполняется в рамках одного документа программы Mathcad, в котором реализуются матричная модель кинематики и векторные уравнения кинетостатики манипуляционного механизма задаваемой структуры. Матричная модель кинематики формируется в символьном виде. Затем после определения числовых характеристик законов изменения обобщенных координат во временной области находятся численные значения кинематики звеньев и их точек. Геометрия рабочего пространства строится в виде 3D графика. Траектория движения схвата или другой заданной точки также выводится в виде пространственной кривой, используя 3D графику. К входным данным компьютерной модели относятся: кинематическая схема манипуляционного механизма; длины звеньев механизма; массы звеньев; положения центров масс звеньев относительно точек звеньев, указанных на кинематической схеме; элементы тензоров инерции звеньев; диапазоны изменения обобщённых координат; законы изменения скоростей обобщенных координат. Кроме анализа кинематики и динамики манипуляционного механизма возможно реализация их исследования (моделирования) в зависимости от геометрических или инерционных параметров конструкции механизма.

Выводы

Практика применения результатов работы показала эффективность предложенной методики курсового проектирования манипуляционных механизмов и целесообразность дальнейшего ее улучшения и оптимизации.

Список литературы

1. *Ащепкова Н.С. Моделирование* и кинематический анализ кртвошипно-ползунного механизма / Н. С. Ащепкова // Вісник Національного технічного університету “ХПИ”. – 2014. – Вип. 62. С. 4-11.
2. *Юревич Е.И. Основы* робототехники / Е. И. Юревич. - Ленинград: Машиностроение, 1985. - 271 с.

УДК 621.87:62-567

Семенюк В.Ф., д.т.н., проф., Лінгур В.М., к.т.н.

Одеський національний політехнічний університет

ВИЗНАЧЕННЯ ВПЛИВУ ЖОРСТКОСТІ ПРУЖИННО-КУЛЬКОВОГО БУФЕРНОГО ПРИСТРОЮ НА ДИНАМІЧНЕ НАВАНТАЖЕННЯ ЛИВАРНОГО КРАНУ

Для зменшення динамічних навантажень при наїзді ливарних кранів на упори застосовують буферні пристрої. Розроблено багато конструкцій буферних пристроїв, але більшість з них мають суттєві недоліки [1, 2, 3]:

- пружинні буферні пристрої мають великі габаритні розміри та велику віддачу при наїзді на упори;
- гідравлічні буферні пристрої поглинають до 100% кінетичної енергії рухомого крану, але не знайшли широкого застосування у зв'язку з жорсткими вимогами до якості обслуговування під час експлуатації.

Запропонована конструкція пружинно-кулькового буферного пристрою [4]. Основою такого пристрою є кульковий передавальний механізм, який має послідовно розташовані комплекти кульок (рис. 1), а кінцеві комплекти кульок підтиснуті пружинами. Характерною особливістю цього механізму є те, що сила пружин, які підтискають кінцеві комплекти кульок тим менша, чим більше послідовно розташованих комплектів кульок. Крім того, передача силового потоку і переміщення кульок і пружин у цьому пристрої відбувається у напрямку перпендикулярному вхідній силі. Така конструкція забезпечує максимальну компактність пружинно-кулькового буферного пристрою у порівнянні з пружинними, пружинно-фрикційними і гідравлічними буферними пристроями.

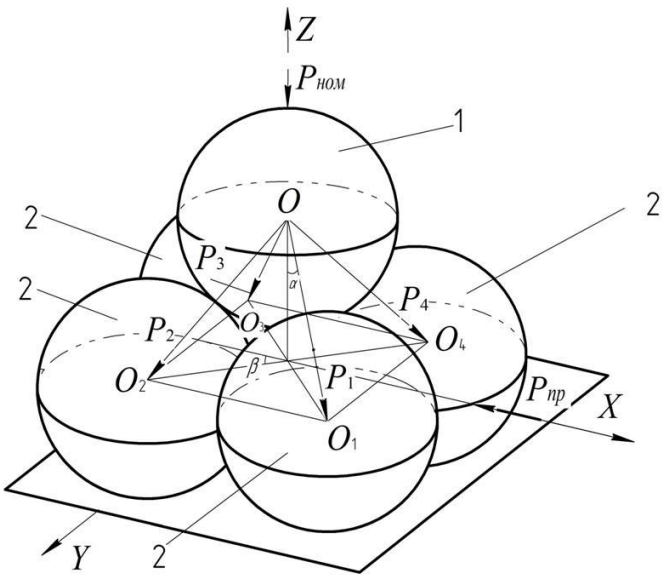


Рис. 1. Комплект кульок передавального механізму:
***1* – верхня кулька; *2* – нижні кульки.**

При наїзді ливарного крана на буферні пристрої пружинно-кулькового типу динамічне навантаження визначається силою опору буфера

$$P_{бі} = c_{бі} \cdot x_i \,, \tag{1}$$

де $P_{бі}$ – поточна сила опору буфера;

$c_{бі}$ і x_i – поточне значення жорсткості і пружної деформації буфера, відповідно.

Жорсткість пружинно-кулькового буфера під час роботи зменшується за рахунок збільшення кута контакту α поміж кульками і визначається за формулою

$$c_{бі} = 2n \cdot c \frac{\cos\alpha_i}{\sin\alpha_i}, i = 1,2,3..., \tag{2}$$

де n – кількість кульок верхнього ряду;

c – коефіцієнт жорсткості пружин буфера;

α_i – поточне значення кута контакту поміж кульок;

$$\cos\alpha_i = \cos\alpha_0 - \frac{V_i t_i}{2r}, \tag{3}$$

де α_0 – початкове значення кута контакту поміж кульками;

V_i – початкове значення швидкості крана при наїзді на буферний пристрій;

r – радіус кульок;

t_i – початковий час роботи буфера.

$$\sin\alpha_i = \sqrt{1 - \left(\cos\alpha_0 - \frac{V_i t_i}{2r}\right)^2}. \tag{4}$$

З урахуванням значення $\cos\alpha_i$ (3) і $sin\alpha_i$ (4), формула для жорсткості пружинно-кулькового буфера (2) запишеться так:

$$c_{бі} = 2nc \frac{\cos\alpha_0 - \frac{V_i t_i}{2r}}{\sqrt{1 - \left(\cos\alpha_0 - \frac{V_i t_i}{2r}\right)^2}}. \tag{5}$$

Залежність для визначення поточного значення швидкості крана при наїзді на буфер можна знайти з рівності кінетичної енергії рухомого крана роботі сили опору буфера при наїзді на нього ливарного крана

$$\frac{mV_i}{2} = P_{бі} \cdot x_i, \tag{6}$$

де $m = m_{пр} + m_к + m_м + m_в$,

при цьому $m_{пр}$ - наведена до кола ходових коліс маса обертальних частин привода механізму переміщення;

$m_к$ - наведена до кола ходових коліс маса кінцевих балок;

$m_м$ - наведена до середини прольоту маса головних балок моста і плюс наведена маса візка;

$m_в$ - маса гнучко підвищеного вантажу.

Поточне значення швидкості крана знайдеться як

$$V_i = \sqrt{\frac{2P_{бі} \cdot x_i}{m}}. \tag{7}$$

Для визначення поточної пружної деформації буфера x_i розглянуто одно масову розрахункову динамічну схему [5], для якої диференційне рівняння руху крана має вигляд

$$m\ddot{x}_i + c_{бі} x_i = 0. \tag{8}$$

Прийняв рішення цього рівняння у вигляді

$$x_i = A\cos pt_i + B\sin pt_i, \tag{9}$$

де $p = \sqrt{\frac{c_{бi}}{m}}$, знайдемо значення x_i

$$x_i = \frac{V_i}{\sqrt{\frac{c_{бi}}{m}}}\sin\sqrt{\frac{c_{бi}}{m}}\cdot t_i. \tag{10}$$

Для $\sqrt{\frac{c_{бi}}{m}}\cdot t_i = \frac{\pi}{2}$ максимальне значення поточної пружної деформації буфера буде дорівнювати

$$x_{i\max} = \frac{V_i}{\sqrt{\frac{c_{бi}}{m}}}. \tag{11}$$

Максимальне значення сили опору буфера буде

$$P_{бi\max} = c_{бi}\cdot x_{i\max}. \tag{12}$$

Аналіз залежності (5) показує, що динаміку навантаження ливарного крана визначають жорсткість пружин і кількість комплектів кульок.

Висновки.

1. Жорсткість пружино-кулькового буфера є величиною змінною (зменшується під час спрацьовування буфера); вона залежить від жорсткості пружини та кількості комплектів кульок; змінний характер жорсткості буфера визначається тим, що при спрацьовуванні буфера кут контакту поміж кульками збільшується і за рахунок цього збільшується горизонтальна складова сили буфера, що діє на пружину.

2. Для отримання «м’якої» динамічної характеристики буфера пружинно-кулькового типу необхідно брати кількість комплектів кульок від 6 до 10 при малій жорсткості пружини.

3. Виконаний аналіз підтверджує, що буферний пристрій пружинно-кулькового типу забезпечує поглинання кінетичної енергії рухомого крана і його зупинку без віддачі.

Список літератури

1. *К.Д. Никитин, А.Ю. Смолин. Мостовые* металлургические краны. Красноярск: ИПЦ КГТУ, 2005. -200 с.
2. *P.G. Kit. Hydraulic* Bumpers for the Protection of Buildings. Cranes and Operators From Impact Damage. Fall Convention Association of Iron and Steel Engineers Subcommittee # 13: Design and Construction of Mill Buildings. 1996.
3. *T.N Haas. Numerical* Evaluation (FEA) of End Stop Impact Forces for a Crane Fitted with Hydraulic Buffers. Thesis presented in partial fulfilment of the requirement for the degree of Masters in Civil Engineering at the University of Stellenbosch. 2010.
4. *Семенюк В.Ф., Лингур В.Н. Особенности* шарикового передаточного механизма. Праці Одеського політехнічного університету: Науковий та науково-виробничий збірник. – Одеса, – Вип. 2(39), 2012. – с. 55–60.
5. *Н.А. Лобов. Динамика* передвижения кранов по рельсовому пути: Учебное пособие. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2003. – 232 с.

УДК 669.013.002.5:531.3

Бейгул О.О. д.т.н., професор; Смирнов А.І., інженер; Бейгул В.О., к.т.н., ст. викладач; Лепетова Г.Л., к.т.н., доцент

Дніпродзержинський державний технічний університет

ВИЗНАЧЕННЯ КРИТИЧНИХ РЕЖИМІВ ЗБУРЕНОГО РУХУ ЗЧЛЕНОВАНОГО ПОРТАЛЬНОГО КОНТЕЙНЕРОВОЗА У ПОПЕРЕЧНІЙ ПЛОЩИНІ

Вступ. На сучасних підприємствах з'являються нові технологічні лінії, де спецавтотранспорт, як більш гнучкий у своєму використанні, витісняє традиційний залізничний транспорт. На ділянках перевезення контейнерів, пакетованих вантажів, піддонів використовуються автотранспортні засоби з вантажопідйомним устаткуванням [3], контейнеровози з U-подібною рамою [4], портальні автомобілі [1,7]. Портальні автомобілі знаходять широке застосування у лісній, деревообробній промисловості, при проведенні навантажувально-розвантажувальних робіт у складських приміщеннях, в останній час застосовуються в технологічних лініях заводів чорної та кольорової промисловості. Як правило, такі машини мають мало аналогів у практиці вітчизняного автомобілебудування, тому їх розробка, проектування та виготовлення вимагають нового, нетрадиційного підходу.

Мета роботи. Обгрунтування умов поперечної стійкості зчленованого портального контейнеровоза при кососиметричних кінематичних збуреннях.

Основна частина. На рис. 1 зображено зчленований портальний контейнеровоз.

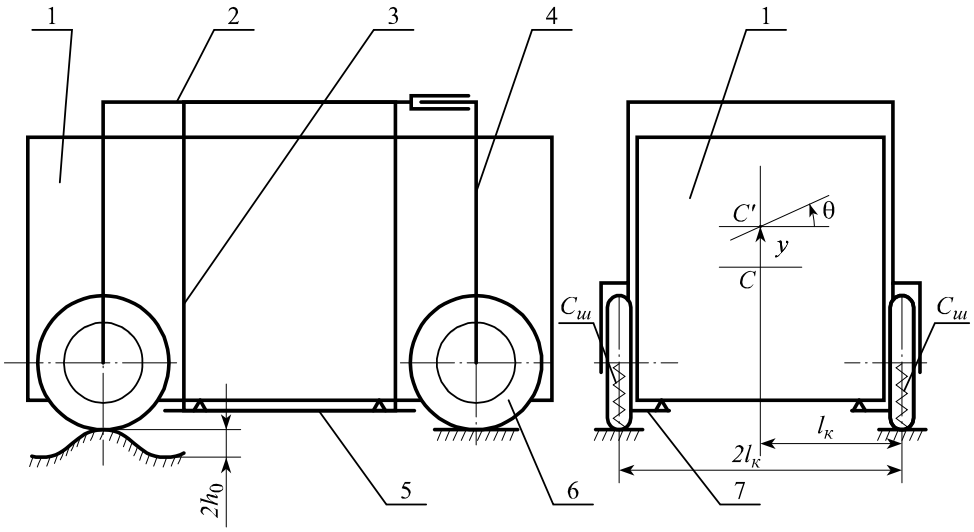


Рис. 1. Зчленований портальний контейнеровоз:
1 – контейнер; 2 – портальна несуча система; 3 – вантажопідйомна штанга;
4 – П-подібний міст; 5 – правий ложемент; 6 – колесо; 7 – лівий ложемент

Будемо вважати, що кінематичні збурення діють лише на праву підвіску портальної машини. Рівняння збуреного руху отримуємо у формі рівняння Лагранжа другого роду:

$$\frac{d}{dt}\left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_j}\right)-\frac{\partial T}{\partial q_j}=-\frac{\partial \Pi}{\partial q_j}+Q_j^F\,, \tag{1}$$

де T – кінетична енергія системи, Дж;

Π – потенціальна енергія системи, Дж;

q_j – j-а узагальнена координата, м (рад);

Q_j^F – j-а узагальнена сила неконсервативного походження, Н (Н·м).

У даному разі $q_1 = y,\ q_2 = \theta$, де y – вертикальне переміщення центра маси системи, θ – кут повороту машини у поперечній площині.

Тоді кінетична енергія системи:

$$T = \frac{m_c \dot{y}^2}{2} + \frac{J_c \dot{\theta}^2}{2} + \frac{m_c v^2}{2}, \tag{2}$$

де m_c – сумарна маса підресорених частин зчленованого портального контейнеровоза, кг;

J_c – сумарний момент інерції підресорених частин зчленованого портального контейнеровоза за винятком П-подібного моста, кг·м^2;

v – швидкість руху портального контейнеровоза м/с.

Потенціальна енергія системи реалізується енергією стисненого повітря в пневматиках коліс і має наступний вигляд:

$$\Pi = \frac{C_ш}{2}\left(y - l_k\theta\right)^2 + \frac{C_ш}{2}\left(y + l_k\theta - h_n\right)^2, \tag{3}$$

де $C_ш$ – радіальна жорсткість пневматика колеса контейнеровоза, Н/м;

l_k – половина колії контейнеровоза, м;

h_n – підйом правого колеса задньої підвіски контейнеровоза на нерівностях сінусоїдального профілю, м.

При русі машини підйом правого колеса має наступний вигляд:

$$h_n = h_0 \sin\frac{2\pi v}{l_0} t, \tag{4}$$

де h_0 – амплітудне значення профілю нерівностей, м;

t – час, с;

l_0 – довжина сінусоїди, яка апроксимує функцію нерівностей, м.

Нехтуючи силами неконсервативного походження, підставляємо вирази кінетичної та потенціальної енергій у рівняння Лагранжа другого роду і отримуємо наступні диференціальні рівняння:

$$m_c \ddot{y} + 2C_ш y = C_ш h_0 \sin\frac{2\pi v}{l_0} t, \tag{5}$$

$$J_c \ddot{\theta} + 2C_ш l_k^2 \theta = C_ш l_k h_0 \sin\frac{2\pi v}{l_0} t. \tag{6}$$

Записуємо рівняння (5) та (6) з урахуванням нових позначень:

$$\ddot{y} + p_y^2 y = \frac{C_ш}{m_c} h_0 \sin\frac{2\pi v}{l_0} t, \tag{7}$$

де $p_y^2 = \dfrac{2C_ш}{m_c}$ – квадрат власної кругової частоти машини по узагальненій координаті y, с$^{-2}$;

$$\ddot{\theta} + p_\theta^2 \theta = \frac{C_ш l_k}{J_c} h_0 \sin\frac{2\pi v}{l_0} t, \tag{8}$$

де $p_\theta^2 = \dfrac{2C_ш l_k^2}{J_c}$ – квадрат власної кругової частоти машини по узагальненій координаті θ, с$^{-2}$.

Розв’язання рівнянь (7) та (8) мають наступний вигляд [2]:

$$y = C_1 \cos p_y t + C_2 \sin p_y t + \frac{C_ш h_0}{J_c\left(p_y^2 - \dfrac{4\pi^2 v^2}{l_0^2}\right)} \sin\left(\frac{2\pi v}{l_0} t - \psi_1\right), \tag{9}$$

де C_1, C_2 – константи інтегрування;

ψ_1 – фазовий кут, рад.

$$\theta = C_3 \cos p_\theta t + C_4 \sin p_\theta t + \frac{C_ш l_k h_0}{m_c\left(p_\theta^2 - \frac{4\pi^2 v^2}{l_0^2}\right)} \sin\left(\frac{2\pi v}{l_0} t - \psi_2\right), \quad (10)$$

де C_3, C_4 – константи інтегрування;

ψ_2 – фазовий кут, рад.

Два перші доданки у виразах (9) та (10) описують вільні коливання системи, які швидко затухають; лишаються вимушені коливання, вони описуються наступним чином:

$$y = \frac{C_ш h_0}{m_c\left(p_y^2 - \frac{4\pi^2 v^2}{l_0^2}\right)} \sin\left(\frac{2\pi v}{l_0} t - \psi_1\right), \quad (11)$$

$$\theta = \frac{C_ш l_k h_0}{J_c\left(p_\theta^2 - \frac{4\pi^2 v^2}{l_0^2}\right)} \sin\left(\frac{2\pi v}{l_0} t - \psi_2\right). \quad (12)$$

З виразу (12) отримуємо умову втрати стійкості контейнеровоза у поперечній площині при кососиметричних кінематичних збуреннях

$$p_\theta^2 - \frac{4\pi^2 v^2}{l_0^2} = 0 \quad (13)$$

або після розкриття власної кругової частоти p_θ з виразу (8):

$$\frac{2C_ш l_k^2}{J_c} - \frac{4\pi^2 v^2}{l_0^2} = 0. \quad (14)$$

З рівняння (14) отримуємо критичну швидкість v_{kp}, при якій відбувається втрата стійкості зчленованого портального контейнеровоза з жорсткою підвіскою при наявності кососиметричних кінематичних збурень у поперечній площині:

$$v_{kp} = \frac{l_k l_0}{\pi} \sqrt{\frac{C_ш}{2J_c}}. \quad (15)$$

Висновки

Таким чином, визначений критичний режим збуреного руху зчленованого портального контейнеровоза з жорсткою підвіскою при наявності кососиметричних кінематичних збурень методами аналітичної механіки з залученням рівняння Лагранжа другого роду, що дає можливість обирати безпечні режими руху таких машин в умовах технологічних доріг.

Список литературы

1. Беккер И.Г. Портальные автомобили / И.Г. Беккер. – М.: Машиностроение, 1971. – 316 с.
2. Бронштейн И.Н. Справочник по математике для инженеров и учащихся втузов. – 13-е изд., исправленное. – М.: Наука, 1986, – 544 с.
3. Грифф М.И. Автотранспортные средства с грузоподъемными устройствами для перевозки в контейнерах и пакетах / М.И. Грифф, Р.А. Затван, В.Ф. Трофименко. – М.: Транспорт, 1989. – 159 с.
4. Золотарев А.Ф. Контейнеровоз на базе трактора Т-150К / А.Ф. Золотарев, И.А. Тоцкий // Промышленный транспорт. – М.: Транспорт, 1979. – №6. – С. 22.
5. Малиновский Е.Ю. Динамика самоходных машин с шарнирной рамой / Е.Ю. Малиновский, М.М. Гайцгорн. – М.: Машиностроение, 1974. – 176 с.
6. Пановко Я.Г. Введение в теорию механических колебаний / Я.Г. Пановко. – М.: Наука, 1971. – 240 с.
7. Технологічні і конструктивні параметри несучих систем портальних підйомно-транспортних машин / [О.О. Бейгул, Д.З. Шматко, О.М. Коробочка, Г.Л. Лепетова]. – Дніпродзержинськ: ДДТУ, 2007. – 167 с.

УДК 621.79

Ищенко А.А., д.т.н., Какарека Д.Л., аспирант

ГВУЗ "Приазовский государственный технический университет"

ИССЛЕДОВАНИЕ МЕХАНИЧЕСКИХ СВОЙСТВ КОМПОЗИТНОГО МАТЕРИАЛА В УСЛОВИЯХ ДЕЙСТВИЯ УДАРНЫХ НАГРУЗОК

В сложившейся тенденции сокращение сроков ремонта и уменьшений затрат на ремонт оборудования, актуальной задачей является повышения надежности и увеличения срока работы оборудования. В условиях черной металлургии наиболее нагруженное является механическое оборудование, оно работает при больших нагрузках и в тяжёлых условиях, что приводит к ускоренному выходу его из строя. Одним из наиболее нагруженных узлов механического оборудования является подшипниковые узлы. Большинство посадочных поверхностей под подшипники, в металлургических машинах работают в условиях динамического нагружения, обусловленного различными факторами, такими как: дисбаланс, совместное действие коррозийных, эрозийных и ударных нагрузок, что ведёт к разрушению этих поверхностей и, как следствие, к необходимости их восстановления.

В настоящее время в практике ремонта и восстановления промышленного оборудования получает всё большее распространение применение металлополимерных материалов, поскольку позволяет значительно сократить время ремонта. Однако применение этих материалов ограничивалось восстановлением узлов и машин, работающих в щадящих условиях эксплуатации без ударных и вибрационных нагрузках нагрузок, поскольку его несущая способность при динамических нагрузках мало изучена.

Целью данной работы является исследование и анализ демфирующих способностей в подшипниковых узлах, восстановленных при помощи металополимерных материалов.

Исследования нагружения подшипниковой опоры выполнялись в лаборатории кафедры «Механического оборудования заводов черной металлургии» (МОЗЧМ) Приазовского государственного технического университета на специально спроектированной установке, позволяющей замерять ударные ускорения в восстановленном подшипниковом узле.

В результате испытаний мы определили что ударные ускорения в восстановленном оборудовании при помощи полимерного материала значительно уменьшаются, а это значит, что демпфирующие способности материала, позволяют поглощать энергию удара. Поэтому целесообразным можно считать использование композиционного (полимерного) материала в ремонтах узлов работающих в условиях воздействия динамических нагрузок.

УДК 621.873

Данильченко Ю.М., д.т.н, проф.; Нєженцев О.Б., к.т.н., доц.

Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського»

ПОШУК ОПТИМАЛЬНИХ ПАРАМЕТРІВ МЕХАНІЗМУ ПЕРЕСУВАННЯ МОСТОВОГО КРАНА ЗА УЗАГАЛЬНЕНИМ КРИТЕРІЄМ

Вступ. Основним обладнанням шихтових дворів ливарних цехів є магнітні та грейферні мостові крани. Для їх гальмування, як правило, застосовується гальмування противмиканням електродвигунів, яке супроводжується великими динамічними навантаженнями, втратами енергії і підвищеним нагріванням двигунів. При цьому, гальмування крана здійснюється за неоптимальними з позиції продуктивності крана і швидкодії механічними характеристиками.

Внаслідок складності оптимізації кранових механізмів, дослідники оптимізують їх, як правило, за одним з критеріїв: швидкодія, динамічні навантаження, точність позиціонування, маса і т.п. [1]. В роботі [2] показано, що така оптимізація покращує одні показники і погіршує інші. Тому оптимізацію параметрів кранових механізмів необхідно здійснювати за узагальненим критерієм (наприклад, узагальненою функцією бажаності D [3], що містить: максимальні динамічні навантаження на металоконструкцію крана $P_м^{max}$, час гальмування t_T, максимальну амплітуду розгойдування вантажу після зупинки крана A^{max} і втрати енергії ΔE).

Мета - розвиток методики оптимізації параметрів кранових механізмів за узагальненим критерієм та оптимізація параметрів механізму пересування мостового магнітного крана шихтового двору.

Методику оптимізації викладемо на прикладі пошуку оптимальних значень передавального числа $u_м$ механізму пересування мостового крана вантажопідйомністю 20 т і радіуса ходових коліс $r_{хк}$ при динамічному гальмуванні мостового крана.

Значення параметрів оптимізації $P_м^{max}$, t_T, A^{max} і ΔE визначалися за результатами чисельного інтегрування системи нелінійних диференціальних рівнянь, яка описує процес динамічного гальмування мостового крана, представленого тримасовою розрахунковою схемою [4].

Втрати енергії в електроприводі ΔE розраховувалися за виразом [4]

$$\Delta E = \Delta E_c + \Delta E_{v1} + \Delta E_{v2} = \int_0^{t_{nn}} \Delta N_c dt + \Delta E_{v2} \cdot (1 + R_1 / R_2') =$$

$$= \int_0^{t_{nn}} \Delta N_c dt + (1 + R_1 / R_2') \int_0^{t_{nn}} P_Д (V_0 - \dot{x}_к) dt, \qquad (1)$$

де, ΔE_c, ΔE_{v1} і ΔE_{v2} - втрати енергії, що обумовлені відповідно постійними втратами, змінними втратами в статорі і роторі; ΔN_c - постійні втрати потужності; R_1 - активний опір обмотки статора; R_2' - приведений активний опір ланцюга ротора; $P_Д$ - зведена до ходових коліс нелінійна сила приводу; V_0, $\dot{x}_K$ - швидкості пересування крана, відповідні синхронної та поточної частотам обертання ротора двигуна.

Перетворивши систему диференціальних рівнянь, наведену в роботі [4], і підставивши отриманий вираз в рівняння (1) отримаємо для динамічного гальмування крана

$$\Delta E^{дин} = \int_0^{t_{дин}} \Delta N_c dt + (1 + R_1 / R_2')[P_w sign(\dot{x}_к) \int_0^{t_{дин}} \dot{x}_к dt + m_к \int_0^{t_{дин}} \ddot{x}_к \dot{x}_к dt +$$

$$+ m_м \int_0^{t_{дин}} \ddot{x}_м \dot{x}_к dt + m_г \int_0^{t_{дин}} \ddot{x}_г \dot{x}_к dt] . \quad (2)$$

Спільне інтегрування системи диференціальних рівнянь, яка описує процес гальмування мостового крана [4], з рівнянням (2) чисельним методом за допомогою розробленої програми [5] дозволяє з високою точністю розраховувати значення переміщень, швидкостей і прискорень приведених мас, навантажень металоконструкції та вантажу, а також втрат енергії.

Для побудови узагальненої функції бажаності D параметри $P_м^{max}$, t_T, A^{max} і ΔE були перетворені в безрозмірну шкалу бажаності, що дозволяє визначати відповідні їм приватні функції бажаності d_1, d_2, d_3, d_4. Узагальнена функція бажаності D являє собою середнє геометричне приватних функцій d_i [3]: $D = \sqrt[4]{d_1 \cdot d_2 \cdot d_3 \cdot d_4}$.

Функція D приймає значення від 0 до 1. Значення 0, відповідає абсолютно неприйнятному значенню параметра оптимізації, а 1 - найкращому.

Залежності, що дозволяють перетворювати параметри оптимізації $P_м^{max}$, t_T, A^{max} і ΔE в приватні функції бажаності d_1, d_2, d_3, d_4 для даного крана:

$$d_1 = exp[-exp(-4{,}452 + 0{,}116 \cdot P_M^{max})]; \qquad d_2 = exp[-exp(-3{,}842 + 0{,}349 \cdot t_T)];$$

$$d_3 = exp[-exp(-3{,}126 + 5{,}201 \cdot A^{max})]; \qquad d_4 = exp[-exp(-4{,}947 + 0{,}0124 \cdot \Delta E)].$$

Таким чином, завдання пошуку глобального максимуму функції D полягає у пошуку таких значень $u_м$ і $r_{хк}$, при яких значення D буде найбільшим, а відповідні йому параметри $P_м^{max}$, t_T, A^{max} і ΔE - найбільш прийнятними.

Для пошуку максимуму функції D багаторазово здійснюються локальні пошуки з випадкових початкових точок. Локальний максимум - результат кожного локального пошуку, запам'ятовується і порівнюється з іншими локальними максимумами. У підсумку вибирається найбільший з них - глобальний максимум.

Області допустимих значень факторів $u_м$ і $r_{хк}$ розбиваються на задане число відрізків, і здійснюється перебір можливих поєднань факторів для визначення початкових точок пошуку локальних максимумів. Задаються інтервали варіювання r_1 і r_2 кожного з факторів у локальній області, а також кількість випадкових точок n в цій області.

Навколо кожної початкової точки формується новий масив значень факторів $u_м$ і $r_{хк}$, кожен елемент якого дорівнює [6]

$$u_м^j = u_м^0 + r_1(2\xi_1 - 1), \quad j = 1..n;$$
$$r_{хк}^j = r_{хк}^0 + r_2(2\xi_2 - 1), \quad j = 1..n,$$

де j - номер випадкової точки в і-ої локальної області, ξ - випадкова величина, $\xi \in [0;1]$.

Для кожної j-ї точки перераховуються: приведена маса приводу і кінцевих балок $m_к$ [4]; швидкості V_0 і $\dot{x}_K$; приведена сила приводу $P_Д$. При цьому на кожному кроці інтегрування обчислюються: зусилля, що діють на металоконструкцію крана P_M і вантаж P_K, амплітуда

розгойдування вантажу A , час гальмування t_T , втрати енергії ΔE . Для кожного *j*-го процесу гальмування крана визначаються $P_м^{max}$, A^{max} , ΔE і обчислюються d_1, d_2, d_3, d_4 і D_j .

Залежність D_j від змінних $u_м$ і $r_{хк}$ в і-ї локальної області розкладається в ряд Тейлора до другого порядку. За допомогою методу найменших квадратів формується матриця коефіцієнтів ($u_м$ і $r_{хк}$) і вектор вільних членів D_j. Отримана система лінійних рівнянь вирішується методом Гауса з визначенням коефіцієнтів регресії A_k, k = 0 ... 5. Потім знаходяться і нормуються градієнти функції $f(\bar{x})$ в початковій точці по кожній змінній:

$$gr_1 = grad\ f(\bar{x}) = \frac{\partial f(\bar{x})}{\partial x_1} = A_1 + 2A_3x_1 + A_5x_2; \qquad gr_2 = grad\ f(\bar{x}) = \frac{\partial f(\bar{x})}{\partial x_2} = A_2 + A_5x_1 + 2A_4x_2$$

і здійснюється перехід в точку з координатами: $u_м^0 = u_м^0 + \lambda_1 gr_1$; $r_{хк}^0 = r_{хк}^0 + \lambda_2 gr_2$, де $\lambda_1 = \left|u_м^{j\,max} - u_м^{j\,min}\right|$; $\lambda_2 = \left|r_{хк}^{j\,max} - r_{хк}^{j\,min}\right|$, тут $u_м^{j\,max}, u_м^{j\,min}$, $r_{хк}^{j\,max}, r_{хк}^{j\,min}$ - значення варійованих факторів, при яких узагальнений параметр D_j має відповідно максимальне і мінімальне значення. На кожній ітерації знаходиться Δ:

$$\Delta = \begin{vmatrix} \partial^2 f / \partial x_1^2 & \partial^2 f / \partial x_1 \partial x_2 \\ \partial^2 f / \partial x_2 \partial x_1 & \partial^2 f / \partial x_2^2 \end{vmatrix}.$$

Оптимізація повторюється до виконання умови: якщо $\Delta > 0$ і $\frac{\partial^2 f}{\partial x_1^2} < 0; \frac{\partial^2 f}{\partial x_2^2} < 0$, то в точці з координатами [$u_м^0$, $r_{хк}^0$] - максимум узагальненого параметра D.

По викладеному алгоритму розроблена комп'ютерна програма [5], за допомогою якої для мостового крана в/п 20 т знайдений глобальний максимум (D = 0,7184) при оптимальних значеннях факторів: $u_м$ = 15,01; $r_{хк}$ = 0,381м.

Висновки:

- функція узагальненого параметра D є багатоекстремальною, тому найбільш ефективним методом пошуку глобального максимуму є комбінація, що містить багаторазовий пошук локального екстремуму (наприклад, градієнтним методом при випадковому визначенні початкових точок) і виявлення найбільшого D з безлічі локальних екстремумів;
- застосування динамічного гальмування крана з оптимальними значеннями передавального числа $u_м$ і радіуса ходових коліс $r_{хк}$, дозволяє знизити динамічні навантаження на 20-25%, амплітуду розгойдування вантажу після зупинки крана - в 3 - 4 рази, втрати енергії - більше ніж на 40%.

Список літератури

1. *Смехов А.А. Оптимальное* управление подъемно-транспортными механизмами / А.А. Смехов, Н.И. Ерофеев. – М.: Машиностроение, 1975. – 239с.
2. *Григоров О.В. Оптимальне* керування рухом механізмів вантажопідйомних машин / О.В. Григоров, В.С. Ловейкін. – К.: ІЗИН, 1997. –264с.
3. *Адлер Ю.П. Планирование* эксперимента при поиске оптимальных условий / Ю.П. Адлер, Е.В. Маркова, Ю.В. Грановский. - М.: Наука, 1976. - 279с.
4. *Неженцев А.Б. Оптимизация* механических характеристик привода передвижения мостового крана в режиме двухступенчатого противовключения / А.Б. Неженцев, П.В. Збитнев // Вісник Східноукраїнського національного ун-ту ім. В.Даля, №7(224). – Сєвєродонецьк: Вид-во СНУ ім. В.Даля, 2015. – С. 36-42.
5. *Аветисян С.М. Программное* обеспечение для исследования переходных процессов грузоподъемных кранов (часть 1: при работе механизмов передвижения) / С.М. Аветисян, А.Б. Неженцев // Підйомно-транспортна техніка, №4(8). - Днепропетровск, 2003. – с. 33-48.
6. *Растригин Л.А. Статистические* методы поиска / Л.А. Растригин. - М.: Наука, 1968. - 376с.

УДК 621.771.25.06:004.002.5.001.5

Большаков В.И. академик, доктор технических наук, Лопатенко К.П. научный сотрудник, Юнаков А.М. научный сотрудник, Чернышев А.А. научный сотрудник

Институт черной металлургии НАН Украины

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ И ПРОГРАММНОЕ ОБЕСПЕЧЕНИЕ ДЛЯ ИССЛЕДОВАНИЯ ДИНАМИКИ ЧИСТОВОГО ПРОКАТНОГО БЛОКА ПРОВОЛОЧНОГО СТАНА

Введение. Исследование динамики современных проволочных станов на сегодняшней территории СНГ начаты при вводе в эксплуатацию, освоении и совершенствовании первого стана 150 нового типа на Белорецком металлургическом комбинате. Основное принципиальное отличие этого стана от традиционных проволочных станов старого типа – чистовые группы клетей выполнены в виде прокатных блоков.

Для успешного освоения стана Институту черной металлургии (ИЧМ) было получено разработать и освоить технологию производства катанки широкого марочного сортамента, исследовать и оптимизировать режимы работы оборудования, установить и использовать его резервы. В связи с этим проведен ряд комплексных исследований технологии и оборудования. По методологии С. Н. Кожевникова [1] проведены теоретические и промышленные исследования динамических и статических нагрузок в главных линиях прокатных клетей стана, в том числе впервые проведены промышленные исследования динамических нагрузок в трансмиссии привода горизонтальных и вертикальных клетей прокатного блока.

Результаты промышленных, лабораторных и теоретических исследований, этапов разработки и реализации технологии и оптимальных режимов работы оборудования представлены в многочисленных публикациях, основными из которых являются [2-7].

В связи с мировой тенденцией повышения скорости прокатки до 120-150 м/с машиностроительный комбинат СКЭТ (Германия), как разработчик и поставщик проволочных станов, заказал ИЧМ в рамках контракта выполнить разработку динамической модели прокатного блока для оценки нагрузок в линии его привода в составе действующих станов и выбора конструктивных параметров проектируемых блоков, оптимальных по критерию «минимизация динамики переходных процессов».

Цель. Разработка математического и программного обеспечения для:

- определения собственных частот колебаний механической системы, состоящей из привода, трансмиссии и собственно прокатных клетей;
- исследования переходных процессов, возникающих при управлении двигателями, захвате и выбросе полосы блоком;
- оценки влияния конструктивных параметров системы на величину и характер динамических нагрузок в линии привода чистового прокатного блока проволочного стана.

Математическое моделирование. Чистовой прокатный блок стана 150 состоит из общего распределительного редуктора и двух соосно-расположенных электродвигателей главного привода, пяти вертикальных и пяти горизонтальных прокатных клетей, каждая из которых включает в себя редукторную и валковую кассеты. Крутящий момент от электродвигателей через распределительный редуктор передается на приводные валы горизонтальных и вертикальных рабочих клетей. При подаче питающего напряжения на якорь двигателя начинается переходной процесс, связанный с вращением валов и кассет блока. До момента выхода электромеханической системы на установившийся уровень частоты вращения (холостой ход) происходит разгон блока. Предусмотрено, что управление приводом в процессе прокатки может осуществляться путем изменения напряжения на двигателе по любому заданному графику. Режим захвата полосы характеризует динамику блока с момента

начала захвата полосы первой чистовой клетью и до установившегося процесса прокатки. При захвате полосы блоком происходит последовательное заполнение прокатных клетей металлом. В процессе нагружения происходит выборка и закрытие (раскрытие) зазоров в упругих связях, в том числе и в зубчатых передачах. Стационарные нагрузки в связях привода могут фиксироваться как при разгоне (торможении), так и при установившемся процессе прокатки. Режим выброса полосы блоком начинается с момента выхода металла из первой клети и заканчивается выходом блока на установившийся режим холостого хода после выброса металла из последней клети блока. Описанный цикл нагружения блока может многократно повторяться. При нормальной работе блока после выполнения намеченного количества циклов прокатки происходит снятие напряжения на якоре двигателя и остановка блока. Нестационарные колебания блока на этом участке его работы характеризуют режим торможения.

Для оценки интегральных характеристик нагруженности (перемещения, скорости, ускорения и крутящие моменты в различных связях блока) его несущих элементов использован конечномерный механический аналог в виде разветвленной системы дискретных масс, связанных упруго-диссипативными элементами (линейный механический аналог). Возможное проявление зазоров в зубчатых соединениях и муфтах воспроизводится заданием нелинейных (кусочно-линейных) жесткостных характеристик соответствующих связей (нелинейный механический аналог).

В зависимости от необходимой степени детализации линия привода блока может быть исследована в виде одной из расчетных схем. Каждая из расчетных схем состоит из рядной части, включающей двигатели и распределительный редуктор, а также разветвленной, представляющей два трансмиссионных вала, посредством которых момент двигателей передается прокатным валкам горизонтальных и вертикальных клетей блока. Наиболее простая (пяти массовая) расчетная схема содержит две приведенные массы редукторных и рабочих кассет соответственно горизонтальных и вертикальных клетей. Более сложная схема (13 масс) включает приведенные массы редукторных и рабочих кассет всех десяти клетей блока в отдельности. В расчетной схеме с наибольшей детализацией линии привода валков блока (23 массы) выделены отдельно массы редукторных и рабочих кассет.

Математическая модель для анализа собственных частот колебаний блока, представляет собой систему обыкновенных линейных дифференциальных уравнений второго порядка

$$[Q]\ddot{\varphi}+[C]\varphi=0, \tag{1}$$

где $[Q]$ – матрица моментов инерции механической системы; $[C]$ – матрица жесткости механической системы; φ – вектор угловых перемещений системы.

При определении собственных частот механической системы применяется численный метод Якоби для действительных симметрических матриц.

Математическая модель, описывающая динамику блока при указанных режимах движения, представляет собой систему обыкновенных линейных или нелинейных (в зависимости от рассматриваемой механической аналогии) дифференциальных уравнений второго порядка

$$[Q]\ddot{\varphi}+[H]\dot{\varphi}+[C]\varphi=F(t), \tag{2}$$

где $[H]$ – матрица коэффициентов демпфирования в связях между дискретными массами; $F(t)$ – вектор нестационарных внешних воздействий, характеризующих заданные крутящие моменты прокатки, трения, а также моменты, передающиеся со стороны привода; t – время.

Уравнения изменения тока привода в цепи якоря двигателя и в цепи возбуждения имеют вид

$$L\dot{I} = U(t) - RI - C_E I_B \omega, \qquad L_B \dot{I}_B = U_B(t) - R_B I_B, \tag{3}$$

где L, L_B – индуктивности соответственно в цепи якоря двигателя и в цепи возбуждения; I, I_B – ток соответственно в цепи якоря двигателя и в цепи возбуждения; U, U_B – напряжение соответственно в цепи якоря двигателя и в цепи возбуждения; R, R_B – активное сопротивление соответственно в цепи якоря двигателя и в цепи возбуждения; C_E – постоянная двигателя, определяемая в соответствии с его паспортными данными; ω – угловая скорость вращения двигателя.

Уравнение движения якоря (ротора) электродвигателя представлено в виде

$$J\dot{\omega} = M_D - M_R, \tag{4}$$

где J – приведенный момент инерции двигателя; ω – угловая скорость вращения двигателя; M_D, M_R – приведенные величины момента двигателя и момента сопротивления (момента в упругой связи).

В случае применения в приводе асинхронного двигателя с регулируемой частотой питания момент двигателя определяется по формуле

$$M_D = M_N(\omega_y - \omega_1)/(\omega_0 - \omega_n), \qquad \omega_y = 2\pi f / p, \tag{5}$$

где M_N – номинальный момент двигателя при номинальной (паспортной) частоте питания; ω_0, ω_n – синхронная и номинальная угловые скорости вращения ротора при номинальной частоте питания, рад/с; ω_y, ω_1 – синхронная скорость вращения ротора при заданной частоте питания и фактическая скорость вращения, получаемая в результате решения предыдущего уравнения, f – заданная частота питания; p – число пар полюсов электродвигателя.

Момент в упруго-диссипативной связи с зазором имеет вид

$$M = \begin{cases} 0, & 0 \le \varphi \le d, \\ c(\varphi - d) + h\dot{\varphi}, & \varphi > d, \\ c\varphi + h\dot{\varphi}, & \varphi < d, \end{cases} \tag{6}$$

где c – элемент матрицы жесткости системы; h – элемент матрицы демпфирования; d – приведенный зазор в связи.

Начальное значение угла поворота вычисляется по формуле

$$\varphi_0 = d\, d_0, \quad 0 < d_0 < 1, \tag{7}$$

где d_0 – параметр, характеризующий величину раскрытия зазора в соединении ($d_0 = 0$ – соответствует закрытому зазору, $d_0 = 1$ – полностью раскрытому зазору).

Для численного интегрирования уравнений движения применяется метод Рунге-Кутта-Фельберга 4-5 порядка с автоматическим выбором величины шага интегрирования.

Программное обеспечение. Для численной реализации описанных математических моделей разработана программа “Блок”, которая позволяет решать следующие задачи.

1. Расчет собственных частот колебаний механической системы, состоящей из привода, трансмиссии и прокатных чистовых клетей.
2. Расчет статических нагрузок при прокатке металла блоком в установившемся режиме (после затухания колебаний).

3. Расчет динамических нагрузок (крутящих моментов) в связях между элементами блока при следующих нестационарных процессах:

- прокатка металла блоком в установившемся режиме (после затухания колебаний);
- захват полосы блоком;
- выброс полосы блоком;
- управление главным приводом блока (разгон, торможение). Предусмотрено введение электромеханических характеристик электродвигателей и воспроизведение внешнего воздействия на них путем изменения напряжения питания в контурах якорной цепи двигателя и цепи возбуждения, а также при изменении частоты питающего напряжения. Реализуется возможность исследования блока с двигателями постоянного тока или асинхронными.

Расчет динамических нагрузок в упругих связях привода и других элементов блока может быть проведен путем использования линейного механического аналога в виде системы дискретных масс с упруго-диссипативными связями или нелинейного механического аналога, обусловленного учетом зазоров в связях.

Программа позволяет проводить сравнительную оценку нагрузок в упругих связях блока при изменениях:

- распределения нагрузок между клетями;
- величин зазоров;
- параметров линии привода и ее деталей.

Программа “Блок” имеет графическую оболочку, позволяющую осуществить удобную предпроцессорную обработку входной информации и постпроцессорную обработку и сравнительный анализ результатов расчетов собственных частот колебаний и динамики проволочного блока. При работе программы предполагается ее взаимодействие с пакетом MS Office Excel-97. Программа-оболочка написана на языке MS Visual Basic 6.0 в среде WINDOWS NT 4.0 или WINDOWS 98 для IBM совместимых компьютеров.

Выводы. Разработано математическое и программное обеспечение, которое предназначено для решения задач определения динамических нагрузок в связях трансмиссии при различных режимах работы, оценки влияния конструктивных параметров на величину и характер изменения нагрузок, а также выбора рациональных конструктивных параметров привода блоков прокатного стана с двигателями постоянного или переменного тока.

Список литературы

1. *Кожевников С.Н. Динамика* машин с упругими звеньями / С.Н. Кожевников – Киев: Изд-во АН УССР, 1961. – 160 с.
2. *Внедрение* эффективной технологии высококачественной катанки / Г. П. Борисенко, А. А. Горбанев, А. М. Юнаков // Ежегодник БСЭ.-М.: БСЭ, 1988. – С. 541 – 542.
3. *Большаков В. И. Исследования* нагруженности оборудования при освоении, эксплуатации и развитии проволочного стана / В. И. Большаков, А. М. Юнаков, Е. А. Евтеев // В сб. научн. трудов ИЧМ «ФППЧМ». – вып. 19. – 2009. – С. 325 – 345.
4. *Математическое* моделирование процесса прокатки в чистовых блоках проволочных станов / Г. П. Борисенко, А. А. Горбанев, Б. Н. Колосов и др. // Деп. Черметинформация, ЗД/2778. – № 5. – 1985. – 18 с.
5. *Оптимизация* режимов прокатки в высокоскоростных чистовых блоках стана 150 / В. С. Емченко, А. М. Юнаков, Д. А. Деркач, А. А. Чернышев, О. В. Лихов // Сталь. 1985. №5 – С. 52 – 54.
6. *Юнаков А. М. Анализ* статических и динамических нагрузок в линиях приводов прокатных клетей и резервов оборудования – база реконструкции проволочного стана / А. М. Юнаков, А. А. Горбанев, Е. А. Евтеев // Производство проката. – 2002. – №9. – С. 22 – 26.
7. *Большаков В. И. Исследования* динамики и диагностика прокатных блоков / В.И.Большаков, А. М. Юнаков, Е. Л. Мамыкин, Е. А. Евтеев // Вибрация машин – измерение, снижение, защита. – 2011. – № 1. – С. 28 – 35.

УДК 539.389.2:62

Ткаченко Э.А.[1], д.т.н., проф., Ермократьев В.А.[2], к.т.н., доц.

1 - Институт механики НАНУ
2 – Национальная металлургическая академия Украины

МЕХАНИКА ФОРМИРОВАНИЯ ПЛОСКОВЕРШИННОЙ МИКРОГЕОМЕТРИИ ПОВЕРХНОСТЕЙ ПОДВИЖНЫХ СОПРЯЖЕНИЙ

Введение.

Свойства контактной зоны деталей являются важным фактором в расчетах точности и параметрической надежности подвижных и неподвижных соединений.

Принципиально новым в реализации режима безызносности подвижных сопрягаемых поверхностей является их разделение слоем смазочного материала наполненного инактивными сфероидальными частицами микрокерамики, заменяющими трение скольжения на пятнах фактического контакта трением качения в зоне трибоконтакта [1]. В связи с этим микрогеометрия и топография контактирующих поверхностей должны обеспечить достаточную маслоемкость и подвижность инактивных частиц микрокерамики в зазоре трибосопряжения.

Плосковершинная форма микронеровностей контактирующих поверхностей улучшает формирование смазочной пленки и предупреждает разрушение ее сплошности и изменение вязкости смазочного материала в процессе эксплуатации узла трения.

Существенное влияние на плосковершинную микрогеометрию поверхностей деталей оказывают технологические операции финишной обработки.

Отличительной особенностью безактивационного трения качения является то, что размер частиц микрокерамики близок к величине зазора в сопряжении и не превышает критические значения для данного узла подвижного сопряжения. Между двумя поверхностями в зоне контакта частицы микрокерамики не оказывают абразивного действия и не вызывают нарушения технических допусков.

Изучение локальных механизмов упругих и пластических деформаций, возникающих в переходной стадии взаимодействия затупившихся кромок абразивных зерен с выступами микронеровностей поверхности обрабатываемой детали и притира является важным этапом ранжирования значимых факторов в разрабатываемой технологии получения плосковершинной топографии поверхности.

Доминирующим фактором плосковершинного выглаживания неукрепленным затупившимся абразивным зерном является способность управлять пластическими деформациями, возникающими на вершинах и в объемах выступов в зоне контакта шероховатой поверхности обрабатываемой детали с неупорядоченно расположенными группами жестких сфероидальных частиц абразива.

Рассматривая единичный выступ микронеровности в течение времени, когда он принадлежит области контакта со сфероидальной частицей абразива и испытывает последовательно цикл нагрузки и разгрузки, в зависимости от формы контактных площадок сопротивление деформированию описывается гистерезисной теорией трения качения или теорией микроскольжения на контакте. При слабоизогнутых контактных площадках обычно превалирует гистерезисная составляющая сопротивления качению, а при существенно изогнутых – составляющая, зависящая от микроскольжения на контакте.

Базовая модель формоизменения выступа. Используется концепция Мервина-Джонсона [2], которая предполагает, что факт гистерезисных потерь при качении жесткой сферы по упругопластическому основанию рассматривается как следствие значительных

потерь, расходуемых на пластические деформации локальных объемов расположенных под поверхностью контакта. Если при первом нагружении вершины выступа частицей абразива, осуществляющей качение, наблюдается пластическая деформация зоны контакта шероховатой поверхности, то при повторных нагружениях силой, не превосходящей первоначального уровня, пластический контакт вырождается в упругий. Влияние начальных пластических деформаций на сопротивление качению достаточно велико, однако процесс приработки очень быстро стабилизирует величину сопротивления качению. При этом твердость поверхностных слоев оказывает большое влияние на процесс стабилизации сопротивления качению, а шероховатость, если она колеблется в пределах 2-3-го классов, - менее сущетсвенное. В пределах упругих деформаций коэффициент гистерезисных потерь для конкретного материала не зависит от действующих напряжений. Удельные нагрузки, превышающие предел упругости более чем в 1,7 раза, могут привести к ситуации, когда в направлении нормальном к поверхности качения не наблюдаются пластические деформации и внешне контакт выглядит вполне упругим. Однако под поверхностью трения качения развиваются ощутимые деформации пластического сдвига, сопровождающиеся диссипацией энергии и формоизменением выступа микронеровности. Механизм Мервина-Джонсона позволяет объяснить процесс накопления пластического сдвига в направлении параллельном поверхности качения. При очень медленном качении (квазистатическом) при контактировании по схеме шар-плоскость характеристика сопротивления качению выражается величиной T/Eb^2 (где T – сила сопротивления качению на одном контакте; E - модуль нормальной упругости материала выступа; b – полуось круговой площадки контакта), которая однозначно зависит от давления на контакте выраженного через параметр p_0/E (где p_0 - максимальное давление в центре площадки контакта по Герцу).

Выдавливание боковых сторон выступов неровностей поверхности под действием пластического сдвига в подповерхностных микрообъемах непосредственно сказывается на формоизменении и высоте неровностей формируемой плосковершинной микрогеометрии трибоповерхности.

При качении реальных абразивных зерен преобладают процессы упругопластического деформирования выступов обрабатываемых деталей, при которых возникает сложная система сил.

Локализация пластических деформаций. Физические процессы, обуславливающие развитие локализации деформации, имеют место при всех видах пластических деформаций металла. Введение представлений о том, что развитие локализации деформации при малых формоизменениях или знакопеременных деформациях зависит от времени и частоты циклов нагружения, позволяет несколько по иному рассмотреть механизм Мервина-Джонсона применительно к процессу трения качения при формировании плосковершинной микрогеометрии трибоповерхности.

В случае осадки части выступа возникновение и развитие локализации деформации происходит под действием максимальных напряжений сдвига. Предполагается, что распространение области локально деформированного металла внутри объема выступа происходит по достижении порога локализации и при наличии в деформируемом теле определенного градиента напряжений сдвига. Механическое условие возникновения и развития локального течения можно записать в следующем виде:

$$\tau_{max} > \tau_к;\ \ \Delta\tau_{max} \geq a, \qquad (1)$$

где τ_{max} - максимальное напряжение сдвига; $\tau_к$ - критическое значение напряжения сдвига; $\Delta\tau_{max}$ - градиент напряжений в области развития локализации деформации в направлении трансверсальной изотропии; a – критическое значение градиента напряжений.

Из анализа условий (1) возникновения и развития локализации деформации следует, что под действием различных схем напряженного состояния, характеризующихся разным

значением соотношения напряжений $\tau_{max}/\tau_к$, момент появления локального деформирования может быть разным. Следовательно, изменение напряженного и деформированного состояния при формоизменении выступа может способствовать инициированию или подавлению развития локализации деформации.

При разработке технологии доводки шероховатой поверхности следует ориентироваться на температурно-скоростные условия деформации трением качения, при которых способность к локализации оказывается наибольшей. Показатель предельной равномерной деформации, т.е. величина, определяющая момент появления устойчивой локализации деформации, уменьшается с ростом температуры в зоне трения качения. При нормальной температуре период равномерного течения значителен и вносит основной вклад в полное укорочение выступа при сжатии. Этот период уменьшается с ростом температуры, уступая локальному течению, которое как отмечалось выше, особенно велико при высоких температурах. Учет локализации деформации и связанного с ней неравномерного разогрева металла выступов особенно важен при обработке трением качения деталей из труднодеформируемых сталей и сплавов, температурные зоны деформаций у которых достаточно узки. Особенностью хрупкости оказывается быстрое исчерпание пластичности при малом значении локально деформированного объема и высокой интенсивности локализации.

Пластическая деформация представляет собой непрерывное возникновение и приостановку локализации до момента появления спонтанно возникающей области локально разупрочненного металла с последующей стадией ее развития. Разупрочнение, развивающееся в процессе пластической деформации, выражается прежде всего в уменьшении модуля упрочнения с переходом от упругого деформирования к пластическому с постепенным уменьшением его в зоне перехода, т.е. в области малых упругопластических деформаций.

С физической точки зрения устойчивая локализация формоизменения наступает в связи со все бóльшим числом спонтанно возникающих областей локального разупрочнения металла по высоте выступа при малых деформациях, которые воздействуя одна на другую физически и механически, делают этот процесс устойчивым. Таким образом, в зависимости от формы и размеров деформируемых выступов шероховатой поверхности, а также изменения тангенциальных напряжений в области локализации деформации при сжатии выступов создается определенное строение очага деформации, видоизменяется развитие локального течения подповерхностных слоев и обеспечиваются наиболее выгодные условия выдавливания из зоны локализации разупрочненного материала выступа.

Величина локально деформированного объема единичного выступа является показателем, определяющим ресурс пластичности, т.е. возможности реального деформирования металла микронеровностей до разрушения или предельного смятия до уровня состояния не маслоемкого трибослоя. Ресурс пластичности позволяет прогнозировать допустимую осадку за проход. При этом степени деформирования ограничены таким образом, что не приводят к резкому уменьшению локально деформированного объема выступа и можно получить сильное снижение сопротивления деформированию за счет использования физического разупрочнения. Возможности деформируемости определяются ресурсом пластичности R:

$$R = \frac{V_n}{dV_n/dt} \tag{2}$$

где V_n – величина локально деформированного объема выступа; dV_n/dt – изменение локально деформированного объема во времени.

Различное развитие формоизменения в отдельных местах очага деформации приводит к заметному колебанию структуры и свойств выступов. К этому ведут, во-первых, различные

степени деформирования в отдельных и разных по высоте выступа зоны контакта с частицами абразива, а во-вторых, разное протекание взаимодействия деформации с превращениями в свойствах выступов и, наконец, различная степень автокаталитического развития локализации. Направление использования при доводке поверхностей металлов трением качения инактивных частиц в целях разупрочнения отдельных зон металла требует дальнейшего более глубокого исследования.

Экспериментальные исследования.

Экспериментальные исследования и оценочные расчеты [3] показали, что взаимодействия элементов пар доводки, переходящих в режим трения качения, приводят к осуществлению механизма износа, когда абразивные частицы, не разрушаясь под действием нагрузки, перекатываясь, производят в процессе трения качения износ вершин кромок. Внешним признаком такого механизма взаимодействия является слабая зависимость интенсивности изнашивания от нагрузки ($J_h \sim P^y$, где $y << 1$).

Деформируемые приповерхностные объемы выступов микронеровностей, в рассматриваемом аспекте, целесообразно выразить через безразмерные характеристики поверхностей контакта и радиусы закругления вершин частиц абразива. Тогда в зависимости от величины h/r микрообъемы контактирующих поверхностей абразив – поверхность 1 и абразив – поверхность 2 претерпевают упругую или пластическую деформацию. Реализация этих деформаций оценивается критериями перехода: $(h/r)_1$ – от упругой к пластической деформации и $(h/r)_2$ – от пластической деформации к микрорезанию.

Максимальная глубина h_{max}, на которую может внедриться абразивная частица радиусом r в материал обрабатываемой поверхности, ограничивается глубиной внедрения, соответствующей разрушению частицы h_p. К моменту разрушения частицы $h = h_{max} = h_p$. Максимальная величина h/r выраженная через механические характеристики абразивных частиц σ и материала HB_1, HB_2 системы взаимодействия при доводке может указать на характер преобладающих деформаций $(h/r)_{max} = \frac{1}{2}\left(\frac{\sigma}{HB_{1,2}}\right) < (h/r)_2$, которое для несмазанных поверхностей равно 0,1 и для смазанных 0,3. В такой постановке абразивная частица, моделируемая сферой, разрушается раньше, чем она достигает глубины внедрения, необходимой для осуществления микрорезания [3].

При исследовании взаимодействия абразивных частиц с обрабатываемыми поверхностями по механизму трения качения с проскальзыванием без разрушения абразива требуется выполнение условия деформации $(h/r)_{max} \leq (h/r)_1$.

Список литературы

1. *Ткаченко Э.А. Упрочнение* и реновации инженерией поверхности / В.Н. Коржик, В.П. Лихошва, Э.А. Ткаченко / Киев: Изд. «Новый формат», 2014, 565с.
2. *Merwin I.E.,* Johnson E.I. *An Analysis* of Plastic Deformation in Rolling Contact. Proc.Mech.Engns.vol.177, № 25, 1963, p.676-685.
3. *Крагельский И.В. Основы* расчетов на трение и износ / И.В. Крагельский, М.Н. Добычин, В.С. Комбалов / Москва, Машиностроение, 1977, 526с.

УДК 621.313

Головко В.И., д.т.н., проф., Рыбальченко М.А., к.т.н., Тригуб И.Г., к.т.н., доц.

Национальная металлургическая академия Украины

МОДЕЛИРОВАНИЕ ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ ЗАТВОРА ВЕСОВОЙ ВОРОНКИ ДОМЕННОЙ ПЕЧИ В SIMULINK

Одним из эффективных направлений совершенствования технологии загрузки современных доменных печей с конвейерной подачей шихты на колошник является возможность управления смешиванием различных видов материалов по длине порции, формируемых на конвейере с целью повышения эффективности распределения в доменной печи и увеличения производительности агрегата в целом[1].

Формирование многокомпонентных порций можно осуществить с помощью ЭВМ системы шихтоподачи при условии использования специальных алгоритмов управления выпуском шихты во взаимосвязи с оперативной информацией о ходе процесса смешивания. Очевидно, что для получения требуемых параметров порций необходим регулируемый выпуск шихтовых материалов из весовых воронок.

Для управления разгрузкой шихты на современных доменных печах используются в основном затворы секторного типа [2]. В качестве приводного двигателя используются асинхронные двигателя (АД) с короткозамкнутым ротором, которые реализованы на базе силовой полупроводниковой техники с применением микропроцессорного управления. В качестве силового преобразователя используется преобразователь частоты (ПЧ).

Современный электропривод – это совокупность электромашин, агрегатов и систем управления ими. Он является основным потребителем электрической энергии и главным источником механической энергии в промышленности. Поэтому вопрос повышения эффективности и исследования работы электропривода является одним из главных вопросов энергосбережения.

Учитывая актуальность данного направления, заданиями исследований явилась разработка в пакете Matlab Simulink модели электромеханической системы весовой воронки и исследование ее основных эксплуатационных характеристик.

Различают векторное и скалярное управление электроприводом переменного тока. Сравнение данных систем управления показал, что для получения высоких динамических показателей, высокой точности поддержания скорости наиболее предпочтительной является векторная система управления электроприводом. Наиболее полно принципы системы векторного управления изложены в [3,4]. В указанных источниках есть сведения о современном построении систем векторного управления, проблемы возникающие при построении таких систем, способы реализации моделей потока и скорости.

Для управления асинхронными электроприводами весовых воронок был выбран принцип ориентации системы координат по вектору потокосцепления ротора. В данном случае имитационная модель АД приобретает определенное сходство со структурной схемой машины постоянного тока, где возможно раздельное управление магнитным состоянием и моментом на валу двигателя.

Рассмотрены уравнения для математического описания асинхронной машины в системе координат, ориентированной по вектору потокосцепления ротора. Структурная схема имитационной модели, реализованная согласно этим уравнениям, даёт возможность рассмотреть процессы с наибольшим приближением к реальному АД, что удобно при исследовании статических и динамических режимов.

Необходимо заметить, принцип ориентации системы координат по вектору потокосцепления ротора наиболее удобен для представления АД в качестве объекта при синтезе системы управления из-за упрощения математического описания и уменьшения перекрёстных связей.

Для синтеза регуляторов при управлении составляющими вектора тока статора и потокосцепления ротора использовался метод определения желаемой передаточной функции с настройкой на модульный оптимум.

Синтез контура управления частотой вращения (в данном случае объект управления содержит интегральное звено) приводит к необходимости использования пропорционального регулятора при настройке на модульный оптимум и делает невозможным получение системы астатической по возмущению. Именно поэтому при настройке контура скорости выполнен расчет двукратно - интегрирующей системы, а для приближения характеристик контура к характеристикам, соответствующим настройке на модульный оптимум, на входе контура установлен фильтр в виде апериодического звена.

Для контура управления положением также использована настройка на модульный оптимум.

Моделирование работы электропривода весовых воронок шихтоподачи доменной печи объемом 5000 м^3 выполнено в среде Matlab Simulink, обладающей широкими возможностями выполнения математического моделирования.

Анализ процессов в электродвигателе при векторном управлении осуществлялся в момент пуска от задатчика интенсивности, работе в установившемся режиме и торможении. Моделирование позволило исследовать изменения скорости на валу двигателя, потокосцепления, составляющих тока, положения вала электродвигателя.

Анализ графиков переходных процессов показал, что для электропривода весовых воронок доменной печи векторное управления с ориентацией по потокосцеплению ротора позволяет организовать регулирование выходных координат электропривода в широком диапазоне, с высоким быстродействием и большой точностью.

Применение такой системы управления позволит реализовать формирование многокомпонентной порции шихты на доменном конвейере в любой последовательности разгрузки весовых воронок.

Список литературы

1. *Большаков В.И. Теория* и практика загрузки доменных печей / В.И. Большаков. –М.: Металлургия, 1990.–255с.
2. *Праздников А. В. Системы* шихтоподачи в доменном производстве: монография [для инж.-техн. И науч. Работников] / А. В. Праздников, Е. Я. Клоцман, В. И. Головко. – М.: Металлургия, 1980. – 200 с.
3. *Виноградов А.Б. Векторное* управление электроприводами переменного тока / ГОУ ВПО "Ивановский государственный энергетический университет имени В.И. Ленина". - 2008. - 298с.
4. *Соколовский Г.Г. Электроприводы* переменного тока с частотным регулированием: учебник для студ. высш. учебн. зав. Г.Г. Соколовский. - М.: Академия, 2006. – 272 с.

УДК 621.878.23.001.4

Хмара Л. А., д.т.н, проф., Крекнін К. А., інж.

Державний вищий навчальний заклад (ДВНЗ) «Придніпровська державна академія будівництва та архітектури» (ПДАБА)

ФОРМУВАННЯ І СТВОРЕННЯ ІННОВАЦІЙНОГО БУЛЬДОЗЕРА З ТРИСЕКЦІЙНИМ ВІДВАЛОМ

Вступ. Масове використання бульдозерних агрегатів в різних галузях будівництва потребує постійного удосконалення їх конструкції та технологічних показників. Найбільш важливим елементом цих машин є робоче обладнання, досконалість якого визначає ефективність цих агрегатів.

Мета - удосконалення робочого обладнання бульдозера шляхом застосування трисекційних шарнірно – з'єднаних відвалів. Особливо це відноситься до трисекційних відвалів з нахиленими в поперечній площині осями шарнірів.

Основна частина. Виходячи із цього вирішено сконструювати відвал з керованими бічними секціями. Головною перевагою пропонованої конструкції є наступне: відвал складається з середньої секції і шарнірно з'єднаних до неї бічних секцій відвалу. При чому, з'єднання виконане під кутом відносно вертикалі, а довжина ріжучого ножа середньої секції відвала більша за довжину верхньої частини його середньої секції. Наявність гідроциліндрів керування кінцевими частинами відвалу дозволяють перетворити відвал з накопичувального в шляхопрокладальний, а також у грейдерний режими. Три проекції бульдозера з трисекційним відвалом представлені на рисунку 1.

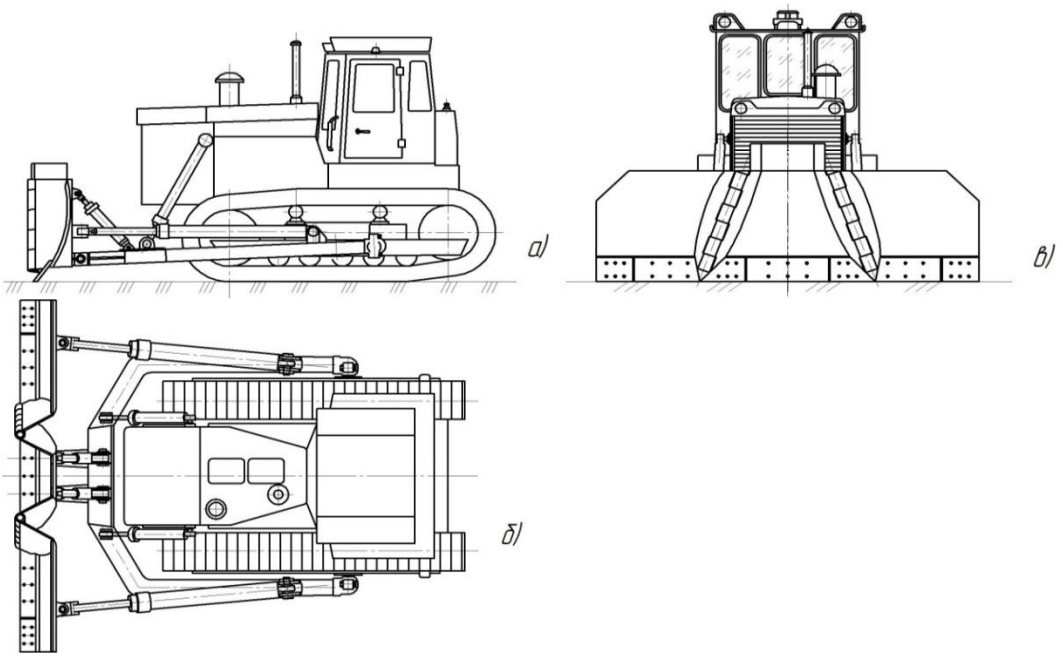


Рис. 1. Конструкція бульдозера с трисекційним відвалом з нахиленими осями шарнірів повороту бокових секцій: а) бокова проекція; б) горизонтальна проекція; в) передня проекція

Аналіз науково – технічної інформації показав, що в останніх розробках визначилася тенденція вдосконалення бульдозерів за рахунок оснащення їх відвалів різними додатковими пристроями, сприяючими збільшенню продуктивності і розширенню технологічних

можливостей. Одним із перспективних напрямів є застосування трисекційних шарнірно – з'єднаних відвалів.

При проектуванні таких відвалів необхідно враховувати конструктивні та кінематичні особливості складових частин, які визначають форму лобової (внутрішньої) частини та максимальну кількість ґрунту, що може накопичуватись перед ними. Особливість кінематики шарнірно – з'єднаних відвалів з нахиленими осями полягає в тому, що при повороті бокових секцій вперед леза їхніх ножів нахиляються відносно леза середньої секції вниз під кутом δ, а лобові частини нахиляються вперед, суттєво впливаючи на фронтальну проекцію робочого органа.

Відомо, що процес призмоутворення при копанні ґрунтів відвальними робочими органами носить складний характер. Як показують експериментальні дослідження процес призмоутворення супроводжується інтенсивним рухом ґрунтової маси перед лобовою частиною відвалу та розвалу ґрунту за зону дії робочого органа в бокові валки.

По мірі просування робочого органа в забої величина втрат ґрунту в бокові валки постійно збільшується, що обумовлює зростання енергоємності процесу копання, та збільшення шляху формування максимальної призми волочіння. Найбільші втрати ґрунту в бокові валки спостерігаються на прикінцевій стадії копання, коли кількість ґрунту, що вирізається із забою дорівнює кількості, що втрачається в бокові валки. Як показують експериментальні дослідження, величина втрат ґрунту в бокові валки тісно пов'язана з висотою тієї частини призми волочіння, що прилягає до поверхні відвалу. При досяганні висоти відвалу такі втрати сягають максимального значення і наступає рівновага між масами ґрунту, що вирізається та втрачається за межі робочого органу.

При роботі трисекційного відвала ґрунт, що вирізається, спочатку заповнює робочу частину відвалу при мінімальних втратах в бокові валки, оскільки бокові секції спрямовують ґрунт на середню частину завдяки кутовому нахилу до траєкторії руху. При заповнені внутрішньої частини робочого органа подальше наростання призми волочіння протікає таким же чином як і у лінійних (традиційних) відвалів. Тобто, передня частина призми по формі нагадує тригранну призму, що виходить за межі відвалу.

Висновок. Система приводу бокових секцій дозволяє трансформувати відвал в накопичувальний, шляхопрокладальний, звичайний і грейферний режими, що дозволяє розширити технологічні можливості представленої конструкції в порівнянні з традиційною конструкцією бульдозерного відвала.

Список літератури

1. *Машини* для земляних робіт: Підручник / *Л. А. Хмара,* С. В. Кравець, М. П. Скоблюк та ін.; за заг. ред. д.т.н., проф. Л. А. Хмари та д.т.н., проф. С. В. Кравця. – Х.: ХНАДУ, 2014. – 548 с.
2. *Хмара Л.А.*, Деревянчук М.І., Крекнін К.А. *Аналітичне* визначення об'єму призми волочіння трисекційних бульдозерних відвалів в накопичувальному режимі роботи // Сб. науч. тр. Строительство. Материаловедение. Машиностроение. Серия: подъемно – транспортные, строительные и дорожные машины и оборудование. Выпуск 63, 2011. – С. 36 – 42.
3. *Хмара Л.А.*, Коротких В.Б. *Исследование* процесса копания и повышение эффективности рабочих процессовотвалов бульдозеров // Повышение эффективности землеройных машин. Материалы респ. конф., г. Воронеж, 1992. – с. 11.
4. *Хмара Л.А.*, Деревянчук М.І., Крекнін К.А. *Аналітичне* визначення об'єму призми волочіння трисекційних бульдозерних відвалів з нахиленими осями шарнірів в накопичувальному режимі роботи // Сб. науч. тр. Строительство. Материаловедение. Машиностроение. Серия: подъемно – транспортные, строительные и дорожные машины и оборудование. Выпуск 79, 2014. – С. 293 – 301.

УДК 621.878.25

Хмара Л.А., д.т.н., проф., Дахно О.О., інженер

Державний вищий навчальний заклад "Придніпровська державна академія будівництва та архітектури"

СИНТЕЗ І СТВОРЕННЯ ЗЕМЛЕРИЙНО-МАНІПУЛЯТОРНОГО ТЕЛЕСКОПІЧНОГО РОБОЧОГО ОБЛАДНАННЯ ОДНОКІВШЕВИХ ЕКСКАВАТОРІВ

Найбільш поширеною і часто використовуваною будівельною технікою є одноківшевий гідравлічний екскаватор. Одним із основних напрямів удосконалення екскаваторів є збільшення продуктивності, зниження енерговитрат на розробку ґрунту, розвиток і створення нових конструкцій робочого обладнання (РО), які дозволяють розширити технологічні можливості за рахунок зміни геометричних параметрів РО.

Перспективним напрямком розвитку землерийної техніки є ТРО, яке дозволяє швидко змінювати в широкому діапазоні геометричні параметри РО, збільшити глибину копання, висоту розвантаження та радіус роботи обладнання, збільшити об'єм розроблюваного ґрунту в періоді одного переміщення ОГЕ. При цьому, ТРО дає змогу об'єднувати робочі операції з одночасною зміною його лінійних розмірів, що дозволяє здійснювати широку адаптацію до різних умов роботи та зменшувати час циклу, а також використовувати широкий спектр змінних робочих органів [1, 2, 3].

Мета статті. Розробити методику формування робочого обладнання одноківшевого екскаватора зі змінними геометричними параметрами, а якому зміна параметрів відбувається за рахунок застосування телескопічних механізмів.

Основний матеріал. Формування ТРО ОГЕ базується на методах орієнтованих гіперграфів, комбінаторного структурного синтезу, розчленування традиційної структури на складові елементи та теорії множин.

Формування як традиційних структур РО з телескопічних елементів, так і нових структур РО з телескопічних елементів здатне забезпечити різноманіття зміни лінійних параметрів РО для розробки ґрунту на глибинах в межах від $H_К$=5.5…22м, а також до $H_К$=35м з використанням грейферних ковшів. З означеним різноманіттям в повній мірі здатні впоратись одно-, двох-, і трисекційні телескопічні системи стріли ($A_{ТР}=n$; $A_{Т.1}=n+n_1$; $A_{Т.2}=n+n_1+n_2$) та рукояті ($B_{ТР}=k$; $B_{Т.1}=k+k_1$; $B_{Т.2}=k+k_1+k_2$), та їх синтез у нові структури у поєднанні з основними видами робочих органів $\{E_w\}$. Структури з більшою кількістю телескопічних елементів є менш доцільними, оскільки виникають питання по забезпеченню жорсткості та розподіленню мас телескопічних елементів і їх приводів, а також складності конструкції. Для полегшення розрахунків та комбінаторної кількості варіацій РО, умовно вважаємо рівнозначними конструкції моноблочної та шарнірно-зчленованої стріли – $\{A1, A2\} = A$, де $A1$ – моноблочна конструкція стріли; $A2$ – шарнірно-зчленована конструкція стріли. Описати подібні структури можна використовуючи метод орієнтованих гіперграфів. Представимо схему формування нового РО ОГЕ, зображену на рисунку 1 у вигляді орієнтованого гіперграфу – рисунок 1.

Компактна та впорядкована структура гіперграфу формування ТРО ОГЕ, показана на рисунку 1, дає підстави вважати рішенням деякий гіпершлях, який веде з множини вершин $\{A1, A2, B, E\}$ в множину $\left\{\{m\}, \{H_К\}, \{z_j\}\right\}$, з наступним поєднанням у реалізовану структуру.

Позначимо через $in(\{A_n\})$, $in(\{B_k\})$, $in(\{E_w\})$ – відповідно входи дуг $\{A_n\}$, $\{B_k\}$, $\{E_w\}$, а через $out(\{A_n\})$, $out(\{B_k\})$, $out(\{E_w\})$ – виходи цих дуг. Будь яку множину гіпердуг будемо

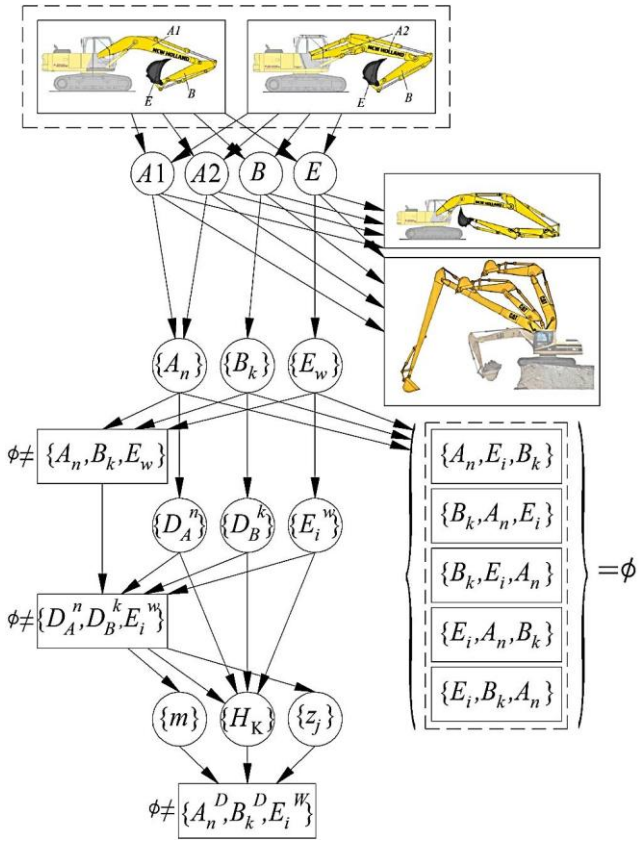


Рис. 1. Структурний гіперграф формування ТРО ОГЕ

називати структурою та позначимо через c. Коректною вважаємо структуру послідовності $\{A,B,E\}$. Позначимо $in(\{A,B,E\})$ – входи структури $\{A,B,E\}$, а через $out(\{A,B,E\})$ – її виходи. Вважаємо, що

$$out(\{A,B,E\}) = \bigcup_{(\{A_n\},\{B_k\},\{E_w\})\in\{A,B,E\}} out(\{A_n\},\{B_k\},\{E_w\}), \quad (1)$$

тобто виходи структури – є поєднанням виходів всіх гіпердуг, які входять в неї. Вважаємо, що

$$in(\{A,B,E\}) = \bigcup_{(\{A_n\},\{B_k\},\{E_w\})\in\{A,B,E\}} in(\{A_n\},\{B_k\},\{E_w\})\setminus out(\{A,B,E\}), \quad (2)$$

тобто входами структури вважаються такі входи її елементів, котрі не є виходами цієї структури. Структуру будемо називати гіперциклом, якщо для неї виконується співвідношення:

$$in(\mathrm{c}) = \emptyset, \quad (3)$$

тобто вона має путу множину входів. Гіперцикл називається не надлишковим, якщо $\forall(\{A_n\},\{B_k\},\{E_w\}) \in \{A,B,E\}$,

$$in\big(\{A,B,E\}\setminus(\{A_n\},\{B_k\},\{E_w\})\big) \neq \emptyset. \quad (4)$$

Рішенням задачі структурного синтезу є будь-який гіперцикл, який включає елемент z_1 – «зовнішнє середовище», який гарантує глобальність гіперциклу [4, 5, 6].

Коректний синтез структури, утвореної поєднанням множин телескопічних систем стріли $\{A_n\}$ та рукояті $\{B_k\}$ (рис. 2) представимо у вигляді декартового добутку їх комбінацій $\{A_n\} \times \{B_k\} \Leftrightarrow \{A_0, A_1, A_2\} \times \{B_0, B_1, B_2\}$:

$$A \times B = \{(A_n B_k) | A_n \in A \wedge B_k \in B\}, \quad (5)$$

$$\{A_0, A_1, A_2\} \times \{B_0, B_1, B_2\} = \begin{matrix} & B_0 & B_1 & B_2 \\ A_0 & A_0B_0 & A_0B_1 & A_0B_2 \\ A_1 & A_1B_0 & A_1B_1 & A_1B_2 \\ A_2 & A_2B_0 & A_2B_1 & A_2B_2 \end{matrix}. \quad (6)$$

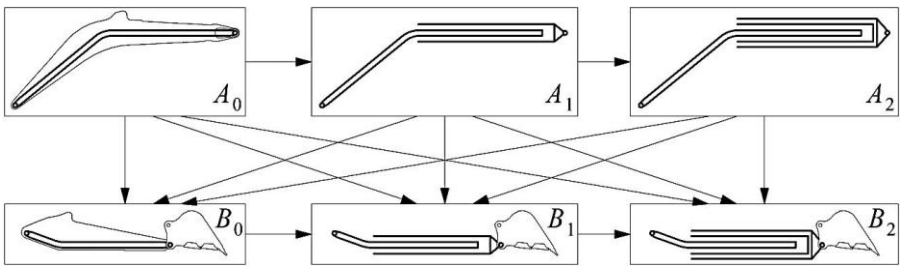


Рис. 2. Структурний граф комбінацій ТРО ОГЕ

Представимо задачу структурного синтезу в формі дискретного математичного програмування [6].

Нехай існує ряд елементів робочого обладнання, а його узагальнена структура задана в виді орієнтованого гіперграфу. Позначимо через $Z = \{z_i\}, i = \overline{1,n}$ множину гіпердуг графу, а через $S = \{s_j\}$ – множину його вершин.

Для формалізації задачі введемо змінні:

1. $z_i, i = \overline{1,n}$

$$z_i = \begin{cases} 1, \textit{якщо дуга входить в рішення}; \\ 0, \textit{в зворотньому випадку}. \end{cases}$$

2. $y_{ij}, i = \overline{1,n}, j = \overline{1,r_i}$, де y_{ij} – вихід елементу z_i під номером j, а r_i – загальна кількість виходів елементу z_i. Вважаємо, що:

$$y_{ij} = \begin{cases} 1, \quad \textit{якщо } j - \textit{ий зв'язок ел. } z_i \textit{ активовано}; \\ 0, \textit{в зворотньому випадку}. \end{cases}$$

3. $x_{ik}, i = \overline{1,n}, k = \overline{1,m_i}$, де x_{ik} – вхід елементу z_i під номером k, а m_i – загальна кількість входів елементу z_i. Вважаємо, що

$$x_{ik} = \begin{cases} 1, \textit{якщо } k - \textit{ ий зв'язок ел. } z_i \textit{ активовано}; \\ 0, \textit{в зворотньому випадку}. \end{cases}$$

Змінні z_i, y_{ij}, x_{ik} являють собою основні складові для формування системи обмежень для цільових функцій в задачі структурного синтезу.

Будь-яке рішення задачі структурного синтезу являє складається з активованих дуг орієнтованого гіперграфу. Дуга є активованою тоді і тільки тоді, коли активовані вісі її виходи. Запишемо цю умову в вигляді наступної системи рівнянь:

$$r_i z_i = \sum_{j=1}^{r_i} y_{ij}, \ i = \overline{1,n}. \tag{7}$$

Перевіримо, якщо $z_i = 0$, тоді усі змінні $y_{ij} = 0$, або якщо $z_i = 1$, то всі $y_{ij} = 1$.

Для активування елементу необхідно активувати усі його вхідні зв'язки. Це означає, що $z_i = 1$ тоді і тільки тоді, коли $x_{ik} = 1$, $k = \overline{1,m_i}$. Якщо $\exists x_{ik} = 0$, то $z_i = 0$. Для запису цієї умови в алгебраїчній формі введемо n допоміжних змінних $u_i \in \{0,1\}$, , $i = \overline{1,n}$. Розглянемо систему нерівностей:

$$\begin{cases} \sum_{k=1}^{m_i} x_{ik} - m_i \geq -m_i u_i; & (8.1) \\ z_i - 1 \geq -u_i; & (8.2) \\ \sum_{k=1}^{m_i} x_{ik} \geq m_i z_i; & (8.3) \\ \sum_{k=1}^{m_i} x_{ik} - m_i < 1 - u_i; & (8.4) \end{cases}$$

$i = \overline{1,n}$

Нехай $z_i = 1$, в цьому випадку підсистема (8.2) виконується тривіально при будь-яких значеннях u_i. Із (8.3) слідує, що $x_{ik} = 1$, $k = \overline{1,m_i}$. Підсистема (8.4) приймає вигляд $0 < 1 - u_i$, звідси виходить, що $u_i = 0$, $i = \overline{1,n}$ і підсистема (8.1) виконується автоматично.

Якщо $z_i = 0$, то (8.3) виконується автоматично для будь яких значень аргументів в лівій частині. Підсистема (8.2) зводиться до вигляду $u_i \geq 1$, котрий має єдине рішення $u_i = 1$, $i = \overline{1,n}$.

Підставимо ці значення в (8.1) та в (8.4). Перша підсистема прийме форму $\sum_{k=1}^{m_i} x_{ik} \geq 0$, та виконується тривіально. Підсистема (8.4) перетвориться в $\sum_{k=1}^{m_i} x_{ik} < m_i$, яка справедлива, якщо хоча б один з аргументів лівої частини дорівнює нулю.

Формалізуємо умову збуджуваності входів елементів узагальненої структури обладнання. Кожен активний вхід повинен бути забезпечений по крайній мірі одним активним виходом, який знято з іншого елементу гіперграфу. Для формалізації цієї умови усі змінні

виглядуx_{ik} та y_{ij} впорядкуємо лексикографічно по значенням їх індексів. Після цієї операції змінна $x_{ik}(y_{ij})$ отримує новий одинарний індекс $\alpha(i,k)$ ($\beta(i,j)$), який показує номер змінної в лексикографічному впорядкуванні [5, 6].

Позначимо через $M = \sum_{i=1}^{n} r_i$ та $K = \sum_{i=1}^{n} m_i$. Нехай задана прямокутна матриця (0,1) – матриця $P = \|p_{ij}\|$ розміру $K \times M$, в якій

$$p_{ij} = \begin{cases} 1, \textit{якщо вхід } x_i \textit{ забезпечений виходом } y_j\ ; \\ 0, \textit{в іншому випадку}\ , \end{cases}$$

де i та j – номера змінних x_i та y_j в новому лексикографічному впорядкуванні.

Систему нерівностей, які формалізують умову забезпеченості активованих входів, можна записати в наступному вигляді:

$$\sum_{j=1}^{M} p_{ij} \geq x_i\,, i = \overline{1,k}. \tag{9}$$

Якщо $x_i = 1$, то в цій сумі знайдеться хоча б один доданок виду 1×1. Це значить, що існує активований вихід, який забезпечує вхід x_i. Якщо $x_i = 0$, то нерівність виконується автоматично.

Будь-яке вірне рішення задачі структурного синтезу ТРО повинно задовольняти поставленим технічним вимогам, таким як: відповідність вазі базової машини m, максимальній глибині копання $H_К$, машина повинна бути стійкою $K_{СТ}$>1, а також комплексу показників критеріїв оптимізації [1, 2, 3, 4, 5]. Для цього включимо в рішення гіперграфу умовний елемент «зовнішнє середовище»:

$$z_1 = 1. \tag{10}$$

Система рівнянь (7) – (10) виражає фізичний сенс структурного синтезу по узагальненій структурі, зображеної у вигляді орієнтованого гіперграфу. Будь-яке рішення цієї системи являє собою допустимий варіант структури ТРО. Система є відкритою і допускає включення додаткових обмежень, які описують особливості прийняття технічного рішення в конкретній ситуації.

Усі залежності приведеної системи обмежень (7)-(10) є лінійними, а областю визначення змінних є множина {1,0}, таким чином, поставлена задача відноситься до задач лінійного булевого програмування.

Висновок. Запропонована методика формування робочого обладнання одноківшевого екскаватора зі змінними геометричними параметрами, а якому зміна параметрів відбувається за рахунок застосування телескопічних механізмів дозволяє отримувати коректні поєднання складових елементів у нові структури РО. Представлено спосіб зведення проблеми структурного синтезу до задачі лінійного дискретного програмування. Застосування методів структурного синтезу, гіперграфів та теорії множин дозволяє виключити фізично неможливі комбінації. Отримані структури з традиційних та телескопічних елементів включають всі можливі комбінації як кінематичних так і конструктивних схем.

Список літератури

1. *Баловнев В.И.*, Хмара Л.А. *Интенсификация* земляных работ в дорожном строительстве. – М.: Транспорт, 1983. – 184 с.

2. *Беляков Ю.И.*, Левинзон А.Л., Галимуллин В.А. *Земляные* работы, 2-е издание, переработанное и дополненное. – М.: Стройиздат, 1990, 281с.

3. Божко А.Н. Структурный синтез как задача дискретной оптимизации. Электронное издательство «Наука и образование». – М.: ФГБОУ ВПО "МГТУ им. Н. Э. Баумана", 2010. №9. – С. 25-46.

4. Дитрих Я. Проектирование и конструирование. Системный подход. Пер. с польск. – М.: Мир, 1981. – 456 с.

5. Крон Г. Исследование сложных систем по частям (диакоптрика). Пер. с англ. – М.: Наука, 1972. – 544 с.

6. Хмара Л. А., Дахно О. А. Теоретические основы формирования телескопического рабочего оборудования одноковшового гидравлического экскаватора. Строительные и дорожные машины. – М.: ооо «СДМ-Пресс», 2015. №12. – С. 44-50.

УДК 621.878

Хмара Л.А., д.т.н., проф., Голубченко О.І., к.т.н., доц.

Державний вищий навчальний заклад (ДВНЗ) «Придніпровська державна академія будівництва та архітектури» (ПДАБА)

РОЗРОБКА ПРИНЦИПОВО НОВОГО КОМБІНОВАНОГО СПОСОБУ КОПАННЯ ТА ЗАВАНТАЖЕННЯ ҐРУНТОМ КОВШОВОЇ ЗЕМЛЕРИЙНО-ТРАНСПОРТНОЇ МАШИНИ

Вступ. Особливості робочого процесу ковшової землерийно-транспортної машини у зміні опору копання ґрунту, а саме його збільшення на кінцевій стадії коли потрібні значні витрати енергії на заповнення ковша. Так у скреперів значна доля тягового зусилля витрачається на рух ґрунту, що зрізається різальною системою, через об'єм ґрунту у ковші.

Підвищити ефективність землерийно-транспортних машин дозволяє використання інтенсифікаторів робочого процесу з метою примусового здійснення транспортування ґрунту із зони різання у порожнину ковша. На даний час переважно отримали механічні інтенсифікатори, як додаткові транспортувальні пристрої у вигляді скребкових, шнекових та гвинтових транспортерів, лопатевих метальників. Однак, їм присутній спільний суттєвий недолік, а саме ґрунт, що зрізається у повному об'ємі транспортується інтенсифікатором. Ця особливість призводить до зайвого переміщування та подрібнення ґрунту, збільшення матеріалоємності інтенсифікатора та потужності приводу, зменшення ККД машини в цілому. Використання гвинтових та шнекових інтенсифікаторів ускладнює розвантаження ковшових землерийно-транспортних машин із-за їх розташування безпосередньо в зоні різання ґрунту та його виходу під час розвантаження. Також вони займають корисний об'єм ковша.

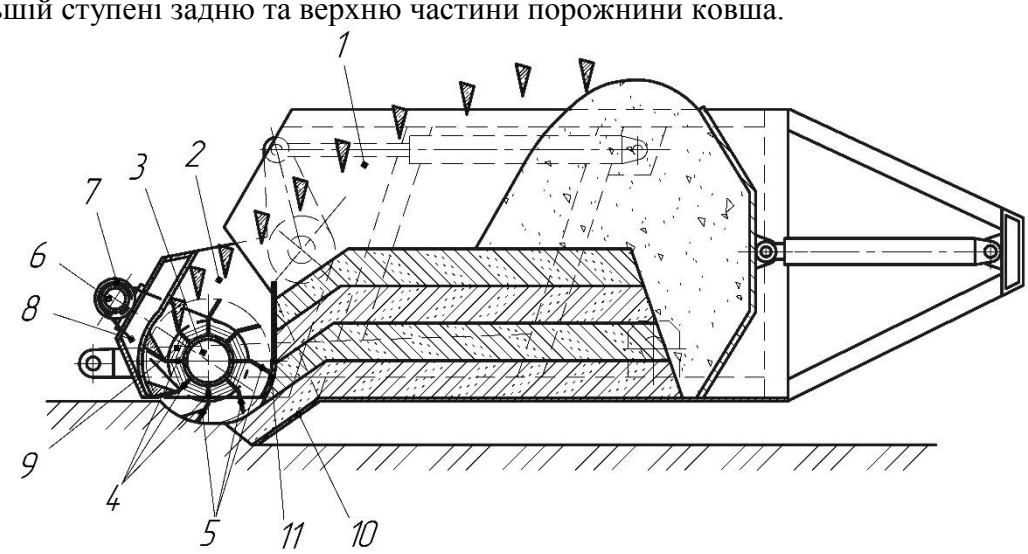
Тому, для підвищення ефективності ковшових землерийно-транспортних машин доцільно запропонувати такий спосіб завантаження ковша землерийно-транспортної машини із використанням інтенсифікатора при якому реалізується номінальне тягове зусилля базової машини для даних ґрунтових умов копання ґрунту традиційною різальною системою, а залишки потужності силового обладнання витрачались на роботу інтенсифікатора. При цьому під час робочого ходу землерийно-транспортної машини ківш заповнювався максимальним об'ємом ґрунту.

Мета − розробка та технічна реалізація принципово нового комбінованого засобу копання та завантаження ґрунтом ковшових робочих органів землерийно−трансопртних машин.

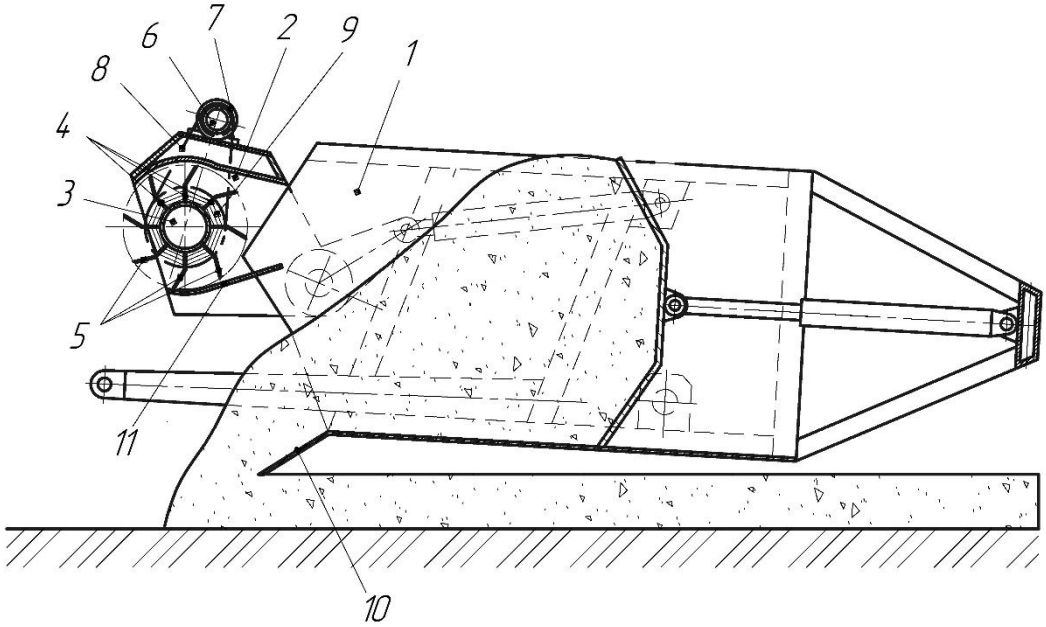
Основна частина. На рис. 1 надана конструкція та принцип дії ковшової землерийно-транспортної машини у вигляді скрепера з реалізацією комбінованого способа копання та завантаження ґрунтом ковша. Надане технічне рішення складається з ковша 1 в передній частині якого встановлена гідрокерована поворотна рама 2 із змонтованим різально-метальним робочим органом, який складається з привідного вала 3 на циліндричній поверхні якого по гвинтовій лінії встановлені зубці 4 із різальними ножами 5. Привід різально-метального робочого органа складається з гідродвигуна 6, редуктора 7 та ланцюгової передачі 8. Бічні сторони послідовно розташованих зубів 4 пов'язані між собою гнучкими елементами 9, наприклад ланковими ланцюгами, для запобігання осьового переміщення ґрунту. Ківш обладнано прямолінійним різальним ножем 10 по всій ширині ковша. Різально-метальний робочий орган відділений від внутрішньої порожнини ковша розмежувальною стінкою 11.

Процес копання здійснюється за рахунок переміщення ковша тяговим зусиллям базового тягача 1. Перед початком роботи за допомогою гідромотора 6, редуктора 7, ланцюгової

передачі 7, ланцюгової передачі 8 приводиться в обертання привідний вал 3 разом із зубами 4, різальними ножами 5 та гнучкими елементами 9. Далі здійснюється поступове переміщення ковша та одночасне його заглиблення у ґрунт на товщину копання. Процес різання ґрунту здійснюється комбінованим способом, а саме верхній шар ґрунту зрізається різально-метальним робочим органом, а нижній зрізається прямолінійним різальним ножем 10. При різанні ґрунту різально-метальним робочим органом різальні ножі 9 зрізають ґрунт у вигляді сегментоподібних стружок, який далі транспортується у ківш за рахунок метання та заповнює у більшій ступені задню та верхню частини порожнини ковша.



а



б

Рис. 1. Ковшова землерийно-транспортна машина:
а - процес копання та заповнення ковша ґрунтом; б - процес розвантаження ковша;
1-ківш; 2-поворотна рама; 3-привідний вал; 4-зубці; 5-різальні ножі; 6-гідродвигун; 7-редуктор; 8-ланцюгова передача; 9-гнучкі елементи; 10-різальний ніж; 11-розмежувальна стінка

Зрізаний прямолінійним ножем 10 ґрунт у вигляді пласту підіймається по його похилій поверхні і далі переміщується по днищу 7 ковша. Після втрати стійкості пласта відбувається подальший підйом ґрунту у ківш з наступним зсуванням шару ґрунту на попередній. Таким чином заповнюється нижня центральна частина порожнини ковша. Зони різання та

транспортування ґрунту різально-метальним робочим органом і ножем 10 відділені між собою розпм6ежувальною стінкою 11.

За рахунок повороту рами 2 регулюється співвідношення товщини ґрунту, що зрізається різально-метальним робочим органом та прямолінійним ножем 10. Так у випадку, коли здійснюється копання малов'язких ґрунтів, таких як, пісок, супісь, неможливо отримати стружку після ножа 10 достатньої міцності для її ефективного просування у ківш доцільно збільшити товщину і відповідно об'єм ґрунту, що зрізається різально-метальним робочим органом. При копанні високоміцних зв'язних ґрунтів і якісного зчеплення ходового обладнання машини доцільно збільшувати товщину ґрунту, що зрізається ножем 10.

Перед розвантаженням ковшової землерийно-транспортної машини поворотн7а рама 2 зва допомогою гідроприводу повертається у верхній крайній стан. Виштовхування ґрунту із внутрішньої порожнини ковша здійснюється гідрокерованою задньою стінкою. Одночасний рух ковша із розвантаженням здійснює пошарову відсипку ґрунту та його планування ножем 10.

Висновок. Запропоновано принципово новий комбінований спосіб копання та завантаження ґрунтом ковшової землерийно-транспортної машини з використанням різально-метального робочого органа, який дозволяє вирішити науково-технічну проблему підвищення продуктивності машини за рахунок збільшення об'єму ґрунту у ковші, реалізувати повну потужність силового обладнання незалежно від тягово-зчіпних властивостей ходового обладнання, ефективно адаптувати різальну систему ковша до ґрунтових умов.

Список літератури

1. *Машини* для земляних робіт: Підручник / *Л.А. Хмара*, С. В. Кравець, М. П. Скоблюк та ін.; за заг. ред. д.т.н., проф. Л. А. Хмари та д.т.н., проф. С. В. Кравця. – Харків: ХНАДУ, 2014. – 548 с.
2. *Интенсификация* земляных работ в дорожном строительстве / [*В. И. Баловнев*, Л. А. Хмара] – Москва: Транспорт, 1983. – 384 с.
3. *Модернізація* та підвищення продуктивності будівельних машин / [*Л.А. Хмара*, М.П. Колісник, В. П. Станевський] – Київ: Будівельник, 1992. – 152 с.
4. *Интенсификация* разработки грунтов в дорожном строительстве / [*В.И. Баловнев*, Л.А. Хмара]. – Москва: Транспорт, 1993. – 383 с.
5. *Голубченко О. І. Конструкції* та застосування різально-метальних органів для інтенсифікації робочих процесів землерийно-транспортних машин / О. І. Голубченко // Строительство. Материаловедениею Машиностроение. Серия: Подъемно-транспортные, строительные и дорожные машины и оборудование. - Вып. 66. - 2012. - С. 296-302.
6. *Голубченко О. І. Кінематичні* особливості процесу транспортування ґрунту гвинтовим робочим органом різально-кидального типу для землерийно-транспортних машин безперервної дії / О. І. Голубченко, М. Е. Хожило // Строительство. Материаловедение. Машиностроение. Серия: Подъемно-транспортные, строительные и дорожные машины и оборудование. – Вып. 57. – 2010. – С. 36-45.
7. *Голубченко О. І. Огляд* та пропозиції конструкцій активного робочого обладнання землерийно-транспортних машин безперервної дії / О. І. Голубченко, М. Е. Хожило // Вісник Придніпровської державної академії будівництва та архітектури. – 2011. – № 6-7. – С. 48 – 55.
8. *Машини* для земляних робіт: Навчальний посібник / *Хмара Л.А.*, Кравець С.В., Нічке В.В., Назаров Л.В., Скоблюк М.П., Нікітін В.Г. Під загальною редакцією проф. Хмари Л. А. та проф. Кравця С. В. Рівне – Дніпропетровськ – Харків. – 2010. – 557 с.

УДК 621.872

Хмара Л.А., д.т.н., проф., Кроль Р.М., к.т.н., доц.

Державний вищий навчальний заклад «Придніпровська державна академія будівництва та архітектури»

ІННОВАЦІЙНЕ МЕХАНІКО-ТЕХНОЛОГІЧНЕ ОБЛАДНАННЯ ЗЕМЛЕРИЙНО-ТРАНСПОРТНИХ МАШИН ТЕЛЕСКОПІЧНОГО ТИПУ (НА ПРИКЛАДІ БУЛЬДОЗЕРА)

Вступ. Можливість адаптації робочих органів землерийно-транспортний машин (ЗТМ) до різноманітний ґрунтових умов та технологічних операцій дозволить раціонально використовувати тягово-зчіпні характеристики машини, підвищити її продуктивність та універсальність.

Мета − розробка алгоритму оптимізаційного розрахунку ширини відвала бульдозера телескопічного типу за узагальненим критерієм оптимізації $П_{NG}$ в залежності від ґрунтових умов та тягово-зчіпних характеристик бульдозера.

Основна частина. Питанням тягових розрахунків ЗТМ присвячені роботи М. Г. Домбровського [1], А. М. Зеленіна [2, 3], В. І. Баловнєва, І. П. Керова [3], Н. Я. Хархути, М. І. Капустіна, В. П. Семенова, І. М. Евентова [4], А. М. Холодова [5, 6], Т. В. Олексієвої, К. А. Артемьєва, А. А. Бромберга [7], Л. А. Хмари [8], але ними не розглянуті питання впливу зміни ширини робочого органа на тягово-зчіпні характеристики ЗТМ, а також не виконано оптимізаційний розрахунок робочого органа для різних ґрунтових умов.

Досліджуване робоче обладнання бульдозера телескопічного типу представлене на рис. 1 та складається із штовхаючих брусів 1, що приварені до основного відвалу 2. У внутрішній порожнині основного відвалу 2, по обидві його бічні сторони, встановлені, із можливістю осьового переміщення, допоміжні відвали 3. Осьове переміщення допоміжних відвалів 3 здійснюється за допомогою двохштокового гідроциліндра 4, котрий закріплено на основному відвалі 2 в кронштейнах 5.

Оптимізаційний розрахунок необхідної ширини відвала бульдозера виконувавсь на основі методики тягового балансу [5, 6], що дозволяє визначити максимальну глибину різання в заданих ґрунтових умовах, оцінити можливості тягача при транспортуванні ґрунту з підрізанням стружки мінімальної товщини, щоб поповнити втрати ґрунту в бокові валики, визначити максимальний підйом, що може долати бульдозер з максимальною призмою волочіння при забезпеченні мінімуму узагальненого показника енергоємності та металоємності $П_{NG}$.

По даній методиці розроблена програма «Оптимізаційного розрахунку ширини відвала робочого обладнання бульдозера на основі тягового балансу та визначення продуктивності за узагальненим критерієм оптимізації $П_{NG}$» мовою BASIC. Блок – схема програми представлена на рис. 2.

По даній програмі був проведений оптимізаційний розрахунок ширини відвала бульдозера марки ДЗ-42 (базовий машина промисловий трактор ДТ-75) при розробці ґрунтів I – ї, II – ї та III – ї категорії міцності.

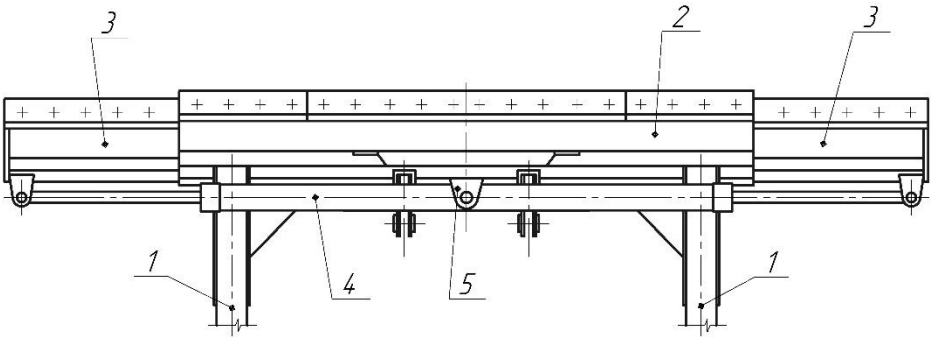


Рис. 1. Робоче обладнання бульдозера телескопічного типу:
1 − брус штовхаючий; 2 − відвал основний; 3 − відвал допоміжний; 4 − гідроциліндр двохштоковий; 5 − кронштейн

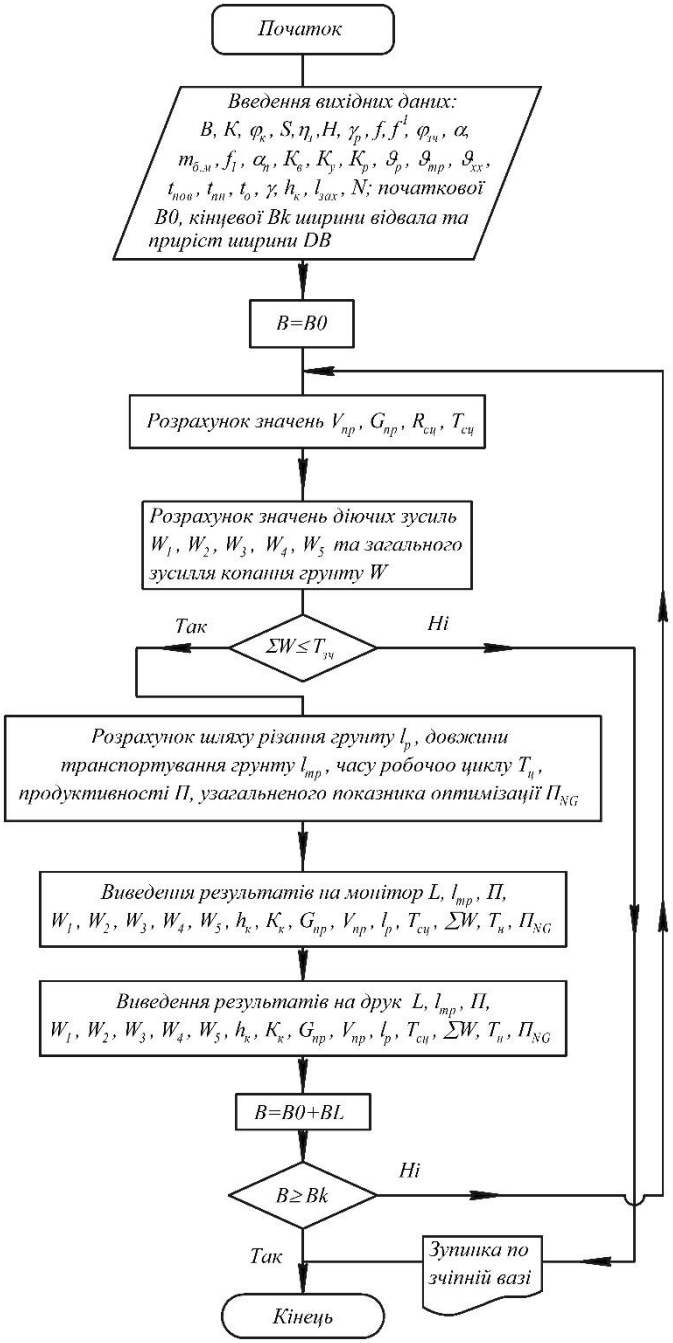


Рис. 2. Блок – схема програми оптимізаційного розрахунку ширини відвала бульдозера

За даними комп'ютерної роздруківки побудовані графіки залежності зусилля копання (*W*) від ширини відвала ($B_{від}$) і категорії розроблюваного ґрунту (рис. 3, а); залежності продуктивності (*П*) бульдозера від ширини відвала ($B_{від}$) та категорії розроблюваного ґрунту (рис. 3, б); залежності узагальненого критерію оцінки ($П_{NG}$) технічного рівня бульдозера від зміни ширини відвала ($B_{від}$) та категорії розроблюваного ґрунту (рис. 3, в).

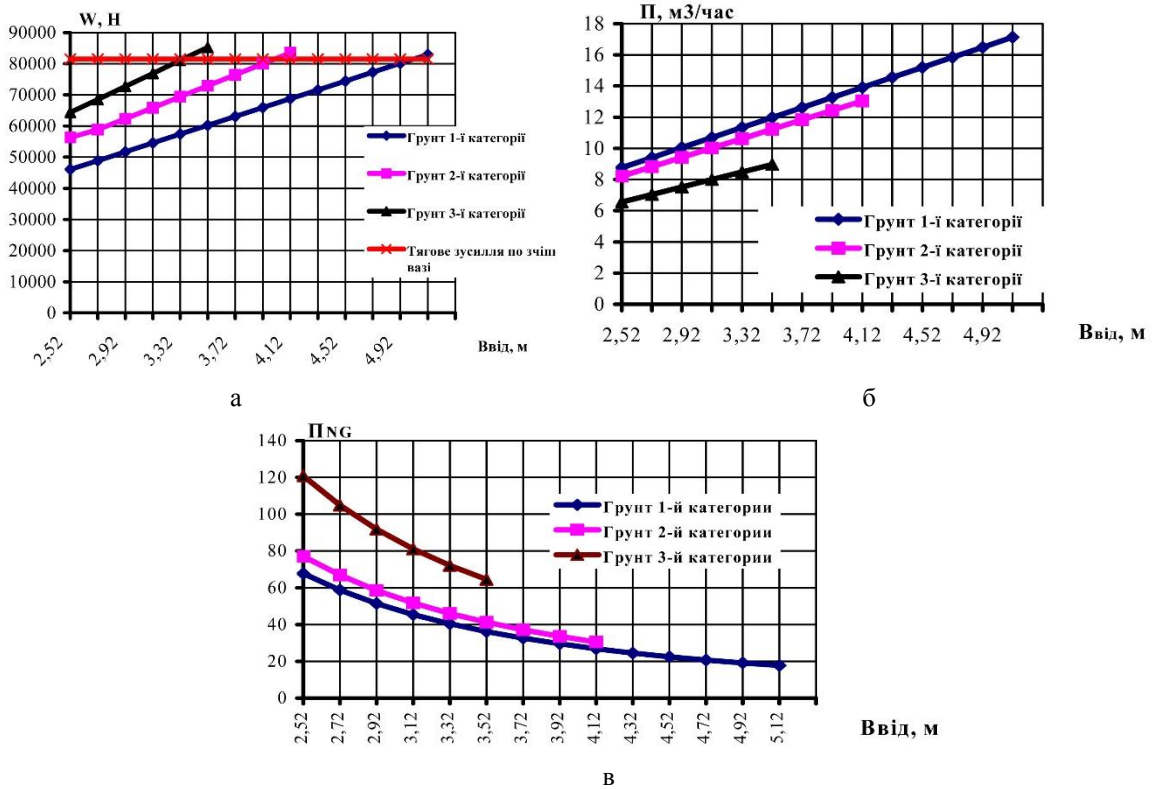


Рис. 3. Теоретичні залежності, отримані на основі оптимізаційного розрахунку ширини відвала бульдозера

Висновок. На основі тягового балансу розроблено алгоритм оптимізації ширини відвалу бульдозера телескопічного типу за узагальненим критерієм оптимізації $П_{NG}$ в залежності від потужності двигуна базової машини та фізико-механічних властивостей середовища, що розроблюється.

Список літератури

1. *Домбровский Н. Г. Строительные* машины / Н. Г. Домбровский, Картвелишвили Ю. Л., Гальперин М. И. – М.: Машиностроение, 1976. – 391 с.
2. *Зеленин А. Н. Основы* разрушения грунтов механическими способами / А. Н. Зеленин. – М.: Машиностроение, 1968. – 376 с.
3. *Зеленин А. Н. Машины* для земляных работ. Учебное пособие для вузов / А. Н. Зеленин, В. И. Баловнев, И. П. Керов. – М.: Машиностроение, 1975. – 424 с.
4. *Дорожные* машины. Теория, конструкция и расчет. Учебник для вузов. [*Хархута Н.Я.,* Капустин М. И., Семенов В. П., Эвентов И. М.] – Л.: Машиностроение, 1976. – 472 с.
5. *Проектирование* машин для земляных работ. Под ред. *А. М. Холодова*. – Харьков «Вища школа». 1986. –272 с.
6. *Холодов А. М. Землеройно* – транспортные машины / А. М. Холодов, В. В. Ничке, Л. В. Назаров. – Харьков «Вища школа». 1982. – 192 с.
7. *Алексеева Т. В. Дорожные* машины. Машины для земляных работ [Алексеева Т. В., Артемьев К. А., Бромберг А. А. и др.] – М.: Машиностроение. 1972. – 504 с.
8. *Машини* для земляних робіт: Підручник / *Л. А. Хмара*, С. В. Кравець, М. П. Скоблюк та ін.; за заг. ред. д.т.н., проф. Л. А. Хмари та д.т.н., проф. С. В. Кравця. – Х.: ХНАДУ, 2014. – 548 с.

УДК 69.059.62.002.5

Хмара Л. А., д.т.н., проф., Шатов С. В., д.т.н., доц.

ГВУЗ «Приднепровская государственная академия строительства и архитектуры»

НАУЧНЫЕ ОСНОВЫ РАБОЧИХ ОРГАНОВ РЫЧАЖНО-МЕХАНИЧЕСКИХ ЗАХВАТОВ ДЛЯ ЛИКВИДАЦИИ ПОСЛЕДСТВИЙ ТЕХНОГЕННЫХ АВАРИЙ

Вступление. В результате техногенных аварий и **с**тихийных бедствий жилые здания и промышленные сооружения частично или полностью разрушаются, образуя завалы с хаотичным расположением обломков различной конфигурации и размеров [1, 3, 4, 5]. Под завалами могут находится потерпевшие, которых необходимо извлечь из-под обломков в кратчайшие сроки. Аварийно-спасательные и восстановительные работы выполняют подразделения Государственной службы с чрезвычайных ситуаций, оснащенные строительно-дорожной и военной техникой. В качестве средств механизации, применяемых на таких работах, используют самоходные краны, экскаваторы, погрузчики, бульдозеры, механизированный инструмент, а также транспортные средства для вывоза обломков с территории разрушенных зданий и сооружений. Как правило, перечисленные средства механизации имеют традиционное оборудование (крюковые подвески, ковши экскаваторов и погрузчиков) и не всегда удовлетворяют условиям ведения работ по разборке завалов:

- при использовании самоходных кранов возникает необходимость в ручной строповки поднимаемых обломков непосредственно крюковой подвеской или с помощью строп;
- при использовании ковшевых машин (экскаваторов, погрузчиков) возникает проблема погрузки в рабочие органы габаритных обломков, размеры которых превышают геометрические параметры ковшей. Кроме того, эти группы машин не всегда могут захватить необходимый обломок, который может находится под другими, более мелкими обломками и в защемленном состоянии.

Устранение указанных недостатков возможно применением гидроуправляемых рычажно-механических захватов или гидроножниц, которые устанавливаются на базе одноковшовых экскаваторов (рис. 1). Они позволяют схватывать обломки строительных конструкций, а при необходимости производить их измельчение.

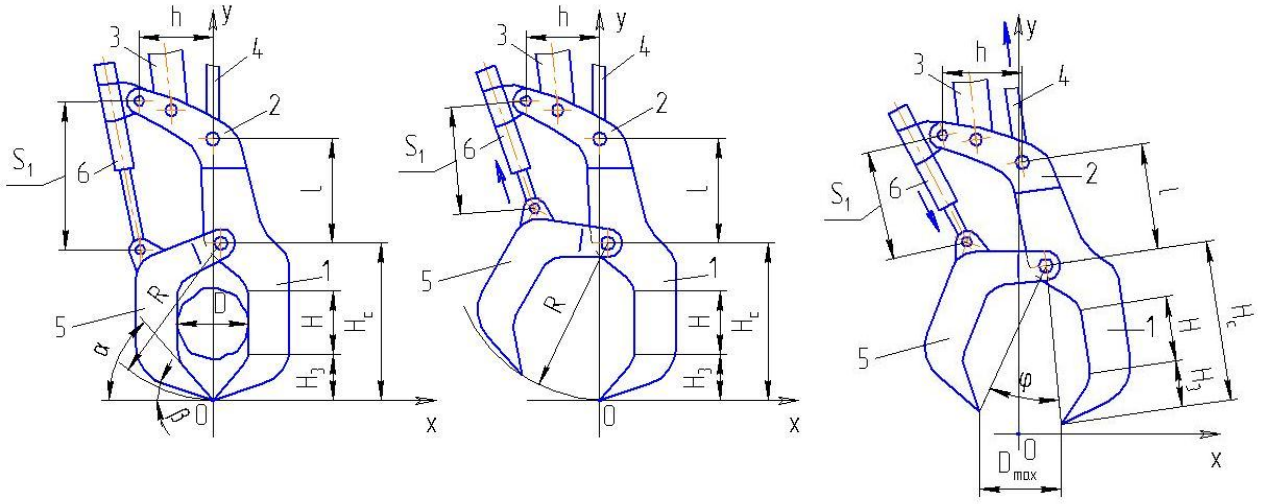
а б в

Рис. 1. Виды оборудования для разборки завалов разрушенных зданий и сооружений:
а – базовый гидравлический экскаватор; б – рычажно-механический захват; в - гидроножницы

Существующее оборудование для разборки завалов обломков строительных конструкций не всегда удовлетворяет условиям выполнения этих работ, так как их конструкция не учитывает характера разрушений (формы и размеров обломков). Это снижает эффективность работ по ликвидации последствий техногенных аварий, увеличивает время их выполнения.

Цель исследований. Разработка научных основ создания рабочих органов рычажно-механических захватов на основе обследования и анализа характера разрушений зданий и сооружений.

Основная часть. По результатам исследований был спроектирован рычажно-механический захват [6] с гидравлическим приводом (рис. 1), который включает основную стойку 1, верхней частью 2 связанную с рукоятью 3 и тягой 4 экскаватора. В средней части на стойке 1 шарнирно установлены зубья 5, которые соединены со штоком гидроцилиндра 6. Режущие кромки стойки 1 и зубьев 5 направлены навстречу друг другу.



а б в

Рис. 1. Схема рычажно-механический захвата:
а – со схваченным обломком; б – с отведенными зубьями; в - с отведенными зубьями и стойкой;
1 – основная стойка; 2 – верхняя часть стойки; 3 – рукоять экскаватора; 4 – рычаг; 5 – зубья;
6 – гидроцилиндр управления зубьями

Такой рабочий орган может работать в следующих режимах:

- схватывать отдельных обломков конструкций при работе стойки 1 и зуба 5;
- обеспечивать рыхление прочных материалов, старых дорожных покрытий или элементов разрушенных зданий основной стойкой 1;
- выполнять перечисленные операции зубом 5, когда требуется движение рабочего органа (зуба) от экскаватора по направлению к забою;
- разрушать материалы и крупные обломки строительных конструкций при встречном движении стойки 1 и зуба 5.

Выбор технологии производства работ зависит от проекта (серии) конкретного строительного объекта, от характера его разрушений или повреждений, от возможного наличия потерпевших в завалах. Рабочий орган разработанной конструкции может устанавливаться на одноковшовых гидравлических экскаваторах с различным исполнением рабочего оборудования: телескопическое, прямая или обратная лопата.

Расчет рациональных параметров рычажно-механических захватов выполняется в зависимости от основных показателей экскаваторов (вместимости ковша, массе) и по выражениям наведенных в таблице 1.

Таблица 1

Значения рациональных параметров рычажно-механических захватов

№п/п	Параметр	Обозначение	Размерность	Расчетная формула	Тип захвата			
					А	Б	В	Г
1.	Грузоподъемность	Q	т	$(0{,}06...1{,}0)\cdot m_Б$	0,5	1,0	2,0	3,0
2.	Максимальный диаметр груза	D_{max}	м	$(0{,}6...0{,}7)\cdot\sqrt[3]{q}$	0,4	0,5	0,6	0,8
3.	Высота рабочей части захвата	H	м	$(0{,}8...0{,}9)\cdot D_{\max}$	0,35	0,45	0,54	0,7
4.	Высота стойки зуба	H_c	м	$(1{,}2...1{,}4)\cdot D_{\max}$	0,5	0,65	0,8	1,0
5.	Высота режущей кромки	$H_з$	м	$D_{\max}/2\cdot tg\alpha$	0,2	0,25	0,3	0,4
6.	Ширина захвата	B	м	$(0{,}3...0{,}4)\cdot\sqrt[3]{q}$	0,2	0,3	0,4	0,5
7.	Радиус поворота зуба	R	м	$(1{,}2...1{,}4)\cdot D_{\max}$	0,5	0,65	0,8	1,0
8.	Угол поворота зуба	φ	град	$80^0...90^0$	80	80	90	90
9.	Угол резания	α	град	$40^0...45^0$	45	45	40	40
10.	Задний угол	β	град	$10^0...12^0$	12	12	10	10
11.	Габарит гидроцилиндра: при выдвинутом штоке	S_1	мм	$(0{,}8...0{,}9)\cdot D_{\max}+\frac{D}{2}\cdot tg\alpha\ S$	1,1	1,25	1,45	1,65
	при втянутом штоке	S_2	мм	$S_1 - S$	0,6	0,75	0,9	1,2
12.	Плечо действия гидроцилиндра	h	м	$D_{\max}/2+0{,}1\ м$	0,6	0,75	0,9	1,1
13.	Расстояние от оси крепления корпуса гидроцилиндра до оси поворота зуба	l	м	$S_1-\left[H_c-\left(H+H_3\right)\right]$	0,4	0,5	0,6	0,8
14.	Масса экскаватора	$m_Б$	т		6,1	14,1	25,5	37,0

Примечание: q – вместимость ковша экскаватора, м^3; S – ход штока гидроцилиндра, мм.

На основании анализа основных рациональных параметров рычажно-механических захватов, устанавливаемых на экскаваторах производства СНГ [2], рассчитаны их показатели и составлен параметрический ряд захватов (типы А, Б, В, Г – из таблицы 1) применительно к экскаваторам грузоподъемностью 0,5 т; 1,0 т; 2,0 т и 3,0 т (таблица 2).

По рациональным параметрам рычажно-механических захватов спроектированы и изготовлены их модели, с использованиям которых были проведены экспериментальные исследования на стенде физического моделирования. Установлены основные показатели конструктивного исполнения рычажно-механических захватов, которые позволили разработать рабочую документацию для изготовления натурных машин, в частности на базе гидравлического экскаватора ЭО-2621В.

Проведены исследовательские и эксплуатационные испытания рычажно-механического захвата на экскаваторе ЭО-2621В. В процессе испытаний выполнялось схватывание различных грузов по массе и форме: железобетонных конструкций и их обломков (рис. 2).

Таблица 2

Основные технические показатели рычажно-механических захватов на базе экскаваторов производства СНГ

Параметр	Ед. измер.	Базовый трактор			
		ЭО-2621	ЭО-3122	ЭО-4121	ЭО-5123
Грузоподъемность	т	0,5	1,0	2,0	3,0
Продолжительность рабочего цикла	с	16,0	16,3	19,0	27,0
Производительность	т/ч	86,1	169,0	290,0	306,0
Масса экскаватора	кг	6 100	14 100	25 500	37 000

а б

Рис. 2. Испытания рычажно-механического захвата на базе экскаватора ЭО-2621В: а – общий вид; б – рабочее оборудование

Проведенные исследования позволили установить работоспособность и эффективность оборудования при его различных положениях: на наименьшем и наибольшем вылетах груза. Производительность составила 68,5 т/ч при средней продолжительности рабочего цикла 16…22 с. Наиболее длительной рабочей операцией являлась наведение рабочего органа на груз и его схватывание – в среднем 8…10 с.

Выводы. 1. Для ликвидации последствий техногенных аварий при разборке разрушенных строительных конструкций целесообразно применение рычажно-механических захватов на базе одноковшовых гидравлических экскаваторов. 2. Разработан параметрический ряд захватов экскаваторов для выполнения работ по разработке завалов и рассчитаны их основные параметры. 3. Производительность рычажно-механического захвата при его испытаниях на базе гидравлического экскаватора ЭО-2621В составила 68,5 т/ч.

Список литературы

1. Бакин В.П. Механизация на разборке завалов. // Механизация строительства. - 1989. - №5. – С. 7-8.
2. Добронравов С.С. Строительные машины. Справочник. – М.: Высшая школа, 1993. - 540 с.
3. Казаков Б., Чадов Е. Організація та проведення аварійно-рятувальних робіт на житлових будівлях і спорудах. // Надзвичайна ситуація. - 2007. - №6. - С. 44-49.
4. Мірошниченко М. Вибух газу – “це урок, який повинна засвоїти держава”. // Надзвичайна ситуація. - 2007. - №10. – С. 8-15.
5. Колосков В. Н., Олейник П. П., Тихонов Ф. И. Разборка жилых зданий и переработка их конструкций и материалов для повторного использования. – М.: Изд-во Ассоциации строительных ВУЗов, 2004. - 200 с.
6. Хмара Л. А., Шатов С. В. Використання будівельної техніки для використання рятувальних та відновлювальних робіт при ліквідації наслідків стихійних лих та аварій // Будівництво України. – 2008. - № 5. – С. 34–39.

УДК 621.86.061(088.8)

Похилько Л.К., к.т.н., доц., Морозенко Е.П., к.т.н., доц.,
Василенко В.Н., ст. преподаватель

Национальная металлургическая академия Украины

ИСПЫТАНИЯ ФРИКЦИОННЫХ ЗАХВАТОВ В ЛАБОРАТОРНЫХ И ПРОМЫШЛЕННЫХ УСЛОВИЯХ

В процессе металлургического и машиностроительного производств различные листовые заготовки и готовая продукция подвергаются неоднократным перегрузкам, кантованию и перемещению. Объем, стоимость и затраты труда погрузочно-разгрузочных операций занимают одно из первых мест в промышленном производстве.

Универсальным и достаточно надежным способом перемещения листов могут служить фрикционные захваты. Однако существующие конструкции захватов этого типа имеют существенные недостатки: двухкулачковые захваты, развивающие большие нормальные силы зажатия груза, ненадежны при возможных динамических нагрузках и имеют ограниченные пределы толщин поднимаемых грузов.

Захваты, зажимающие груз клиновидными плоскостями, обеспечивают большие силы трения, но не исключают заклинивания груза. Указанные несовершенства отсутствуют в рассматриваемом ползунно-кулачковом захвате (рис.1), основу которого составляют два механизма: кривошипно-кулачковый (коромысловый) $ДС_1В_1О_1$ и кривошипно-ползунный $ДС_2В_2$. Сочетание этих механизмов дает ряд преимуществ: коромысло-кулачок обеспечивает максимальную силу прижатия *N*, подвижный ползун с насеченной поверхностью расширяет пределы толщин поднимаемых листов и увеличивает надежность захвата. Захват [1] предназначен для подъема листов до *16 мм*, массой *3000 Н* и представляет собой механизм переменной структуры. В момент начала захвата вес груза *Q* можно считать распределенным на две составляющие P_1 и P_2, приложенные в точках A_1 и A_2; при возможных перемещениях звеньев составляющие механизмы имеют одну степень свободы. В окончательной стадии захвата кулачок, ползун, груз составляют единое твердое тело, жестко связанное с корпусом захвата, и все устройство превращается в статически неопределимую систему.

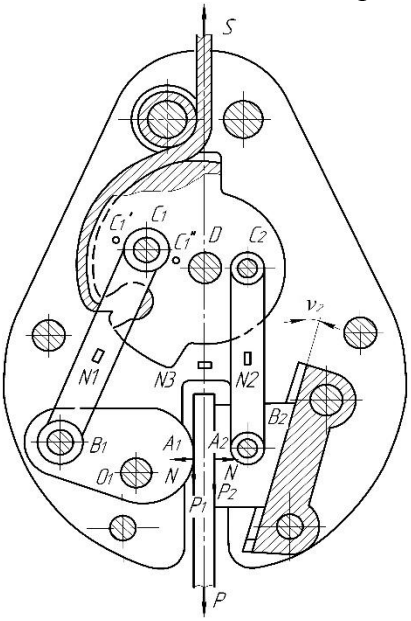


Рис.1. Схема фрикционного захвата

В процессе исследования определяли погрешность, допускаемую при кинетостатическом расчете (без учета сил трения в шарнирах) в сравнении с реальными условиями работы, и характером распределения нагрузок по щекам и шатунам захвата при подъеме груза. Для этого фрикционный захват был конструктивно выполнен со сменными тягами и рабочими органами – кулачком эвольвентного профиля и клиновидным упором. При испытании меняли следующие параметры: угол клиновидного упора ν_2 от 5 до 20º, вес груза ль 0 до 5000 *Н*, расположение центра шарнира C_1 (точки $\tilde{N}_1'$ и $\tilde{N}_2''$); параметры насечки на исполнительных органах $\beta+\rho<\frac{\pi}{2}$, $\beta+\rho=\frac{\pi}{2}$, $\beta+\rho>\frac{\pi}{2}$ (β – угол встречи, угол наклона передней грани зуба насечки и груза, ρ – угол трения); толщину и твердость материала поднимаемого груза ($HB=50\div250$). Датчики регистрировали растяжение двух составляющих тяг C_1B_1 (датчик № 1), сжатие двух составляющих тяг C_2B_2 (датчик № 2) и растяжение щек захвата (датчик № 3), что позволило определить реакцию упора *N*. Испытания проводились на специальном стенде, типичная осциллограмма представлена на рис.2.

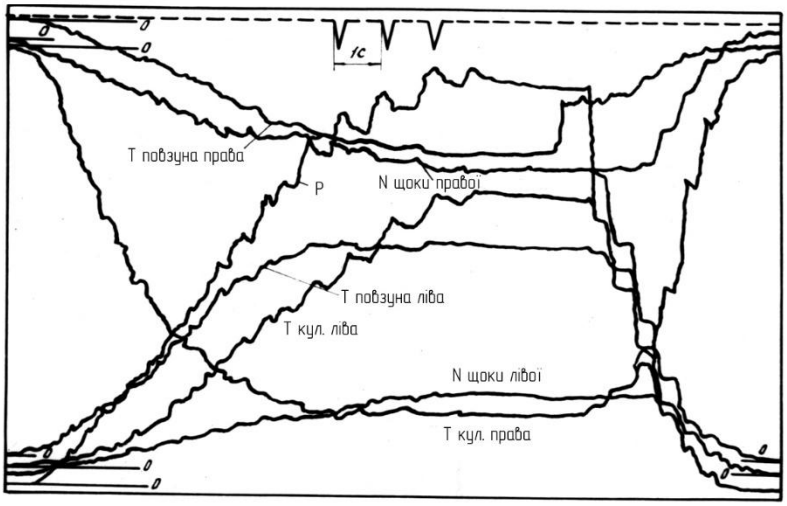


Рис.2. Осциллограмма стендовых испытаний фрикционного захвата

После обработки осциллограмм было установлено, что усилия в тягах отличаются от расчетных на 5÷10%, а максимальная неравномерность нагрузки по щекам и тягам составляет 3:1.

Значительный интерес представляет анализ зависимости реакции упора *N* при изменениях веса груза Q, угла клиновидного упора ν_2 и различных параметров насечки при нагружении и разгрузке захвата [3].

После испытаний фрикционного захвата на стенде, в соответствии и данными этих испытаний, был изготовлен промышленный образец захвата для стальных листов [3]. Захват имел следующую характеристику:

1. Грузоподъемность – *10000 Н.*
2. Толщина поднимаемых листов – *5÷30 мм.*
3. Твердость металла груза – *50÷350 НВ.*
4. Рабочие органы: - гладкий кулачок – *R = 60 мм;* - клиновидный упор, угол клина – ν_2=20º.
5. Параметры насечки – $tg\beta\cdot tg\rho=0{,}8$.
6. Габариты захват – $300\times220\times100$ *мм.*
7. Собственный вес – *12 кг.*

Корпус захвата выполнен в виде двух фигурных листов, соединенных между собой пальцами и осью, эвольвентного кулачка, коромысла и направляющих клиновидного упора. Захват снабжен дополнительными механизмами – усиления и стопорным – выполненными совместно

в виде подпружиненной вилки, пружины, имеющей максимальное натяжение в среднем положении, и рукоятки.

Испытания промышленного образца фрикционного захвата проводились с целью установления его соответствия и безопасной эксплуатации грузозахватных кранов [4] и выявления технико-эксплуатационных преимуществ перед существующими захватами того же назначения.

Программой предусматривалась проверка работы захвата в статических и динамических условиях под нагрузкой, равной *1,25* номинальной. Кроме обязательных испытаний по нормам Госгорпромнадзора в программу включались дополнительные исследования, основная цель которых заключалась в организации повышенных динамических нагрузок для создания искусственных условий самопроизвольного срыва груза. Для этого на поднятый захватом стальной лист твердостью *80 НВ* воздействовали боковыми и торцовыми ударами, бросали лист торцом с высоты *4–5 м* и быстро поднимали, резко ослабляли канаты. За счет асимметричной подвески листа осуществлялась ориентация захвата с грузом под углом 40÷45º (рис.3). Вызвать аварийный срыв груза не удалось. Не наблюдалось также остаточных деформаций в деталях захватного устройства и на поверхностях рабочих органов. Контактная поверхность металла груза со стороны кулачка оставалась неповрежденной. Зубья насечки клиновидного упора проникали в металл груза на глубину *0,15÷0,20 мм*.

При захвате листа действия подкранового рабочего ограничивались наведением зева захвата на лист и соответствующего перемещения рукоятки для привода механизма усиления-прижима рабочих органов к листу. По окончании работы рукоятка вручную перемещалась в обратную сторону, и лист свободно выходил из зева захвата.

Рис.3. Промышленные испытания фрикционного захвата

Захват описанной конструкции является лучшим конструкторским решением, а выполнение рифления оптимального профиля на контактных поверхностях рабочих органов повышает в 2÷4 раза силу сцепления их с металлом груза. Захват может быть рекомендован для применения при монтаже крупных металлургических агрегатов, металлоконструкций, производственных сооружений, особенно в условиях механизации ремонтных работ на предприятиях металлургического и коксохимического производства черной металлургии и других отраслях промышленности.

Список литературы

1. А.с. № 347284 (СССР). Захват для подъема и транспортирования листового материала в вертикальном положении / Кирилюк В.Д., Трушин А.В., Похилько Л.К.. – опубл.в Б.И., 1982, № 24.
2. Похилько Л.К., Коваль И.Ю. К выбору рациональной формы кернов клещевых захватов. // Теория и практика металлургии. – 2010. – № 1-2. – с.142-144.
3. Похилько Л.К., Коваль И.Ю. Теоретическая зависимость угла трения от параметров исполнительных органов фрикционных захватов. // Теория и практика металлургии. – 2011. – № 5-6. – с.75-77.
4. НПАОПООО-1.01-07. Правила устройства и безопасной эксплуатации грузоподъемных кранов. Офіційний вісник України від 20.07.2007. № 50/64. – 2007. – с.68/221.

УДК 621.86.061(088.8)

Похилько Л.К., к.т.н., доц., Морозенко Е.П., к.т.н., доц.

Национальная металлургическая академия Украины

К ВОПРОСУ О СТЕНДОВЫХ ИСПЫТАНИЯХ ФРИКЦИОННЫХ ЗАХВАТОВ

В настоящее время для подъема, кантования и транспортировки листовых материалов на металлургических и машиностроительных предприятиях нередко используют механизмы и приспособления, требующие значительных затрат малопроизводительного ручного труда – чалочные устройства, струбцины, самозажимающиеся лапчатые захваты.

Применение предназначенных для этих целей самозажимающихся фрикционных захватов несмотря на их конструктивное совершенство и возможность подъема, кантования и перемещения грузов независимо от формы и габаритов последних несколько ограничено, что объясняется их недостаточной надежностью, возможностью аварийного срыва или заклинивания груза. Надежность фрикционных захватов определяется силой, сжимающей груз и коэффициентом трения между грузом и рабочими органами захвата, т.е. соотношением нормальных и тангенциальных сил в очаге контакта деталей прижима (кулачков, роликов, плоскостей) захвата с грузом.

На кафедре прикладной механики НМетАУ был разработан испытательный стенд [1] для определения влияния геометрических параметров рабочих органов (деталей прижима) на контактные явления при захвате металла. Схема стенда представлена на рис.1.

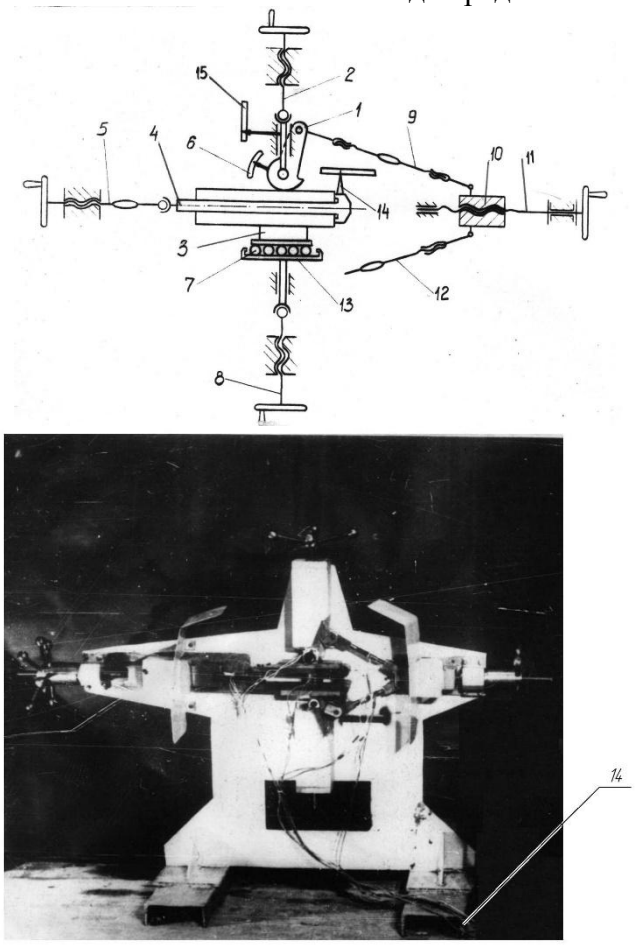


Рис.1. Схема и общий вид испытательного стенда

Стенд состоит из подвижного стола 4, который через месдозу 3 опирается на линейный роликоподшипник 7. Нижней обоймой подшипник жестко связан с ползуном 13 нажимного винта. На стол помещается испытываемый образец груза, его вес имитируется винтовым механизмом 5. Первоначальный угол встречи исполнительного органа с грузом устанавливается подвижной гайкой 10, соединяемой с рабочим органом регулируемой винтом 11 тягой.

При испытании двустороннего захвата груза к тяге 12 и ползуну 13 присоединялся второй испытуемый рабочий орган.

Во время опытов, помимо веса груза, датчиками измерялись усилия в тягах рабочего органа. Предварительное прижатие регистрировалось месдозой 3, подвижный контакт переменного сопротивления 15 через соединение 14 с компьютером фиксировал глубину внедрения рабочего органа в груз, специальный круговой реохорд 6 – угол поворота груза при срыве. Измеряемые параметры и время перемещения груза записывали на осциллографе.

В качестве рабочих органов использовались ролики с радиусом $R_н$ = 25; 35 и 50 мм, шириной b = 5; 10; 15; 20 мм с гладкой контактной поверхностью и снабженной треугольной насечкой с углом при вершине α = 30; 45; 60 и 120º. Профиль насечки выполнялся по шаблону. Вершина зуба насечки имела скругление r = 0,15 мм. Глубина насечки, определяемая разностью между наружным $R_н$ и внутренним $R_в$ радиусами, была равна 1; 2; 4 мм.

Таким образом, число сочетаний изменений исследуемых параметров для роликов одного радиуса и ширины составило 13, а общее число сочетаний равнялось 126.

Рабочие органы изготовлялись из стали 45 с цементацией их поверхностей (HB = 474); чистота обработки рабочих органов соответствовала $\sqrt{R_a 1{,}25}$.

Грузом служили прямоугольные бруски размером $110 \times 70 \times 20$ мм с плоскими полированными поверхностями из алюминия, стали Ст.3, стали Ст.3 (прокат), стали 20ХН3А и стали 18ХГТ, имеющие твердость по НВ, соответственно, 25; 78; 189; 237; 325. При этом соотношение между твердостью металла исполнительных органов и грузом составляло 19; 6,1; 2,5; 20 и 1,5.

Чистоту обработки образцов и рабочих органов определяли путем снятия профилограмм в местах отпечатков профилографом с вертикальным увеличением *x1000* и горизонтальным – *x2*. Перед проведением опытов места контакта обезжиривались.

На рис. 2 представлены образцы исследованных рабочих органов (роликов, криволинейных кулачков) и брусков с отпечатками контакта зубьев на поверхности груза, а также увеличенный отпечаток контакта двух зубьев ролика $R_н$ = 50 мм с алюминиевым листом (увеличение х4). Исследование захвата металла проводилось двумя методами При первом методе рабочий орган прижимался к грузу с силой 4000; 8000; 12000; 16000; 20000 H и после этого для каждого значения силы сжатия определяли критический вес груза, при котором наблюдалось его движение, т.е. условие срыва груза – $R_{кр}$. Испытание по второму методу проводили при одновременном изменении нормальной нагрузки (силы сжатия) и силы веса.

По обоим методам определяли $R_{кр}$ в зависимости от силы сжатия и механических свойств груза. При этом по каждому методу исследовались все 126 вариантов изменения параметров рабочих органов.

Кроме того, выполняли серии контрольных измерений, перед которыми проводилась повторная тарировка датчиков. Благодаря этому значения исследуемых параметров отличались менее, чем на 5%.

При захвате и освобождении груза, т.е. в тот период, когда наиболее возможен срыв груза, наблюдалась неоднозначная зависимость между опорной реакцией R_{N_y} и увеличивающимся весом груза при его движении с разной скоростью относительно рабочих органов (рис.3). На кривой $R_{z_{кр}} / R_{N_y}$ образовывались ступеньки, вертикальные участки

каждой из них соответствовали неподвижному состоянию рабочих органов относительно груза, а горизонтальные – подвижному [2].

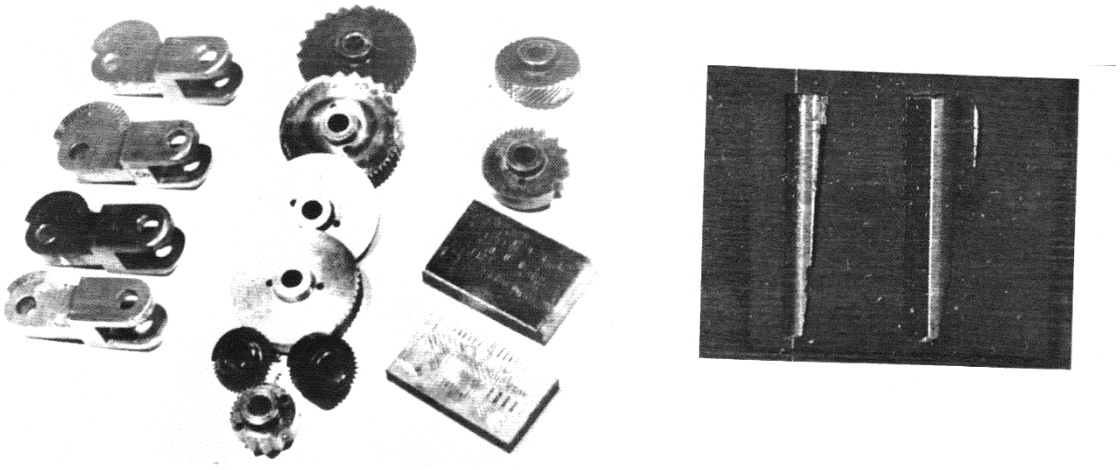


Рис.2. а) образцы испытания захвата и груза; б) отпечаток контакта двух зубьев ролика с алюминиевым листом

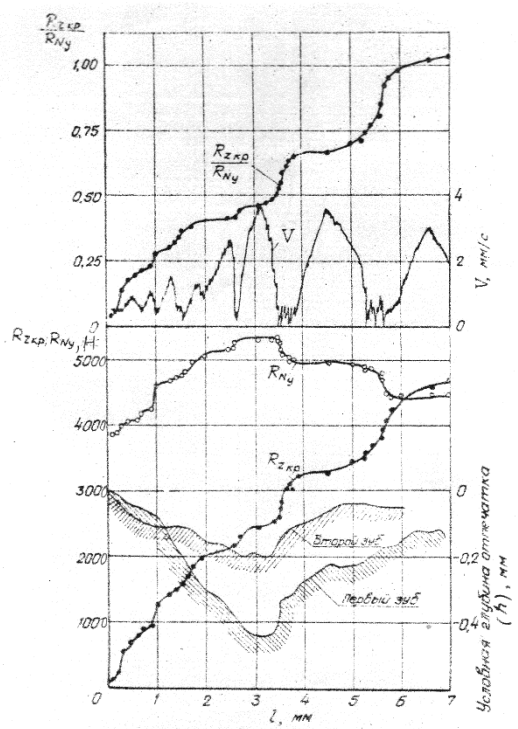


Рис.3. Характер взаимодействия ролика с насечкой (Rн=50 мм; b=15 мм; $\alpha = 60°$) с металлом НВ=25 при срыве

На созданном испытательном стенде рассмотрено влияние геометрических параметров рабочих органов фрикционного захвата на надежность процесса захвата металла. Проведенные стендовые испытания элементов фрикционного захватного устройства позволили выявить скачкообразный характер изменения си в зоне контакта рабочих органов с грузом. Установлена также основная причина ограниченного применения фрикционных захватов – низкая надежность сцепления рабочих органов с грузом.

Список литературы

1. Похилько Л.К., Коваль И.Ю. К выбору рациональной формы кернов клещевых захватов // Теория и практика металлургии. – № 1-2. с.142-144.
2. Похилько Л.К. Исследование и разработка фрикционных захватов для стальных листов и металлоконструкций: дис. к андидата техн. наук: 05.05.04. – Д., 1980. – 175с.

УДК 621.87

Колесник Н.П., к.т.н., проф., Заяц Г.В., к.т.н., доц., Червоноштан А.Л., инж.

Государственное высшее учебное заведение, Приднепровская государственная академия строительства и архитектуры

МОДЕЛИРОВАНИЕ ДИНАМИКИ ПОДЪЕМА ГРУЗА, ЯВЛЕНИЯ МГНОВЕННОЙ РАЗГРУЗКИ И ВЛИЯНИЕ ИХ НА УСТОЙЧИВОСТЬ СТРЕЛОВЫХ САМОХОДНЫХ КРАНОВ

Согласно требованиям НД [2] расчет устойчивости грузоподъемных кранов должен проводиться при условии действия испытательной нагрузки, действия груза (грузовая устойчивость), отсутствия груза (собственная устойчивость), внезапного снятия нагрузки и действия монтажных (демонтажных) нагрузок.

Целью работы является разработка математических моделей стреловых самоходных кранов описывающих поведение механической системы «стреловой кран-груз» в режимах подъема груза «с подхватом», а также мгновенной частичной и полной разгрузке вызывающие неустойчивое положение крана с возможностью снижения динамических нагрузок и разработке технических решений (средств) обеспечивающих устойчивое состояние системы.

Режимы работы механизмов подъема грузоподъемных кранов сводятся к следующим: «нормальный подъем», подъем «с подхватом», характеризующийся тем, что при отрыве груза от опоры ведущие части механизма уже имеют определенную скорость и поэтому начальные скорости движения вращающихся масс не являются нулевыми. Сам процесс подъема делится на три этапа с изменением структуры динамической модели [1], [2] и согласованием граничных условий двух соседних этапов, принимая конечные параметры предыдущего этапа в качестве начальных параметров последующего этапа.

Подъем с подхватом с учетом обратной связи, когда движущаяся сила привода линейно зависит от скорости ведущей массы, свойственный крановым приводам с асинхронными и шунтовыми электродвигателями.

При этом в момент начала подъема груза кран испытывает толчок в сторону груза, что не исключает возможность потери устойчивости вполне уравновешенного крана.

На устойчивость крана и других смежных машин существенное влияние оказывает режим мгновенной разгрузки (от веса грузоподъемного органа с грузом до веса грузозахватного органа) характерного для электромагнитных кранов и в известной мере сюда можно отнести режим опорожнения грейфера, автоматически разгружающиеся бадьи, а также очень быструю установку груза на опору.

Случай внезапного обрыва груза относится к аварийной ситуации, когда происходит полное снятие нагрузки с крана, что влечет за собой толчок в сторону противовеса с возможной потерей устойчивости особенно при сопутствующих этом у обстоятельств (давления ветра и уклона основания в сторону опрокидывания).

Таким образом, приведены основные этапы исследования вышеизложенных процессов, разработаны расчетные схемы и математические модели описывающие поведение механических систем «стреловой кран-груз» с различным количеством масс от 3-х до 9-ти при подъеме, опускании груза с торможением, частичной или мгновенной разгрузке (обрыв груза) с возможностью создания средств защиты крана от потери устойчивости, а также запрокидывания стрелы назад, что является важной задачей.

Список литературы

1. *Комаров М.С. Динамика* грузоподъемных машин, – М.: Машгиз, 1962.– 267 с.
2. НПАОП 0.00-1.01-07 *Правила* устройства и безопасной эксплуатации грузоподъемных кранов. – Харьков: "Форт", 2007 – 256 с.

УДК 621.91:621.9. 025

Довганюк Г.М., Тутик, В.А., д.т.н., проф., Гришин В.С., к.т.н., доц.

Національна металургійна академія України

ПІДВИЩЕННЯ ПРАЦЕЗДАТНОСТІ РІЗАЛЬНОГО ІНСТРУМЕНТУ ПРИ КОМБІНУВАННІ МЕТОДІВ ПІДГОТОВКИ ПОВЕРХОНЬ ТА НАНЕСЕННЯ ЗНОСОСТІЙКИХ ПОКРИТТІВ

Постановка проблеми. Відомо, що підвищення працездатності різального інструменту за рахунок нанесення зносостійких покриттів в значній мірі залежить від якості попередньої обробки [1]. Вирішення проблеми створення інструменту з оптимальним сполученням фізико-механічних і теплофізичних властивостей пов'язано зі складностями, що полягають у комплексному сполученні характеристик, які в багатьох випадках є взаємовиключними. Тому обгрунтування комплексного використання методів нанесення спеціальних зносостійких покриттів різноманітними методами при виготовленні різального інструменту підвищеної надійності є актуальною задачею.

Мета роботи. Підвищення працездатності твердосплавного та швидкорізальних сплавів шляхом використання технологічної комбінації методів плазмено-електролітної технології активації і нанесення спеціальних покриттів.

Дослідження. У результаті проведення досліджень отримане підвищення працездатності багатогранних непереточуваних твердосплавних пластин (БНТП) при комплексній фінішній обробці, яка полягає у комбінуванні методу плазмено-електролітної технології формування мікрорельєфу поверхні і нанесення спеціальних зносостійких покриттів методами хіміко-термічного оброблення в електролітній плазмі. Розробку зносостійких комплексів для різального інструменту проводили на основі концепції покриттів багатошарово-композиційному підході [2]. Процес осадження покриттів на робочі поверхні інструмента включає декілька етапів: очистку іонами високотемперної плазми; плазмено-електролітної активацію; осаджування покриття.

Надзвичайно важливими являються етапи іонної очистки і плазмено-електролітної активації з позиції теплового впливу на інструментальний матеріал, особливо з відносно низькою теплостійкістю. Для знижки імовірності термічного розміцнення структур інструментального матеріала етапи очистки і плазмено-електролітної активації проводили в імпульсному режимі. Покриття багатошарової композиційної структури формували відповідно з принципами функціональності кожного із шарів.

Мікроструктурні дослідження зносостійких комплексів виконували за допомогою мікроскопа Axio Vert.A1 MAT. Макроскопічні властивості, такі як – товщина, твердість, коефіцієнт тертя і т.п., визначали стандартними методами.

Ефективність одержаних зносостійких покриттів порівнювали з відповідними характеристиками інструмента, який має стандартні покриття.

Висновки. В роботі приведені деякі результати досліджень по розробці методів і технологій для одержання покриттів з управляємою структурою і складом, які забезпечують суттєве підвищення їх ефективності і надійність різального інструмента.

Список літератури

1. *Верещака А.А.*, Верещака А.С., Лапин В.Ф. *Управление* структурой и свойствами износостойких поктытий как метод повышения эксплуатационных характеристик режущего инструмента – процессы, оборудование, технология. Сборник научных трудов «Высокие технологии в машиностроении», НТУ ХПИ – Харьков, 2001 – Вып. 1 (4) с. 46-50.
2. *Электролитно-плазменная* обработка материалов /*И.С. Куликов*, С.А. Ващенко, А.Я. Каменев – Мн. Белорусска наука, 2010. – 232.

УДК 631.372

Мельянцов П.Т.[1] к.т.н. доцент, Назарець В.С.[2] к.т.н. доцент, Лосіков О.М.[2], ст. викладач

[1] Дніпропетровський державний аграрно-економічний університет
[2] Національна металургійна академія України

ШЛЯХИ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ НАДІЙНОСТІ НАСОСІВ ПІДЖИВЛЕННЯ АКСІАЛЬНО-ПОРШНЕВИХ ГІДРОМАШИН РЕМОНТНО-ТЕХНОЛОГІЧНИМИ МЕТОДАМИ

Вступ. Об'ємний гідропривід трансмісії ГСТ-90 призначен для передачі крутного моменту від двигуна внутрішнього згоряння мобільної машини до ведучих мостів і приводу її виконавчих механізмів. Його застосування дозволяє забезпечити безступінчасте регулювання швидкості руху мобільної машини її реверсування та гальмування.

Конструкція об'ємного гідроприводу ГСТ-90 включає в себе чотири системи [1]: система «гідронасос - гідромотор», система підживлення, система керування робочого об'єму та клапано-запобіжна система.

Однією з найважливіших є система підживлення, яка призначена для створення необхідного тиску в системі керування робочого об'єму, компенсації витоків у гідронасосі і гідромоторі, забезпечення фільтрації та охолодження робочої рідини. Головним елементом даної системи являється насос підживлення, від його технічного стану в значній мірі залежить роботоздатність всієї гідравлічної трансмісії.

Разом з тим надійність насосів підживлення на сьогоднішній день недостатньо досліджена, це приводить до того, що до ремонту потрапляють справні насоси та насоси структурні параметри яких досягли граничного значення.

Звідси стає явним, що питання контролю технічного стану насосів підживлення та підвищення їх експлуатаційної довговічності недостатньо розглянуті і є актуальною задачею, яка потребує детального дослідження.

Мета. Визначення структурних параметрів технічного стану деталей, які впливають на роботоздатність насоса підживлення, та розробка ремонтно-технологічних заходів з відновлення його роботоздатного стану та збільшення довговічності.

Основна частина. Технічний стан насосу підживлення обумовлюється витоками робочої рідини через торцевий та радіальний зазори качаючого вузла. Ці питання були детально розглянуті у ряді робіт [2, 3], автори яких вважають, що основна частка витоків робочої рідини доводиться на сполучення «торець шестерні - кришка». При цьому слід відмітити, що це вказувалось для шестеренних насосів де потік робочої рідини як в забірній магістралі, так і в нагнітаючий був перпендикулярним по відношенню до вісей шестерень качаючого вузла, що неможна сказати про конструкцію насоса підживлення аксіально-поршневого гідронасоса, у якого розміщення вищевказаних магістралей інше, крім того у насосів підживлення відсутній механізм компенсації витоків робочої рідини через торцевий зазор.

Детальний аналіз технічного стану насосів підживлення, які поступають у ремонт показав, що зношення деталей спряжень качаючого вузла насоса підживлення: «торець шестерні – кришка» - торцевий зазор, «колодязь корпусу – шестерня» - радіальний зазор обумовлюється гідроабразивним спрацюванням деталей качаючого вузла, яке характеризується появою гідроабразивних каналів різного розміру та характеру зношення. Їх поява обумовлює об'ємні витрати робочої рідини, які впливають на зменшення коефіцієнта подачі насоса і за певних умов обумовлюють параметричну втрату його роботоздатного стану [4] і гідравлічної трансмісії в цілому.

Зміна торцевого та радіального зазорів знаходиться в функціональній залежності від ресурсу насоса підживлення, і як правило ці зазори збільшуються з часом експлуатації гідравлічної трансмісії.

В зв'язку з цим, для зменшення витоків робочої рідини через торцевий та радіальний зазори качаючого вузла насоса підживлення та збільшення його довговічності перспективним заходом являється зміна конструкції насоса за рахунок реалізації механізмів компенсації вищевказаних зазорів.

Для компенсації торцевого зазору передбачається в верхній торцевій кришці встановити пластину, яка складається з робочої і опорної поверхонь та пружнодемпфуючого елемента у якому додатково розташовані канали й камери гідростатичного підтискування. Збільшення довговічності насоса підживлення аксіально-поршневої гідромашини відбудеться за рахунок поглинання вібрацій пружнодемпфуючим елементом компенсаційної пластини при запуску, зменшення об'ємних витрат робочої рідини за рахунок компенсації торцевого зазору в качаючому вузлі [5].

Для зменшення динаміки зростання радіального зазору передбачається в отворах верхньої і нижньої кришок встановити підшипникові втулки, які складаються з робочої і напрямної втулок, між якими встановлено пружньодемпфуючий елемент, у сферичних каналах якого додатково розташовані компенсаційні пружини. Збільшення довговічності насосу підживлення аксіально-поршневої гідромашини відбудеться за рахунок зменшення вібраційних навантажень пружньодемпфуючим елементом підшипникової втулки в процесі роботи, та поглинання навантажень, обумовлених перекосом валів при запуску насоса, компенсаційною пружиною, що зменшує механічні витрати, а також об'ємні витрати робочої рідини через радіальний зазор, динаміка зростання якого зменшується [6].

Висновки. Технічний стан насосів підживлення аксіально-поршневих гідронасосів в значній мірі обумовлює роботоздатність гідравлічної трансмісії, що вказує на актуальність дослідження функціональних залежностей між структурними параметрами технічного стану деталей та об'ємними витоками робочої рідини.

До основних напрямків відновлення роботоздатного стану насоса підживлення і збільшення його довговічності під час ремонту актуальним являється встановлення механізму компенсації торцевого зазору для зменшення витоків робочої рідини.

Одним із заходів зменшення динаміки зростання радіального зазору під час ремонту являється встановлення підшипникової втулки з компенсаційними пружинами, що зменшує механічні витрати за рахунок поглинання навантажень обумовлених перекосом валів при запуску насоса.

Список літератури

1. *Кириллов Ю.И. Ремонт* и эксплуатация объемного гидропривода / Кириллов Ю.И., Каулин Ф.А., Хмелевой А.Н.. - М.: Агропромиздат, 1987.- 80 с.
2. *Башта Т. М. Объёмные* насосы и гидравлические двигатели гидросистем. Учебник для вузов. М., «Машиностроение», 1974, с. 606.
3. *Юдин Е. М. Шестеренные* насосы. М. : Машиностроение, 1964. С. 235.
4. *Мельянцов П.Т. Вплив* торцевого зазору качаючого вузла насоса підживлення гідроприводу трансмісії ГСТ-90 на сумарні об'ємні втрати / П.Т. Мельянцов, О.М. Лосіков // Металлургическая и горнорудная промышленность. -2015.-№7.-С.174-177. – Бібліогр.: 4 назв.
5. *Пат. 98159 Україна, МПК F04C 2/08. Насос* підживлення аксіально-поршневої гідромашини / заявники та патентовласники Мельянцов П. Т., Лосіков О. М., Назарець В. С., Сидоренко В. К. - № u 2014 08506; заявл. 25.07.2014; опублік. 27.04.2015, Бюл. № 8.
6. *Пат. 98751 Україна, МПК F04B 1/*20. *Насос* підживлення аксіально-поршневої гідромашини/ заявники та патентовласники Мельянцов П. Т., Лосіков О. М. - № u 2014 11141; заявл. 13.10.2014; опублік. 12.05.2015, Бюл. № 9.

УДК 531.8:621.771.06/778.1

Добров И.В. д.т.н., проф., Погребняк Р.П., к.т.н., доц.

Национальная металлургическая академия Украины

К ВОПРОСУ СТРУКТУРНОГО АНАЛИЗА МАШИН ОБРАБОТКИ МЕТАЛЛОВ ДАВЛЕНИЕМ

Вступление. Расширенный принцип образования механизмов машины, предусматривающий кроме твердых несвободных тел включать в состав механизма машины и деформируемые тела [1], позволяет рассматривать строение машин обработки металлов давлением (ОМД) с учетом пластически деформируемой заготовки. Под деформируемыми телами понимают такие, деформируемость которых необходима для выполнения требуемых функций машины. Поэтому, машины для процессов ОМД могут и должны (в процессе рабочего хода) включать в свой состав пластически деформируемую заготовку как составляющее звено механизма машины ОМД, ради деформации (изменения геометрии) которой и приданию ей определенных потребительских (физико-механических) свойств создается та или иная машина (стан, пресс, молот и т.д.). Отсутствие заготовки в очаге деформации, образующем кинематическую пару инструмент-заготовка, однозначно переводит это изделие в разряд механизмов, которые согласно теории механизмов и машин, не предназначены для выполнения работы, а служат только для передачи от ведущего звена ведомому звену определенного характера движения или усилия.

Цель. Провести структурный анализ кинематических схем машин ОМД, содержащих внешние кинематические пары и образующие соединение твердого звена и пластически деформируемого тела. Определить внутренние и внешние избыточные связи.

Основная часть. Известно, что соединения рабочих тел (твердых, упругих, пластически деформируемых) и звеньев механизма накладывают внешние связи. Поскольку механизм ОМД всегда имеет внешние связи, то согласно универсальной структурной теории рассматривать его нужно с двух позиций. Во-первых, в изолящии от внешних тел, с которыми он имеет внешние связи (изолировано от обрабатываемого объекта). Число степеней свободы при устраненных внешних связях называют фактической подвижностью механизма ($W_ф$). Во-вторых, в рабочем состоянии, когда действуют внешние связи (заготовка находится в очаге деформации). Подвижность при действующих внешних связях - рабочая подвижность механизма ($W_р$). При этом $W_р$ меньше $W_ф$ на столько, сколько внешних связей расходуется на ее уменьшение. Первый случай отвечает состоянию механизма машины свободного от обрабатываемого объекта, второй - состоянию механизма машины, когда заготовка подвергается обработке давлением.

Структурные схемы рассматриваемого механизма машины ОМД построены по Озолсу с сохранением топологических свойств плоского изображения, в котором подвижность механизма машины ОМД и подвижность его структурного изображения одинаковы. Далее приняты следующие обозначения: n - число звеньев механизма, k - число замкнутых изменяемых контуров в плоской схеме, S_i, S_a, S - число внутренних, внешних и общее число тангенциальных связей, σ_i, σ_a, σ - число внутренних, внешних и общее число тангенциальных избыточных связей, W_a - число потерянных подвижностей внешних тел от действия внешних связей. На структурных схемах звенья кинематической цепи заменяются их символическим отображением.

Известно, что дефекты структуры механизмов определяются заложенными в кинематических цепях локальными и структурными избыточными связями (далее ИС). Наличие в механизмах ИС вносит статическую неопределимость в схему, а во время работы машины порождает возникновение дополнительных нагрузок, не вызванных приложением внешних сил. Движение механизма с дефектами структуры возможно при наличии зазоров или за счет упругой деформации звеньев.

Механизмы машин ОМД относятся к механизмам переменной структуры, поэтому проведем анализ поэтапно. Первый этап - до захвата металла валками (холостой ход), т.е. до наложения внешних связей (рис.1, а). Как видно из структурной схемы образован одноконтурный трехзвенный механизм со станиной (n=3, k =1). В схеме имеется 3 внутренних соединения I и II класса при одной степени свободы (W=1). Учитывая по известной формуле Озолса [1] $\sigma_i = W + 3\cdot k - f$, где f =4 – общая подвижность всех соединений; $\sigma_i = 1 + 3\cdot 1 - 4 = 0$ – количество внутренних ИС.

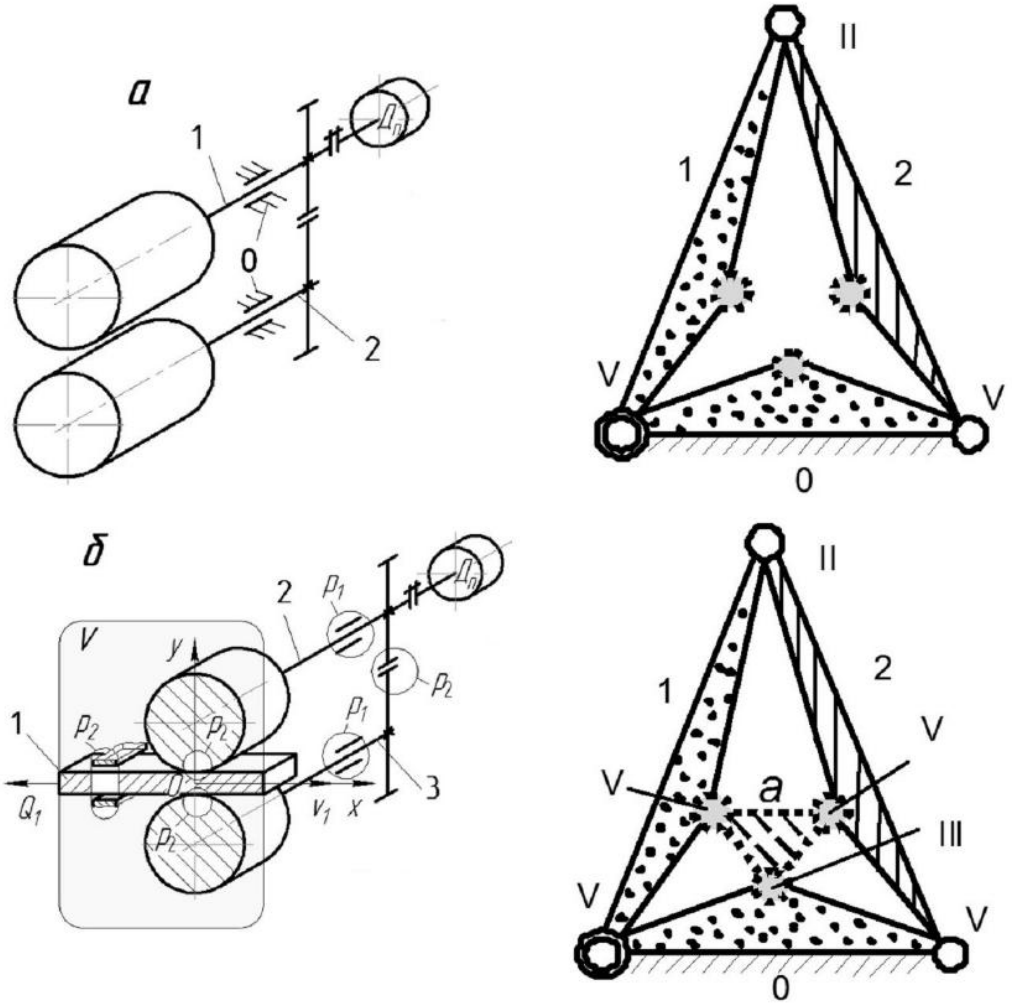


Рис. 1. Упрощенные кинематические и структурные схемы одноклетьевого прокатного стана в состоянии: *а* - до захвата металла валками; *б* – прокатка, металл в валках

Второй этап (рис.1, б) – прокатка в валках (рабочий ход). В этом случае заготовка является ведомым звеном механизма машины ОМД и представляет рабочее тело, которое обеспечивает полезное сопротивление машины ОМД [2]. После захвата заготовки *а* в схеме

образуется два независимых контура 0-1-*a*-2, 1-2-*a*, механизм основную подвижность сохраняет (W_p=1), а оба новых соединений заготовки со звеньями механизма симметричные. Интерес представляют связи, образованные валками и заготовкой. Все эти связи внешние, часть из них - фрикционные. Из геометрических - S_x, неудерживающая односторонняя дробная связь [3] - ½S_y. Трением каждое внешнее соединение накладывает еще по одной голономной фрикционной связи, способной передать момент вокруг оси Z.

Наличие в механизме кроме внутренних связей еще и внешних потребует для анализа применение обобщенной структурной формулы, позволяющей установить в механизме количество внутренних и внешних ИС. Количество внешних ИС определим по формуле $\sigma_a = S_a - [(W_ф - W_p) + W_a]$, где $S_a = 2 \cdot 2{,}5 = 5$ – число внешних связей; $W_ф$ = 1; рабочая подвижность W_p=c+b+d=1+0+0=1, где c - число основных подвижностей, b - число дополнительных местных подвижностей, d - число динамических связей; W_a=3, заготовка не может двигаться самостоятельно относительно валков. Формула показывает, сколько внешних связей расходуется на уменьшение подвижности звеньев механизма (выражение в круглых скобках) и внешнего обрабатываемого тела. После подстановки, σ_a=5-[(1-1)+3]=2 ИС. Так как внутренних тангенциальных ИС в схеме нет, то все обнаруженные ИС образованы при захвате и обработки заготовки. Характер ИС в очаге деформации[4] подобен ИС в разветвленных соединениях, хотя в данном случае соединение таковым не является, поскольку известно, что элементарные контуры, образующиеся в элементарных кинематических соединениях, всегда являются двуугольниками [1]. В рассматриваемом случае внешние соединения образуются как результат взаимодействия трех тел - звеньев 1, 2 и тела *a*.

Выводы. Механизм машины ОМД представляет механизм переменой структуры, который в процессе холостого хода машины не содержит в своем составе заготовку, а в процессе рабочего хода включает в свой состав дополнительное звено в виде пластически деформируемой заготовки и при этом основная степень подвижности механизма машины ОМД не изменяется.

Предложено включать в состав кинематической схемы машин ОМД очаг деформации в виде внешней пары, состоящей из твердого звена и пластически деформируемого тела. Выполнен структурный анализ типичных схем машин ОМД с определением внешних и внутренних избыточных связей.

Список литературы

1. *Озол О.Г. Основы* конструирования и расчета механизмов/ Озол О.Г.- Рига: Звайгзне, 1979.- 360с.

2. *Озол О.Г. Теория* механизмов и машин / Под редакцией Кожевникова С.Н. - М.: Наука, 1984.- 432с.

3. *Раскин Я.М. Особенности* структуры кулисных механизмов схватов. Кинематика и синтез / Я.М. Раскин, Р.П. Погребняк // Автоматизированные станочные системы и роботизация производства: Сб.науч.трудов - Тула: ТулПИ, 1987.-194 с.

4. *Добров И.В. Физические* основы процессов внешнего трения при решении задач прикладной механики / И.В. Добров // Трение и смазка в машинах и механизмах. – 2007. - №7. – С. 3-10.

УДК 621.9.002.5:669

Погребняк Р.П., к.т.н., доцент

Національна металургійна академія України

ЧАСТОТНИЙ АНАЛІЗ ПРУЖНОЇ СИСТЕМИ ЗРІВНОВАЖЕНОГО СУПОРТА ВАЖКОГО ВЕРСТАТА ДЛЯ ОБРОБКИ ЗАЛІЗНИЧНИХ КОЛІС

Вступ. Основу технологічного потоку механічної обробки залізничних коліс становлять спеціальні колесотокарні верстати карусельного типу. В основному застосовують одне-або двохстоєчні карусельні верстати із двома-чотирма супортами, які оснащені електрокопіювальними пристроями або ПЧПК. В умовах масового виробництва продуктивність копіювальних верстатів значно вище, ніж верстатів з ЧПК [1]. Верстати моделей 1Б502, 1Б502С, 1В502 мають чотири супорти, два з яких (бічні) переміщаються по вертикальних напрямних за допомогою гвинтових нар.

При переміщенні супортів металорізальних верстатів у вертикальному напрямку їхня сила ваги повністю передається на тяговий пристрій. Тому для компенсації сили ваги великих супортів важких карусельних і фрезерних верстатів часто застосовують вантажне або гідравлічне зрівноважування. Зрівноважування супортів, що переміщаються вертикально, або інших рухливих частин верстата дозволяє знизити потужність приводу й компенсувати пружні переміщення, викликані силою ваги. При вантажному зрівноважуванні часто використають гнучкий зв'язок (ланцюг, трос) між противагою й супортом, піддатливість якого значно вище, ніж піддатливість ходового гвинта й вузла передачі гвинт-гайка. Тому в такій пружній системі після ударного закриття зазору виникають вільні коливання значної амплітуди, що часто є причиною руйнування гнучкого зв'язку.

Мета. Скласти актуальну розрахункову схему та оцінити динамічні властивості пружної системи бічних супортів колесобробних верстатів. Побудувати залежності зміни коефіцієнтів динамічності від частоти збурювання, форми коливань та виявити умови динамічних підсилень.

Основна частина. *Динамічна розрахункова модель зрівноважених супортів колесообробних верстатів.(рис.1)* Супорт (m_1+m_3) і повзун m_3 переміщаються під дією погодженого кінематичного збурювання $\xi_y(\tau)$ і $\xi_x(\tau)$. Супорт зрівноважений через канат c_2 противагою m_2, c_1 і c_3 відповідно наведені жорсткості ланцюгів подач супорта й повзуна. Кінематичне збурювання передається на супорт і повзун через передачі гвинт-гайка ковзання з наведеними зазорами Δ_x і Δ_y. Рух мас m_1 і (m_1+m_3) відбувається під впливом відповідних складових сил різання P_y і P_x. Сили тертя на основній і бічній напрямних супорта й повзуна відповідно F_y и F_x, $M_т$ - момент тертя в підшипниках блоку.

Частотний аналіз і рівняння руху. Критеріїв динамічності машини декілька[2],вони взаємозалежні, але всі включають пряме або непряме визначення власних частот системи. Для заданих пружно-масових параметрів супорта верстата 1Б502 (m_1=1716 кг, m_2=2050кг, m_3=500кг, c_1=136·10^6 Н/м, c_2=4,27·10^6 Н/м; c_3=570·10^6 Н/м) власні циклові частоти одномасової коливальної системи повзуна m_3 становлять $\beta = \sqrt{\frac{c_3}{m_3}}$ β=1067,7 c^{-1}, двохмасової системи супорта -

$$\beta_{1,2}^2 = 0{,}5\left(\frac{c_1+c_2}{m_1+m_3}+\frac{c_2}{m_2}\right) \mp \sqrt{0{,}25\left(\frac{c_1+c_2}{m_1+m_3}+\frac{c_2}{m_2}\right)^2 - \frac{c_1 c_2}{(m_1+m_3)m_2}}$$

β_1=44,92с$^{-1}$ і β_2=251,73с$^{-1}$. Парціальні частоти близькі до власних $n_1=\sqrt{\frac{c_2}{m_2}}, n_2=\sqrt{\frac{c_1+c_2}{m_1+m_3}}$, n_1=45,64 с$^{-1}$ і n_2=251,6 с$^{-1}$; коефіцієнт пружного зв'язку $\gamma=\sqrt{\frac{c_1}{c_1+c_2}}$, γ=0,174 малий, зв'язаність $\sigma=2\gamma\frac{n_1 n_2}{\left|n_1^2-n_2^2\right|}$, σ=0,065 слабка(σ <<1[3]), тому внутрішні динамічні посилення неможливі.

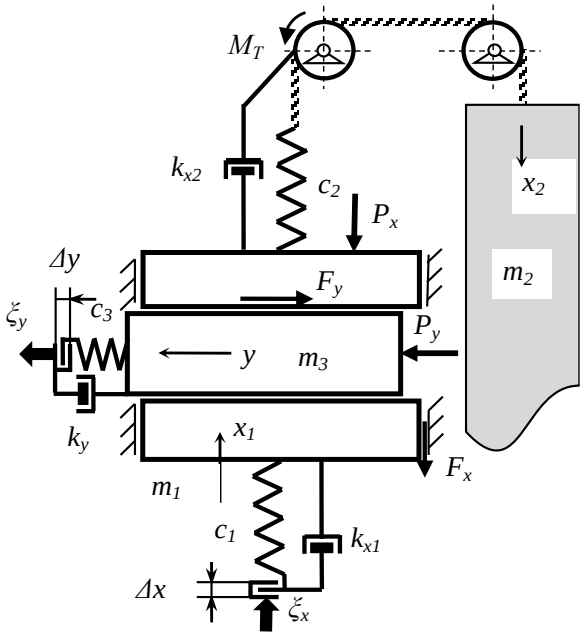


Рис.1. Динамічна модель бічних супортів колесообробних верстатів

Конфігурації двохмасової системи в процесі вільних коливань(форми коливань) визначимо по співвідношеннях[4]. Таких форм дві(рис.2), відповідно до числа власних частот:

$$\frac{A_{21}}{A_{11}}=\frac{c_1+c_2-(m_1+m_3)\beta_1^2}{c_2}, \quad \frac{A_{21}}{A_{11}}=31{,}8;$$

$$\frac{A_{22}}{A_{12}}=\frac{c_2}{c_2-m_2\beta_2^2}, \quad \frac{A_{22}}{A_{12}}=-0{,}034.$$

Переконаємося, що знайдені форми ортогональні одна іншої:

$$(m_1+m_3)A_{11}A_{12}+m_2A_{21}A_{22}=0 \quad (1716+500)\cdot 1\cdot 1+2050\cdot 31{,}8\cdot(-0{,}034)\approx 0$$

За критерієм узагальненого параметра[5]

$$0{,}05\le\frac{c_1c_2}{(m_1+m_3)m_2\left(\frac{c_1}{m_1+m_3}+\frac{c_2}{m_1+m_3}+\frac{c_2}{m_2}\right)^2}\le 0{,}15$$

пружна двохмасова затиснена рядна система бічного супорта перебуває за межами раціонального діапазону. Значення узагальненого параметра становить 0,03, що значно нижче нижньої границі величини, що рекомендується. По даним[5] такі системи є занадто жорсткими й досить чутливими до прикладання зовнішніх ударних навантажень; у таких системах не можна допускати зазорів, ударного прикладання й зняття навантажень.

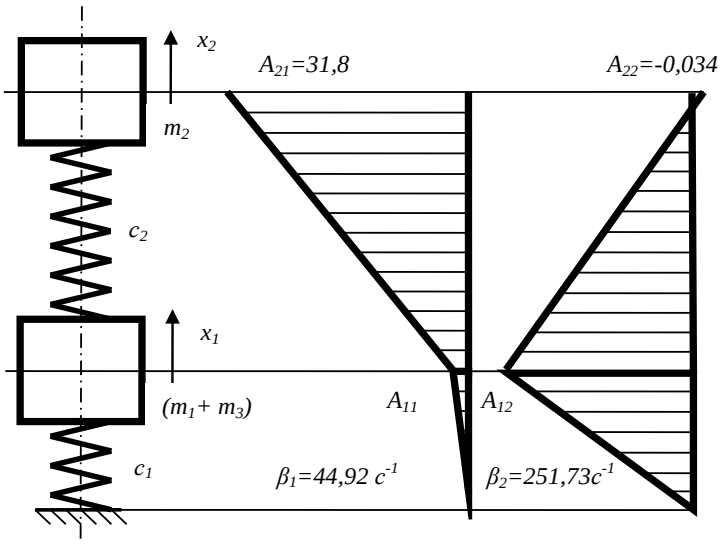


Рис.2. Власні форми коливань двохмасової пружної системи бічних супортів

Зафіксовані при проведенні експериментальних досліджень вільні коливання на першій власній частоті β_1, які збуджені при відводі супорта, підтвердили правильність складання розрахункової схеми.

Розрахункова схема зрівноваженого супорта являє собою нелінійну двохмасову систему із двома коливальними ступенями волі. Рух маси супорта(m_1+m_3) і противаги m_2 описується системою нелінійних рівнянь:

$$\begin{cases} x_1''(m_1+m_3)+c_1\gamma_x x_1+k_{x1}x_1'+c_2(x_1-x_2)+k_{x2}(x_1'-x_2')=-Px(t)-Fx(t) \\ x_2''m_2+c_2(x_2-x_1)+k_{x2}(x_2'-x_1')=-M_T/r \end{cases}$$

Рівняння руху повзуна: $y''m_3+c_3\gamma_y y+k_y y'=-Py(t)-Fy(t).$

У цих рівняннях: S_x, S_y-стала швидкість подачі в режимі копіювання; k_{x1}, k_y-коефіцієнти непружних опорів у приводі й напрямних, k_{x2} - теж у канаті вузла зрівноважування; γ_x и γ_y - коефіцієнти нелінійної характеристики(зазор) зв'язків; M_T/r-наведена сила тертя в системі відхиляючих блоків, $M_T = g\ (m_1+m_2)f\ \ r^2/R$, для кута охоплення 2x90°=180°[6], R-радіус блоку, r-радіус підшипника, f- коефіцієнт тертя в підшипнику блоку.

Амплітуди вимушених коливань мас можна визначити за формулами[4]:

$$A_1 = A_0\sqrt{\frac{(\delta^2-\gamma)^2+4\mu^2\gamma^2}{\left[(1-\gamma^2)(\delta^2-\gamma^2)-B\delta^2\gamma^2\right]^2+4\mu^2\gamma^2(1-\gamma^2-B\gamma^2)^2}},$$

$$A_2 = A_0\sqrt{\frac{\delta^4+4\mu^2\gamma^2}{\left[(1-\gamma^2)(\delta^2-\gamma^2)-B\delta^2\gamma^2\right]^2+4\mu^2\gamma^2(1-\gamma^2-B\gamma^2)^2}}.$$

В цих формулах:

$$A_0=\frac{Px0+Fx0}{c_1},\gamma=\omega\sqrt{\frac{m_1+m_3}{c_1}},\delta=\sqrt{\frac{(m_1+m_3)c_2}{c_1m_2}},\quad B=\frac{m_2}{m_1+m_3},\mu=\frac{k}{2m_2}\sqrt{\frac{m_1+m_3}{c_1}}.$$

По цім залежностям побудовані графіки(рис.3) зміни коефіцієнтів динамічності $k_{d1}=\frac{A_{1+3}}{A_0},k_{d2}=\frac{A_2}{A_0}$ від частоти збудження. Складові сили різання Py(t) і Px(t) мають змінний бігармонійний характер, викликаний змінністю припуску на обробку. Діапазон частот збурювання лежить у межах: першої гармоніки ω=2,51…3,77c^{-1}, другий-3ω=7,53…11,31c^{-1}[7] і залежить від кутової швидкості обертання колеса. Ці частоти збурювання перебувають у

дорезонансній зоні з коефіцієнтом динамічності ледь більше одиниці й зовнішні динамічні посилення, тому незначні.

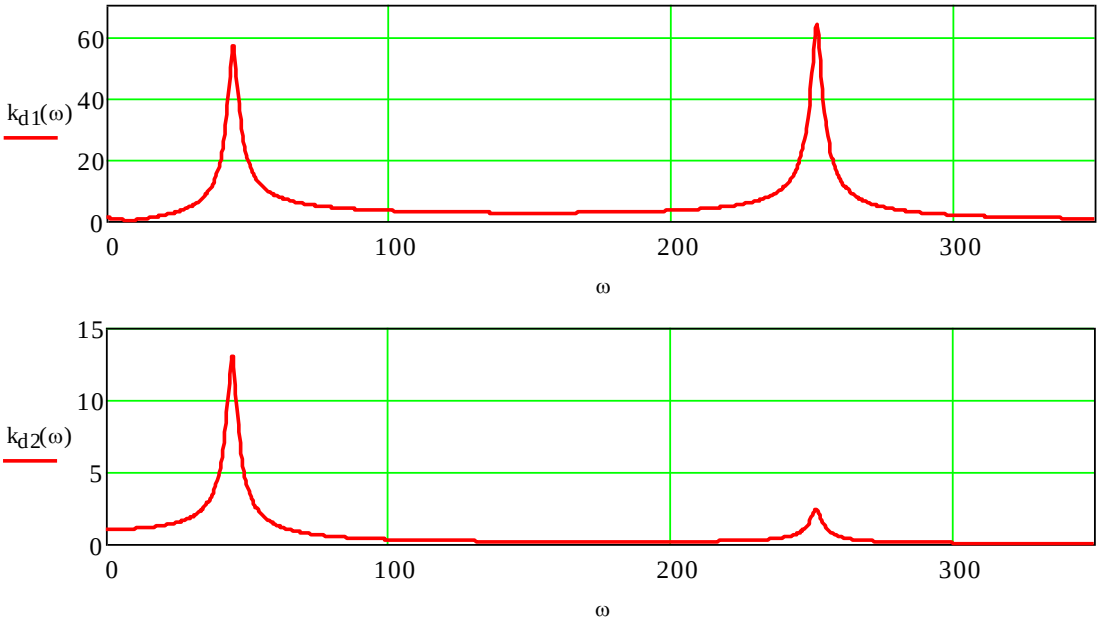


Рис.3. Коефіцієнти динамічності мас супорта k_{d1} і повзуна k_{d2} та зони частот збудження

Фонова частота збурювання відповідає частоті обертання двигуна головного руху($\omega_д$ =125c^{-1}) і присутня на усіх режимах експлуатації верстату. Ця частота знаходиться у міжрезонансній зоні, що теж не викликає значних посилень. Динамічне підсилення руху маси (m_1+m_3) не більша 2,7, маси m_2 - не більше ніж 0,2.

Висновки. Складена розрахункова схема пружної системи бічних супортів колесобробних верстатів.

Пружна система врівноваженого супорта верстата для механічної обробки залізничних коліс є занадто жорсткою й чутливою до прикладання зовнішніх ударних навантажень. Не можна допускати експлуатацію верстата зі значними величинами зазорів у передачах на напрямних.

Частоти збудження знаходяться поза межами власних частот системи, тому резонансні посилення коливань не відбувається.

Список літератури

1. *Кулик В.К. Прогрессивные* процессы обработки фасонных поверхностей/ В.К.Кулик, Ю.В.Петраков, В.В. Иотов. - К.: Техніка, 1987.- 176с.
2. *Коренной В.В. Анализ* критериев динамичности главных линий клетей прокатных станов/ В.В.Коренной, В.В.Веренев //Фундаментальные и прикладные проблемы черной металлургии. Сб.науч.тр. Вып.12.ИЧМ.-2006.-С.282-290.
3. *Стрелков С.П. Введение* в теорию колебаний/ Стрелков С.П. - М.: Наука, 1964. -440с.
4. *Бидерман В.Л. Прикладная* теория механических колебаний / Бидерман В.Л. -М.: Высшая школа,1972.- 416с.
5. *Адамия Р.Ш. Основы* рационального проектирования металлургических машин/ Р.Ш.Адамия, В.М.Лобода. - М.: Металлургия, 1984. - 128с.
6. *Головнин Г.Я. Динамика* канатов и цепей/ Головнин Г.Я. - Х.: Металлургиздат, 1962.-124с.
7. *Погребняк Р.П. Форма* прокатаної заготовки залізничного колеса / Погребняк Р.П. // Теория и практика металлургии. Дніпропетровськ, 2011.- №1-2. - С.113-117.

УДК 621.01

Погребняк Р.П., к.т.н., доцент

Національна металургійна академія України

ГЕОМЕТРИЧНИЙ СИНТЕЗ КІНЕМАТИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ СТРИЖНЬОВОГО ЗАХВАТА З V-ПОДІБНОЮ КУЛІСОЮ ЗА КРИТЕРІЄМ КОЖЕВНІКОВА

Ефективне функціонування механічної руки робота пов'язана з надійною роботою захоплюючого пристрою (захвата). Працездатність захвата істотно залежить від правильності будови його механізму та грамотного вибору розмірів ланок і їх положень. Шестиланковий плаский механізм захвата з V-подібною кулісою (рис.1,а) частіше використовують для затиску циліндричних деталей профільними губками, також можливо використання для затиску негабаритних деталей.

Суттєво важливо щоб не тільки механічна рука робота, а і вихідні ланки захвата мали не великі швидкості та пришвидшення, відношення швидкостей вихідної та вхідної ланки було мінімальним, а механізм працював без заклинювання і з високим ККД у широкому діапазоні розмірів тіл, що затискаються.

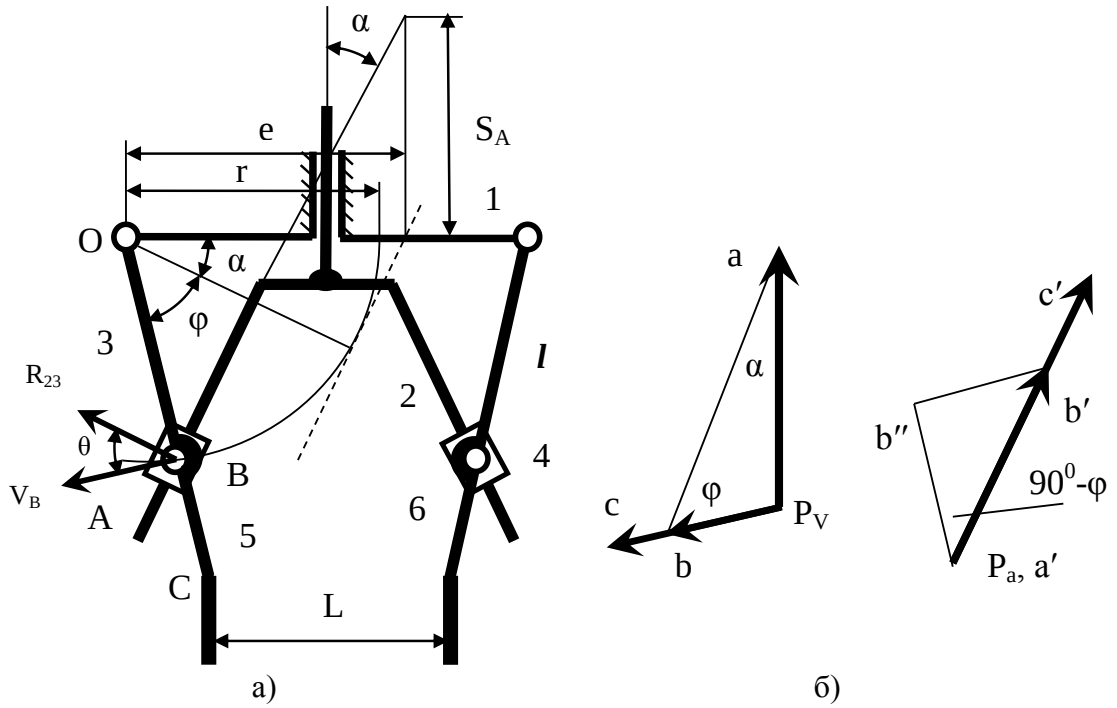


Рис. 1. Кинематична розрахункова схема (а) і плани швидкостей та пришвидшень стрижньового механізму захвата з V-подібною кулісою

Кінематичний аналіз та синтез механізму захвата зручно виконувати в безрозмірній формі, вибравши за критеріальний параметр швидкісну функцію - відношення швидкості затискних губок до швидкості ведучої ланки $U_{CA} = \frac{V_C}{V_A} = \frac{P_p}{P_c}$ (P_p – рушійна сила, P_c – сила опору), при цьому енергетичні витрати тим менше, чим менше це відношення відрізняється від одиниці $U_{CA} \to 1$. «Прагнення зберегти потужність приводу сталим може бути задоволеним,

якщо відношення швидкостей точок ведучою та веденої ланки буде незначно відрізнятися від одиниці»[1]. Подібні критерії якості передачі руху використані в роботах [2,3,4]. Розглянемо кінематику і геометричний синтез цього механізму та умови, за якими ця рекомендація може бути виконана.

Виберемо спочатку габарити ланок так, щоб «теоретична» куліса (зображена на схемі пунктиром) була дотичною до кола радіуса r=const і становила з вертикальною віссю куліси кут α, рівний половині кута 2α розвалу куліси. Введемо в розрахунок безрозмірні величини віднесені до параметра e «теоретичної» куліси:

$$\lambda = \frac{r}{e},\ k = \frac{l}{e},\ \sigma = \frac{S_A}{e} \tag{1}$$

і побудуємо в довільному масштабі плани швидкостей і пришвидшень для обраного положення механізму (рис.1,б).

З кінематичної схеми і геометричних співвідношень маємо:

$$\cos\alpha = \frac{r}{e} = \lambda;\ \sin\alpha = \sqrt{1-\lambda^2};$$

$$\cos\varphi = \frac{r - S_A \sin\alpha}{r} = 1 - \sigma\cdot tg\alpha = 1 - \frac{\sigma\sqrt{1-\lambda^2}}{\lambda};\qquad \sin\varphi = \frac{\sigma\sqrt{1-\lambda^2}}{\lambda}\sqrt{\frac{2\lambda}{\sigma\sqrt{1-\lambda^2}} - 1};$$

$$ctg\,\varphi = \frac{\dfrac{\lambda}{\sigma\sqrt{1-\lambda^2}} - 1}{\sqrt{\dfrac{2\lambda}{\sigma\sqrt{1-\lambda^2}} - 1}}.$$

З плану швидкостей і теореми синусів слідує:

$$U_{BA} = \frac{V_B}{V_A} = \frac{\sin\alpha}{\sin\varphi} = \frac{\lambda}{\sigma}\cdot\frac{1}{\sqrt{\dfrac{2\lambda}{\sigma\sqrt{1-\lambda^2}} - 1}} \tag{2}$$

$$U_{CA} = \frac{V_C}{V_A} = \frac{k}{\sigma}\cdot\frac{1}{\sqrt{\dfrac{2\lambda}{\sigma\sqrt{1-\lambda^2}} - 1}}. \tag{3}$$

Приймемо V_A=const і з планів швидкостей і пришвидшень знайдемо кутову швидкість і кутове пришвидшення:

$$\omega_5 = \frac{V_B}{r} = \frac{V_A}{S_A}\cdot\frac{1}{\sqrt{\dfrac{2\lambda}{\sigma\sqrt{1-\lambda^2}} - 1}},\qquad \varepsilon_5 = \frac{V_B^2}{r^2}ctg\,\varphi = \frac{V_A^2}{S_A^2}\cdot\frac{\dfrac{\lambda}{\sigma\sqrt{1-\lambda^2}} - 1}{\left(\dfrac{2\lambda}{\sigma\sqrt{1-\lambda^2}} - 1\right)^{3/2}}.$$

З отриманих формул видно, що функція U_{CA} існує, якщо $\sigma < \dfrac{2\lambda}{\sqrt{1-\lambda^2}}$ і $\lambda < 1$ та залежна від трьох відносних змінних. На рис. 2 для конструктивно виправданого k=1,6 представлена графічна залежність у вигляді 3D графіка у діапазоні існування дійсних та реальних прийнятих відносних параметрів. Щоб полегшити вибір λ і σ та їх співвідношення поверхня $U_{CA}(\lambda,\sigma)$ перетнута площиною U_{CA}=1. Лінія перетну вказує на існування можливих співвідношень відносних параметрів синтезу механізму за цим критерієм і може бути представлена у вигляді рішення неявного рівняння

$$U_{CA}^{2}\left(\frac{2\lambda}{\sqrt{1-\lambda^2}}-\sigma\right)\sigma=k^2 \quad , \tag{4}$$

яке має вигляд

$$\lambda(\sigma)=\frac{U_{CA}^2\sigma^2+k^2}{\sqrt{U_{CA}^4\sigma^4+4U_{CA}^4\sigma^2+2U_{CA}^2\sigma^2k^2+k^4}}; \quad \alpha(\sigma)=arccos\,(\lambda(\sigma)) \quad . \tag{5}$$

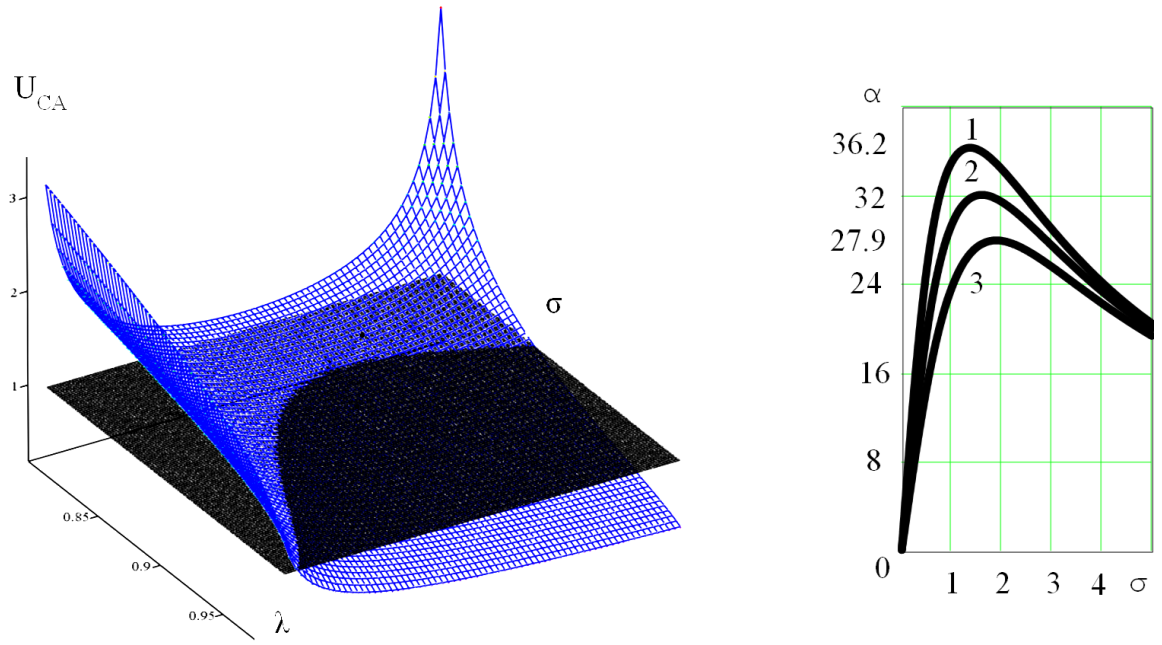


Рис.2. Перетен поверхні $U_{CA}(\lambda,\sigma)$ площиною $U_{CA}=1$ в області існування дійсних та позитивних рішень

Введемо додаткові обмеження за максимально допустимим кутом тиску, щоб уникнути заклинювання механізму чи роботи з низьким ККД. Кут між вектором реакції R_{23} та вектором швидкості точки B V_B визначимо з рівнянням

$$\theta=\left|\frac{\pi}{2}-arccos(\varphi)\right|=\left|\frac{\pi}{2}-arccos(1-\frac{\sigma\sqrt{1-\lambda^2}}{\lambda})\right| \tag{6}$$

Для синтезу напрямних важільних механізмів приймемо $[\theta]\le 45^\circ$[5], тоді для цього механізму параметр σ повинен знаходитися в діапазоні $3{,}87 \ge \sigma \ge 0{,}665$, що відповідає куту $\alpha \ge 23{,}8^\circ$ (λ=0,915).

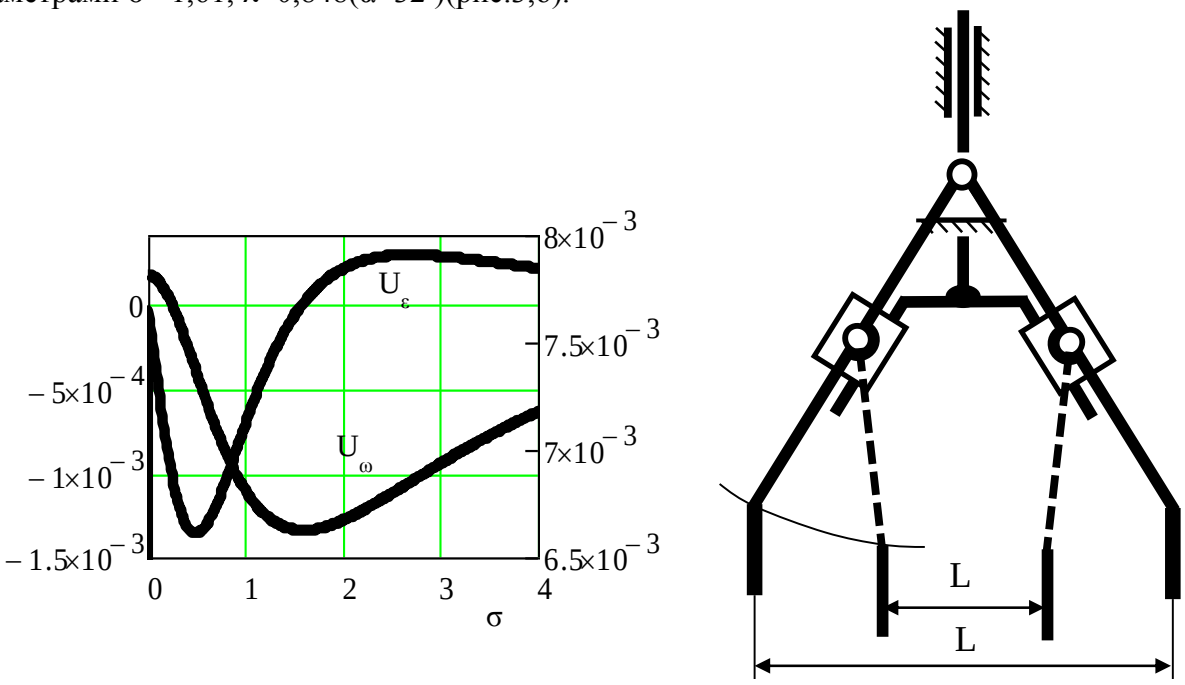
З ростом σ φ постійно зростає, а найкращий кут тиску $\theta=0^\circ$ знаходиться в положенні, що відповідає σ =1,61. Як видно функція має локальний максимум кута α, який для U_{CA}=1, має значення $\alpha=32^\circ$, що відповідає значенням λ=0,848 і σ=1,61. Таким чином кут розвалу куліси повинен знаходитися в діапазоні $23{,}8^\circ \le \alpha \le 32^\circ$ ($0{,}915 \ge \lambda \ge 0.848$).

Для якісної оцінки змінення швидкості та пришвидшення точки C вихідної ланки введемо для аналізу відносних величин кутової швидкості $\frac{\omega_5}{V_A}=U_\omega=\frac{\lambda}{r\cdot\sigma}\cdot\frac{1}{\sqrt{\frac{2\lambda}{\sigma\sqrt{1-\lambda^2}}-1}}$ і кутового пришвидшення $U_\varepsilon=\frac{dU_\omega}{d\sigma}$ коромисла 5.

Як видно на побудованих по цим залежностям графіках(рис.3,а) для σ =1,61 значення цих

параметрів мінімальні чи рівні нулю. Очевидно, що конструювання механізму з параметром приблизно σ > 1,4 за цими показниками, де їх значення не екстремальні і суттєво не зростають, більш раціонально.

Таким чином найоптимальнішою схемою захвата за критеріями швидкісної функції, кута тиску та кінематичними показниками руху коромисла слід вважати механізм з параметрами σ =1,61, λ=0,848(α=32°)(рис.3,б).



а) б)

Рис.3. Відносні кутові кінематичні патаметри руху коромисел (а), схема механізму з найопімальншими параметрами(σ =1,61, λ=0,848(α=32°)) (б)

Висновки. Виконаний кінематичний синтез геометричних параметрів стрижньового механізму захвата з V-подібною кулісою за критеріями швидкісної функції, кута тиску та мінімальними швидкостями і пришвидшеннями ведених ланок.

Доведено існування найоптимальнішого кута розвалу куліси, який за критеріями швидкісної функції і нульового кута тиску, складає 32°. Визначені діапазони раціонального існування основних відносних параметрів механізму.

Розроблена методика розрахунку для визначення оптимальних геометричних параметрів і основних розмірив ланок механізму захвата.

Список літератури

1. *Кожевников С.Н. Аппаратура* гидро, -пневмо и электроавтоматики металлургических машин./ С.Н.Кожевников.- М-К.: Машгиз, 1961, 550 с.
2. *Пейсах Э.Е. Система* проектирования плоских рычажных механизмов / Э.Е.Пейсах, В.А.Нестеров / Под ред. К.В.Фролова.- М. Машиностроение, 1988.- 232с.
3. *Sutherland G. A Transmission* Index for Spatial Mechanisms / G. Sutherland, B. Roth // ASME Journal of Engineering for Industry Transactions of ASME, Ser. B., Vol.95, 1973. &2. P.589-597.
4. *Gosselin, C. Optimization* of Planar and Spherical Function Generators as Minimum-Defect Linkages./ C. Gosselin, , C. Angeles. - Mech. and Mach. Theory.Vol.24, No.4, 1986, pp.293-307.
5. *Кіницький Я.Т. Теорія* механізмів і машин: підручник / Я.Т. Кіницький. – К: Наукова думка, 2002. – 659 с.

УДК 621.878

Маліч М.Г., к.т.н., доц., Назарець В.С., к.т.н., проф., Сидоренко В.К., ст. викладач

Національна металургійна академія України

МОДЕЛЮВАННЯ РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ ФРОНТАЛЬНОГО ОДНОКІВШЕВОГО НАВАНТАЖУВАЧА ДЛЯ ЗАДАНИХ УМОВ

Вступ. Сучасна промисловість, особливо гірночо-металургійний комплекс, широко використовує вантажно-розвантажувальні машини. Вони повинні мати високу продуктивність та надійність. Одним з перспективних напрямків розвитку сучасного машинобудування є розробка і створення таких навантажувачів, що відповідають заданим умовам виконання земляних та вантажно- розвантажувальних робіт[1-3]. Це дає можливість більш ефективно використовувати технічні можливості машин та мінімізувати експлуатаційні витрати.

Мета. Розробити методику визначення параметрів копання і навантаження для обґрунтування формулювання вимог на використання існуючих, розробку нових моделей одноківшових фронтальних навантажувачів, що відповідають заданим умовам виконання земляних робіт.

Основний матеріал. Конструктивні та технологічні параметри фронтального одноківшевого навантажувача (див. Рис.1) визначаються роботою з транспортом та умовами копання. Як зазначалося в [4-5], копання одноківшевим фронтальним навантажувачем може бути роздільним або поєднаним. При роздільному копанні виконується під'їзд до навалу, врізання ковша на гранично можливу глибину в навал за рахунок тягового зусилля рушія, поворот ковша відносно стріли, підйом його в транспортне положення, транспортування вантажу та його розвантаження в самоскид. При поєднаному копанні (див. Рис.2) виконується під'їзд до навалу, врізання ковша на глибину 0,3 - 0,35 довжини його днища, поворот ковша відносно стріли при одночасному підйомі стріли і продовження руху навантажувача на навал, далі транспортування вантажу та його розвантаження в самоскид.

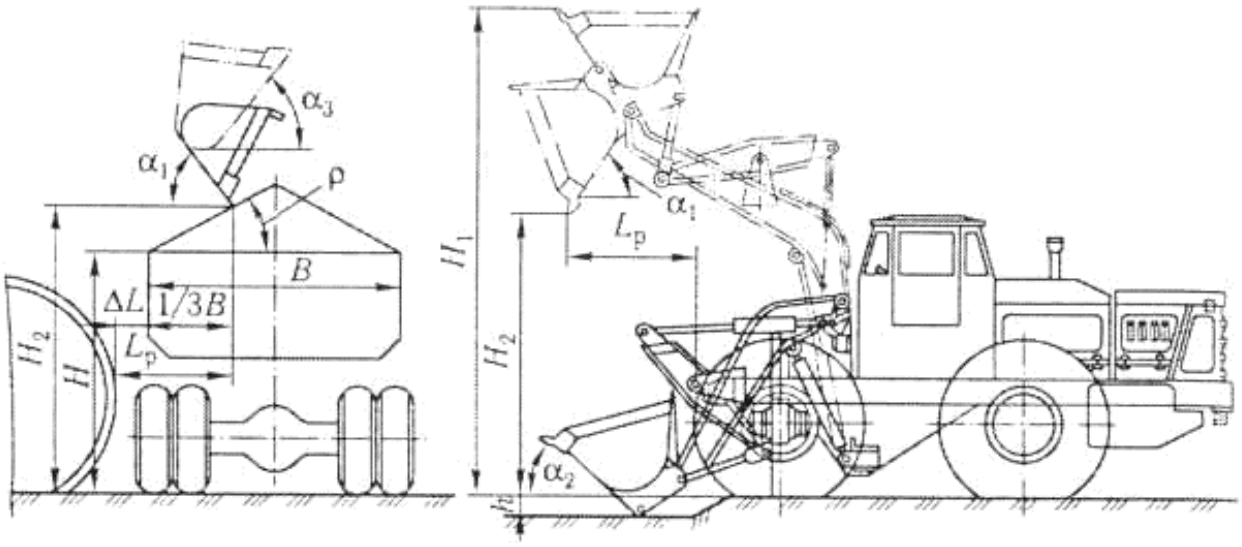


Рис. ***1***. Схема завантаження автосамоскиду одноківшевим навантажувачем

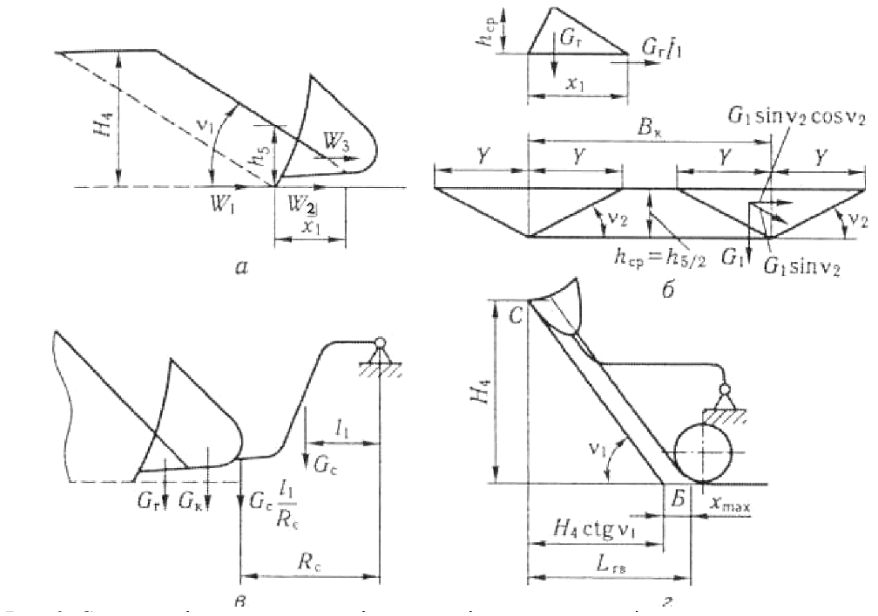


Рис. 2. Схема суміщеного копання і сил, що діють при копанні

Поєднаний (суміщений) спосіб копання забезпечує краще наповнення ковша при зменшені часу копання і динамічних навантажень на машину. Висота навалу для суміщеного копання повинна бути не менше подвоєної висоти підйому ковша навантажувача.

При роздільному копанні навантажувач працює на межі тягових можливостей. Такий спосіб можна використовувати при низькому навалі або черпанні великих шматків обламаного та негабаритного твердого матеріалу.

В цьому випадку сумарний опір переміщенню навантажувача буде визначатися за формулою

$$\Sigma W = W_1 + W_2 = k_F B_k h_1 K_2 + G_{П+Г}(f_k \pm i),$$

де W_1— опір копанню; W_2 — опір руху машини; k_F- питомий опір копанню; B_k - ширина ріжучої кромки ковша; h_1 - висота шару в навалі на рівні ковша при його врізанні; K_2 - збільшення ріжучої кромки ковша за рахунок бічних стінок, K_2, для наведенних вище умов, може бути прийнятий на рівні *1,1-1,2*; $G_{П+Г}$ — сила тяжіння навантажувача з вантажем; i - ухил місцевості (робота навантажувача допускається при ухилах не більше 5%).

Зусилля, що діють на робоче обладнання навантажувача при суміщеному копанні, представлені на рис. 2.

Зазвичай в якості основних опорів розглядаються сили опору врізанню ковша в навал W_1 і тертя ковша по породі зовнішньою та внутрішньою поверхнями днища і бічних стінок W_3.

Таким чином основний сумарний опір буде дорівнювати

$$\Sigma W = W_1` + W_3;$$

де $W_1` = kB_k h_5 K_2$ та $W_3 = [G_Г(1+K_3) + 4G_1 + (G_k + G_c l_1/R_c)K_3]f_1$;

а – баланс сил, що діють буде визначатись як $\Sigma W \leq T_н - W_2$.

Пошук складових W_3 знаходимо з виразів $G_Г = 0{,}5B_k x_1^2 tg v_1 \gamma g \cdot 10^{-6}$ та $G_1 = 0{,}5 h_{cp} y x_1 g \cdot 10^{-6}$.

Тут k - опір середовища різанню; h_5 - висота шару породи в навалі на рівні ріжучої кромки ковша при його врізанні на глибину x_1; $G_Г$ - вага породи в ковші (МН); G_1 - вага призми тиску при врізанні ковша навантажувача в навал (МН); K_3 – коефіцієнт передачі ваги ковша з породою на грунт в залежності від умов роботи навантажувача, схеми копання і виду впливу гідроциліндрів на ківш. Взагалі коефіцієнт K_3 може змінюватись від *0* до*1*, але для більшості випадків роботи рекомендовано *(K_3=0,2-0,3)*[3]; G_k і G_c — вага ковша і стріли; f_1 — коефіцієнт тертя породи по металу.

Копання при суміщеному способі здійснюється навантажувачем, що рухається з малою швидкістю. Опір копанню долається за рахунок тягового зусилля $T_н$ з урахуванням сил опору

руху W_2. Запас кінетичної енергії машини при копанні не враховується. Опір переміщенню ковша в навалі залежить від глибини його врізання (Див. рис. 2, а).

Так як опір від сил тертя не перевищує 10% сумарного значення всіх сил опору, що діють на ківш, то можна записати $W_1 \approx 0,9\Sigma W$.

Підставивши в цю формулу значення W_1, $T_н$ та W_2 а також змінив h_5 на $x_1 tg v_1$ (див. рис. 2, а) можна вирішити рівняння щодо x_1.

Це рішення справедливо для конкретного типу навантажувача і конкретних умов копання, в формулу підставляються значення $B_к$ и k.

Знайдене значення x_x залежить від тягового зусилля $Г$ і характеризує можливості копання по зчепленню ($\varphi_{сц}$) колес навантажувача з грунтом. Ємність ковша в данному випадку приймаємо як множення його ширини $B_к$ на шлях копання $H_4/sinv_1$ і товщину шару, що зрізається x_2.

Прийнявши значення висоти копання рівній подвоєній висоті ковша, тобто зазначивши, що $H_4 \leq 2H_к$, і підставивши значення висоти і ширини ковша, можна знайти значення зрізаного шару x_2, яке повинно відповідати умові $x_2 \leq x_1$.

При відомому значенні x_1, визначається граничне значення опору врізанню ковша в навал. За конструктивних умов максимальна глибина впровадження x_{max} може бути встановлена з таких міркувань. При впровадженні ковша в навал на глибину x_1 машина, піднімаючи й повертаючи ківш, продовжує рухатися на навал. При безконтрольному русі машина може наїжджати передніми колесами на породу, піднімаючи тим самим ківш, тим самим прискорюється виведення його з навалу і створюється несприятливий вплив на ходову частину і машину в цілому.

Щоб не допускати такі дії за контрольну лінію руху машини на навал приймається нижня брівка укосу (див. Рис.2, г).

Так як ширина ковша більше ширини ходової частини навантажувача, то ківш при своєму русі звільняє для ходової частини зону x_{max} . Ковш в цей час буде перебувати в заданій верхній точці C (лінії $СБ$ укосу навалу). Тоді горизонтальна величина $L_{ГВ}$ повинна бути більше $H_4 ctgv_1$ на величину x_{max}. При цьому має бути дотримано умову $x_{max} \geq x_2$. З цієї ж умови, прирівнявши $x_{max}=x_2$, можна знайти мінімальну висоту навалу, при якій можливо застосовувати поєднану схему копання. Відоме значення x_{max} зумовлює вимоги до параметрів стріли і ковша навантажувача або їх вильоту щодо ходового механізму.

Висновки. Таким чином, знайдені з використанням рекомендованої методики, значення лінійних параметрів копання і значення x_{max} можуть бути прийняті в якості обґрунтування необхідності модернізації існуючої конструкції навантажувача, або формулювання вимог на розробку і створення нових моделей одноковшових фронтальних навантажувачів, що відповідають заданим умовам виконання земляних та вантажно – розвантажувальних робіт. Це дасть можливість більш ефективно використовувати технічні можливості навантажувачів, підвищіти їх продуктивність та мінімізувати експлуатаційні витрати.

Список літератури

1. *Машини* для земляних робіт: Підручник / *Хмара Л.А.*, Кравець С.В., Нічке В.В., Назаров Л.В., Скоблюк М.П., Нікітін В.Г. Під загальною редакцією проф. Хмари Л.А. та проф. Кравця С.В. Рівне – Дніпропетровськ – Харків. – 2009. – 654с.
2. *В.С. Блохін*, М.Г. Маліч. *Основні* параметри технологічних машин. Машини для земляних робіт: Навчальний посібник – К. Вища школа. 2006 – ч1 – 407с; 2008 – ч.II - 453 с.
3. *Малич Н.Г. Научные* основы развития расчёта параметров машин для земляных робот в горно – металлургическом комплексе. Монография – Днепропетровск, ИМА – пресс. – 2010 – 380 с.
4. *Н.Г. Малич. Обоснование* предпосылок развития землеройно – транспортных машин на основе рассмотрения модели рабочего процесса фронтального погрузчика. Строительство, материаловедение, машиностроение // Сб. науч. тр №57. – Днепропетровск: ПГАСА. 2011.
5. *В.С. Блохин,* Н.Г. Малич. *Машины* для земляных работ, предпосылки повышения их конкурентоспособности: Учеб. Пособ. – Днепропетровск: ИМА – пресс.-2005.-304с.

УДК 622.83+539.4

Маліч М.Г.[1], к.т.н., доц., Усов О.О.[2], к.т.н., ст.науч. сотр.

1 - Національна металургійна академія України
2 - Институт геотехнической механики им. Н.С. Полякова НАН Украины

К ВОПРОСУ РАЗРАБОТКИ МАТЕМАТИЧЕСКИХ МОДЕЛЕЙ ПРОЧНОСТИ ШИХТОВЫХ МАТЕРИАЛОВ С УЧЕТОМ ВНУТРЕННЕГО И ВНЕШНЕГО ТРЕНИЯ

Введение. В горнорудной и металлургической промышленности около 40% стоимости металла и более 50% энергии затрачивается на переработку железнорудного сырья. Поэтому совершенствование технологических процессов дезинтеграции и конструкций дробильного оборудования с целью снижения энергопотребления является актуальной задачей.

Основная часть. В последнее время создан и успешно эксплуатируется новый класс дробильно-измельчительного оборудования [1], однако применяемые технологические схемы разрушения не учитывают всех возможностей более эффективного процесса разрушения, базирующегося на использовании влияния внутреннего и внешнего трения возникающего при взаимодействии инструмента с породой.

О влиянии внешнего трения на прочностные характеристики горных пород указывают исследователи [2, 3], однако они не дают способа учета этого влияния. Поэтому возникает необходимость определения влияния внешнего и внутреннего трения при разрушении горных пород на их предел прочности.

Анализ литературных источников последних лет [4,5] показывает, что здесь продолжают господствовать чисто эмпирические зависимости, основанные на статистических энергетических критериях работы разрушения (Риттингера) и т.н. «кинетике измельчения». Эмпирико-статистический подход тормозит изучение механизмов разрушения хрупких материалов, в частности Криворожских железистых кварцитов. В результате, среди ряда специалистов в этой сфере до сих пор существуют взгляды, как минимум, спорные с позиций механики хрупких и механики пластичных материалов.

Применительно к характеристикам трения возможны два варианта разработки математической модели, накопленных к настоящему времени экспериментальных данных не достаточно для построения статистически достоверных регрессионных зависимостей. Причина не в малом количестве уже проведенных экспериментов, а в форме изложения их результатов – в виде усредненных показателей напряжений одноосного сжатия σ_c, растяжения σ_p, а также угла внутреннего трения ρ и касательного сопротивления сдвигу $k_п$.

Горная порода, из которой добываются шихтовые материалы отличаются высокой вариабельностью свойств в пределах одного месторождения. В этих условиях использование средних показателей практически исключает возможность получения из них статистически значимой регрессионной зависимости, например такой как σ_c от ρ. В лучшем случае, усредненные данные могут качественно подтвердить или опровергнуть закономерность, полученную другим путем.

Что касается внешнего трения, то данные по его значениям, как правило, вообще не приводятся, а в расчетах процессов дезинтеграции практически не учитываются.

Поэтому мы будем строить математическую модель на основе анализа теоретического решения задачи сжатия образца с учетом внешнего трения на контакте.

Алгоритм построения математической модели принимаем следующим:

- формирование базы данных, включающей расчетные значения предельной внешней нагрузки σ_c при различных значениях внутреннего и внешнего трения;

- анализ однопараметрического влияния каждой из характеристик трения на величину предельной нагрузки;

- анализ однопараметрических связей внешних нагрузок с показателем касательного сопротивления сдвигу $k_п$;

- подбор искомой регрессионной зависимости;

Основные условия при построении математической модели – обоснованный выбор механической модели – решение задачи по сжатию образца с учетом внешнего трения, которая служит источником базы данных.

Расчет прочности горных пород при сжатии с учетом внутреннего и внешнего трения проводим следующим образом.

На рис.1 представлена детализированная расчетная схема задачи. Внешние нагрузки – вертикальная σ_y и горизонтальная σ_x изображены на ней равномерно распределенными. Этот часто встречающийся в расчетной практике вариант выглядит не вполне обоснованным при действии внешнего контактного трения, порождающего касательные напряжения на границе $\tau_к$.

Касательные напряжения, действующие на поверхности элементарного прямоугольника, подчиняются закону парности – на смежных сторонах прямоугольника они равны по величине и «противоположны» по направлению – вращают весь прямоугольник в разные стороны.

Поскольку при одноосном сжатии (правая половина рисунка 1) по горизонтальной грани действует касательная сила, создающая напряжения $\tau_к$, то такая же по величине сила должна действовать и по боковой грани.

Однако, по условию отсутствия нагрузки боковая грань свободна от усилий и, соответственно, напряжений, тогда и горизонтальная грань должна быть свободна от касательных напряжений. Но касательные напряжения на горизонтальной грани порождены трением от вертикальной нагрузки. Если они равны 0, то и вертикальные напряжения тоже равны 0 – получается парадокс.

Избежать этого парадокса можно двумя путями: - считать, что в процессе деформирования образец сохраняет прямоугольную форму. Исходя из этого определить, что при одноосном сжатии касательное напряжение $\tau_к$ в точке *a* равно 0 как на вертикальной, так и на горизонтальной гранях образца. Признать, что и нормальное напряжение σ_y в точке *a* равно 0, поскольку именно оно порождает силу трения и напряжения $\tau_к$. Т.е. отказаться от равномерного распределения сжимающей нагрузки.

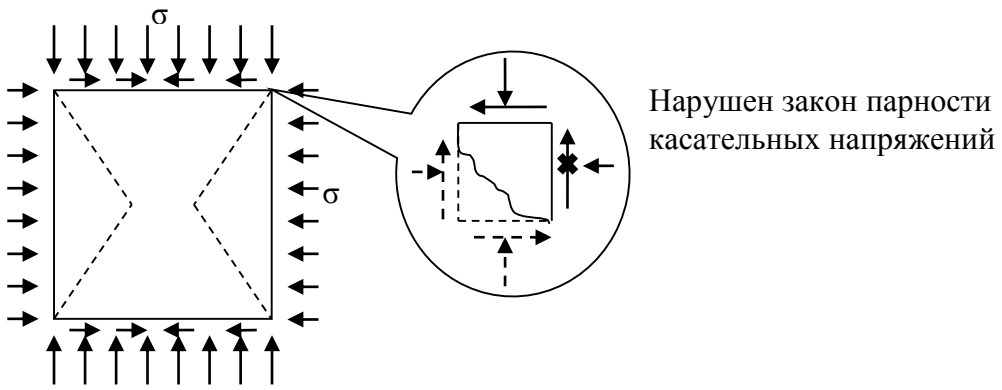
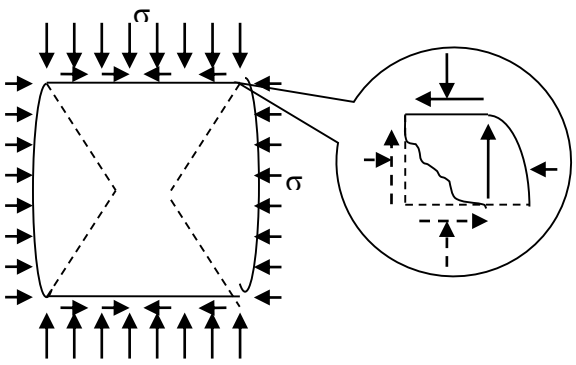


Рис. 1 - Напряжения в угловой точке образца с прямоугольной формой под нагрузкой

Считать, что в процессе деформирования образец приобретает выраженную бочкообразную форму (рис.2).



Закон парности касательных напряжений соблюдается

Рис. 2 - Напряжения в угловой точке образца с бочкообразной формой под нагрузкой.

Тогда вертикальное касательное усилие, возникающее по закону парности, сместится внутрь образца, а на искривленной боковой грани его не будет.

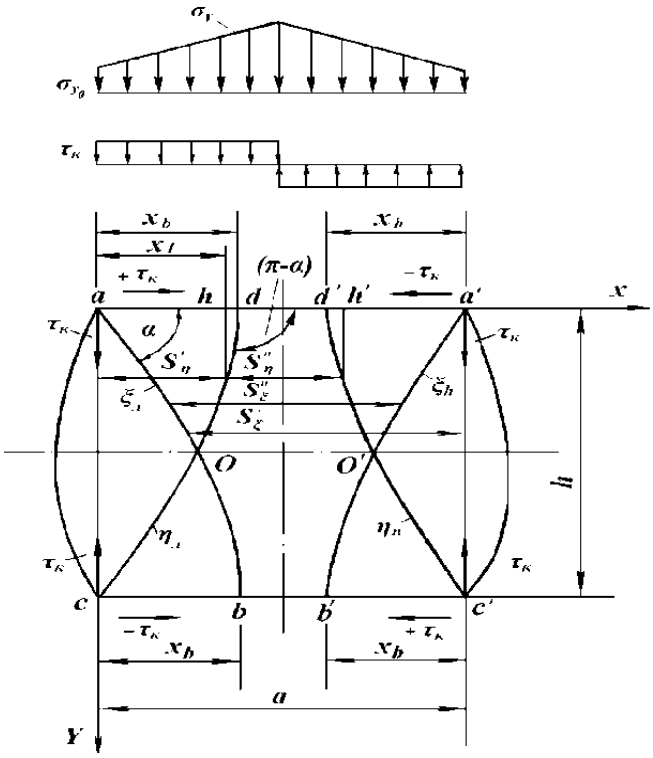


Рис. 3 Схема расчета предельной нагрузки

Визуальные наблюдения показывают, что развитая бочкообразная форма характерна для образцов из пластичных материалов, а прямоугольная – для хрупких. Видимо, реальная форма хрупких образцов характеризуется слабо выраженным искривлением боковых поверхностей, а распределение внешней нагрузки – определенной неравномерностью, как это показано на рис.3.

Строго ответить на вопрос о действительном распределении вертикальной нагрузки по ширине контактной поверхности образца довольно сложно. Для этого надо решать контактную задачу – дополнять уравнения равновесия не только условием предельного состояния, но и уравнениям перемещений и их связи с напряжениями. Фактически это обстоятельство означало бы переход от более простого метода характеристик к гораздо более сложному каноническому методу решения задачи.

Использование математического моделирования позволяет избежать этих трудностей – за счет раздельного учета влияния характеристик трения и контактных условий на величину предельной нагрузки.

Посмотрим, еще раз на рисунки 2 и 3. Момент перехода в предельное состояние в угловой точке определяется только действующими в ней напряжениями и не зависит от напряжений в других точках образца. Зато он зависит от внутреннего (разумеется) и внешнего трения – если его нет, то нет и касательного напряжения.

Значит, комбинация напряжений σ_y и σ_x для предельного состояния угловой точки будет одинаковой и для расчетной схемы рис.2 и для расчетной схемы рис.3, если в них одинаковы значения внутреннего и внешнего трения.

Это свойство справедливо не только для угловых точек, но и для всех точек контактной поверхности.

Разница только в том, что для угловых точек нам сразу известна величина напряжения σ_x – она пропорциональна боковой нагрузке образца, а для других точек контактной поверхности – нет. Но, и для этих точек комбинация σ_y и σ_x в предельном состоянии может быть посчитана по рис.2. А распределение напряжений σ_x и σ_y вдоль контактной поверхности (рис.3) учтено не зависимо от влияния характеристик трения.

Математическое выражение связи между комбинацией вертикальных и горизонтальных напряжений σ_y и σ_x , соответствующих предельному состоянию точки контактной поверхности образца с одной стороны, и величинами внутреннего и внешнего трения в этой точке с другой стороны, мы будем называть математической моделью локального контактного влияния характеристик трения.

При ее построении проигнорируем неравномерность распределения внешней нагрузки и будем руководствоваться расчетной схемой рисунка 2.

В работе [6] приведено уравнение активных касательных

$$\tau_\alpha = \frac{\sigma_\alpha - \sigma_y}{2}\sin 2\alpha + \tau_k \cos 2\alpha$$

и нормальных напряжений на наклонной площадке

$$\sigma_\alpha = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} - \frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\cos 2\alpha - \tau_\alpha \sin 2\alpha$$

а также алгебраическое уравнение равновесия

$$\tau_\alpha = \frac{1}{2}\sqrt{\left(1+\mu^2\right)\left(\sigma_x - \sigma_y\right)^2 + 4\tau_k} - \frac{\mu\left(\sigma_x + \sigma_y\right)}{2}$$

и тригонометрических функций

$$\sin 2\alpha = -\frac{\left(\sigma_x - \sigma_y\right) - 2\mu\tau_k}{\sqrt{\left(1+\mu^2\right)\left[\left(\sigma_x - \sigma_y\right)^2 + 4\tau_k{}^2\right]}},$$

$$\cos 2\alpha = \frac{\mu\left(\sigma_x - \sigma_y\right) - 2\tau_k}{\sqrt{\left(1+\mu^2\right)\left[\left(\sigma_x - \sigma_y\right)^2 + 4\tau_k{}^2\right]}}$$

где σ_x и σ_y - нормальные горизонтальные и вертикальные напряжения.

α - угол наклонной площадки, на которой эффективные касательные напряжения по Кулону имеет наибольшее значение.

В расчетной модели используем теории линий скольжения.

Сетка линии скольжения, отвечающая дифференциальным уравнениям равновесия, условиям предельного равновесного состояния и условиям на границах сечения деформируемого тела, обладает рядом свойств, которые позволяют построить ее в конкретных условиях. Прежде всего, сетка линий скольжения должна удовлетворять условиям на границах рассматриваемого сечения деформируемого тела, т.е. направление линий скольжения в каждой точке, в том числе и на внешнем контуре, должно совпадать с направлением активного главного касательного напряжения.

Выполняя ряд преобразований согласно [4,6] находим выражение для расчета напряжений σ_{y_0} в угловой точке *a* (рис. 3), в которой предполагается, что $\tau_\alpha = k_n$ – пределу прочности материала на сдвиг. Для точки *a*, учитывая, что в ней вследствие обнажения боковой поверхности нормальное напряжение σ_x равно нулю,

$$\sigma_\alpha = k_n \cdot \cos\rho\sqrt{1-b_a^2} \quad ,$$

а в точке *b*, в которой $\tau = \kappa < \kappa_n$, $\sigma_{a_b} = \sigma_y\left(1 - \sin.\rho\sqrt{1-b_b^2}\right) - k \cdot \cos\rho\sqrt{1-b_b^2}$.

Угол поворота линии скольжения α_{ba} определяется по уравнению

$$\alpha_{ba} = \alpha_b - \alpha_a = \beta_b + \beta_a .$$

В силу того, что в точке *a* при достижении эффективного касательного напряжения $\tau_э$ значения k_n – предела сопротивления материала сдвигу, образуется трещина, которая и развивается по траектории максимальных эффективных касательных напряжений, т.е. по линии скольжения. Точка *b* для линии скольжения ξ является неподвижной. Поэтому значение касательного напряжения от внешнего трения учтено значением абсциссы x_b при $y=h$. Знак минус и плюс свидетельствует о различной роли внешнего трения на контактных плоскостях, что будет показано в последующем.

Теперь сведем формулы для расчета продольного нормального напряжения по линии скольжения ξ в угловой точке *a* (краевой приконтактной области) в систему:

$$\sigma_{y_0} = \frac{1}{\mu}\left(\frac{k_n\left(1+\sin\rho\sqrt{1-b_a^2}\right)\cdot e^{\pm 2\mu(\beta_b+\beta_a)}}{1-\sin\rho\sqrt{1-b_b^2}} - k_b \right);$$

$$k_b = \frac{1}{\mu}\frac{\left(k_n+\mu\sigma_{y_0}\right)\cdot\left(1-\sin\rho\sqrt{1-b_a^2}\right)}{\left(1+\sin\rho\sqrt{1-b_b^2}\right)\cdot e^{\pm 4\mu\beta}};$$

$$b_a = \frac{f_m\left(1-\frac{2y}{h}\right)\cdot\sigma_{y_0}(x_a)}{k_n+\mu\sigma_{y_0}(x_a)};$$

$$b_b = -\frac{f_m\sigma_{y_0}(x_b)}{k_b+\mu\sigma_{y_0}(x_b)};$$

$$\beta_a = \frac{1}{2}arctg\frac{b_a\cos\rho}{\sin\rho-\sqrt{1-b_a^2}};$$

$$\beta_b = \frac{1}{2}arctg\frac{b_b\cos\rho}{\sin\rho-\sqrt{1-b_b^2}}.$$

Угол наклона линии скольжения $\alpha_a = \frac{\pi}{4} + \rho/2 + \beta_a$

Знак плюс в формулах (24) и (25) относятся к линии скольжения ξ, знак минус – к линии η.

Для расчета σ_y мы имеем систему из 6 уравнений при 12 параметрах, из которых три экспериментальные характеристики породы (k_n, μ, f_m) и два измеряемых геометрических параметра образца (a, h). В частном рассматриваемом случае принимаем $a=h$. В локальной области, например в точке *a*, эффективные касательные напряжения по Кулону $\tau_э \geq k_n$. Подчеркиваем, что в отличие от жестко-пластической модели, в других точках на линии

скольжения ξ материал находится в упругом состоянии, т.е. в этих точках $\tau_э=k<k_n$, а при $y= h$ и $x=x_b$, $\tau_э=k_b<k_n$. В момент выхода трещины в точку b напряжение $k_b=k_n$.

Функция $\sigma_{ó_0}(x_b)$ определяется конкретной закономерностью распределения нормальных и касательных напряжений на нижней контактной поверхности.

Решение позволяет определить предельные значения вертикальных нормальных напряжений по всему диапазону экспериментальных данных, включая и превышающих вертикальные, по мере развития трещины и раскрыть большинство известных нам особенностей разрушения горных пород, что будет в последующем необходимо подтверждено на основании сходимости теории с экспериментальными данными разрушения образцов горных пород.

В заключение отметим, что изложенным методом можно проводить оценку напряженно-деформированного состояния материала при нормальных сжимающих нагрузках, не достигающих предела прочности.

Заключение.

Разработана математическая модель расчета нормальных напряжений в вершине трещины, которая формируется на линии скольжения.

Разработанная модель соответствуют имеющимся экспериментальным данным, в частности учитывает т.н. «масштабный эффект» и эффект высокой чувствительности прочности образцов к изменению типа нагрузки – с одноосного сжатия на сжатие со скольжением.

Основными факторами влияния внешнего трения являются перераспределение нормальных напряжений на поверхности контакта и формирование поперечных (горизонтальных) напряжений внутри образца даже при действии только продольной (вертикальной) внешней нагрузки.

Приведенная математическая модель позволит оптимизировать технологические параметры процесса дезинтеграции и совершенствовать конструкции действующего дробильного оборудования для снижения энергозатрат при производстве шихтовых материалов в горнорудной и металлургической промышленности.

Список литературы

1. *В.С. Блохин*, В.И. Большаков, Н.Г. Малич. *Основные* параметры технологических машин. Машины для дезинтеграции твердых материалов: Учебное пособие ч.1 – Днепропетровск; ИМА - пресс. 2006. - 404с.
2. *Барон Л.И. Горно–техническое* породоведение / Л.И. Барон. – М.: Наука, 1977. – 324 с.
3. *Дудушкина, К.И. Комплексный* метод определения физико-механических свойств горных пород / К.И Дудушкина, Г.Ф. Бобров. – Новосибирск: Наука. - 1970.– С 49–64.
4. *Анализ* связи между контактными напряжениями при сжатии горных пород / *Л.М. Васильев* [и др.] // Геотехническая механика: Межвед. сб. науч. тр. / ИГТМ НАН Украины. – Днепропетровск, 2009. – Вып. 81. – С. 217-226.
5. *Выскребенец А.С. Коэффициент* измельчаемости в мельницах динамического самоизмельчения / А.С. Выскребенец // Обогащение руд. – 2006. - №4. – С. 3-4.
6. *Панасюк В.В. Предельное* равновесие хрупких тел с трещинами / В.В. Панасюк. – К.: Наукова думка, 1968. – 245 с.

УДК 531.8

Пасіка В.Р.[1] д.т.н., проф., Харченко В.М.[1] д.т.н., проф., Гембара Н.О.[2] к.т.н., доц.

1 - Національний університет "Львівська політехніка"
2 – Українська академія друкарства

ДИНАМІЧНЕ ЗРІВНОВАЖЕННЯ МАСИ ПОКОВЗНЯ У КОРБО-ПОКОВЗНЕВОМУ МЕХАНІЗМІ

З літературних джерел відомі різноманітні схеми зрівноваження незрівноваженої маси поковзня у КПМ [1]. Це так звані кососиметричні КПМ, механізми з противагами, з пневно, - гідро чи електро-регулюванням руху поковзня. Недоліком цих механізмів є громіздкість, необхідність додаткового джерела енергії і, саме основне, нездатність повністю зрівноважити масу поковзня. Відомі також роботи, в яких досліджуються КПМ з додатковими пружними елементами уведеними паралельно або перпендикулярно до напрямку руху поковзня [2,3] Однак дослідження таких механізмів не проводились у загальному вигляді і носили конкретний характер.

Огляд літературних джерел показав, що найбільш перспективними для удосконалення є структурні схеми, які містять пружні елементи, що розміщені паралельно або перпендикулярно до осі руху поковзня (рис. 1). Такі механізми не потребують додаткових джерел енергії для регулювання руху поковзня і простіші в експлуатації. Позитивним фактором таких структурних схем є те, що сили пружності, які діють на поковзень завжди знаходяться у протифазі до сил інерції і тим самим зменшують динамічне навантаження.

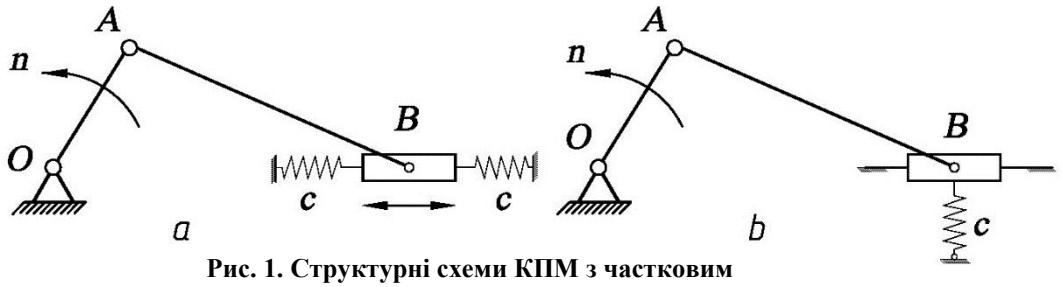


Рис. 1. Структурні схеми КПМ з частковим зрівноваженням поковзня

Мета роботи. Синтез такої структурної схеми, для якої сили інерції та сили пружності пружин на усьому діапазоні переміщень поковзня зрівноважуватимуться.

Дослідження. Розглянемо КПМ з паралельно розміщеними пружинами (рис. 1а).

У такому випадку на поковзень з боку пружин діятиме сила, яка лінійно залежатиме від його переміщення $F_c = 2cx_{def}$, де c – зведена жорсткість пружин, $x_{def} = S\left(0.5 - a_k\right)$ – деформація пружин від середнього положення ходу поковзня, S і a_k – хід та інваріант переміщення поковзня. З іншого боку вектор сили інерції зведеної маси поковзня повністю визначається пришвидшенням поковзня, яке для вихідних КПМ не змінюється за лінійним законом (рис. 2). Якщо структурну схему КПМ синтезувати так, щоб пришвидшення поковзня залежало лінійно від його переміщення, то інерційне навантаження на поковзень можна звести до нуля.

Відомо, що гармонійний косинусоїдний закон забезпечує лінійну залежність між пришвидшенням і переміщенням [4]. Дійсно, інваріант переміщення становить

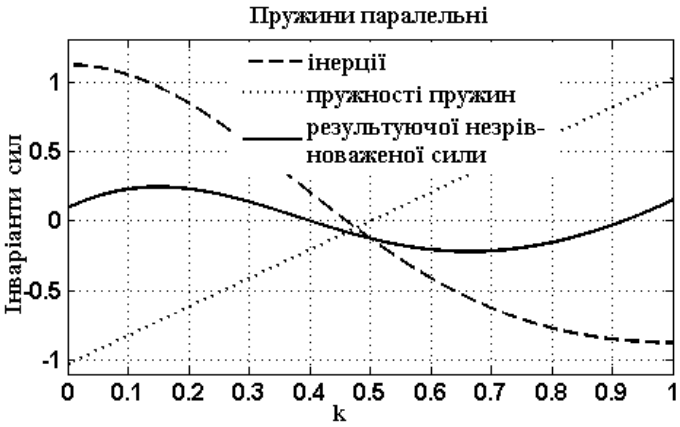


Рис. 2. Інваріанти сил, що діють на поковзень КПМ

$a_k = 0,5\left[1-\cos(\pi k)\right]$ і, відповідно, інваріант пришвидшення $c_k = \dfrac{d^2 a_k}{dk^2} = 0,5\pi^2\cos(\pi k)$, або $c_k = \pi^2\left(0,5 - a_k\right)$, де $k = t/T$, $0 \le t \le T$, T – час однознакових переміщень поковзня.

Силу інерції поковзня обчислимо за очевидним виразом $F_{\text{ін}} = c_k \dfrac{mS}{T^2}$, де m – незрівноважена маса поковзня. Оскільки для зрівноваження поковзня сили інерції та пружності пружин мусять бути однакові за модулем, то з рівності цих сил на початку ходу ($if\ \ k = 0 \ \rightarrow\ a_k = 0,\ c_k = \pi^2/2$) обчислюємо необхідну жорсткість пружин для зрівноваження поковзня при паралельних пружинах

$$c_{\text{зв}} = \lambda_c \cdot m\omega_1^2,$$

де $\lambda_c = \pi^2 / 2\varphi_{1\Sigma}^2$ – інваріант жорсткості при паралельних пружинах, $\varphi_{1\Sigma}$ – кут повороту корби на однознакових переміщеннях поковзня.

Щоб отримати переміщення поковзня за косинусоїдним законом використаємо "корбу" *OA*, довжину якої можна програмовано змінювати в процесі руху за допомогою нерухомого кулачка (рис. 3). Тут кулісний камінь 4 обертаючись приводить в рух кулісу ("корбу") 1, яка одним кінцем обкочує нерухомий кулачок, а другим через гонок 2 приводить в рух поковзень 3. В процесі обкочування роликом *C* нерухомого кулачка довжина OA змінюється і задача зводиться до синтезу такого профілю кулачка, при якому поковзень рухатиметься за заданим законом. Вперше така задача розв'язана в роботі [5]. Недоліком цієї праці є те, що рух поковзня не задається конкретним ЗПР і дослідження не проведені у інваріантній формі, що не дозволило зробити певні важливі узагальнення.

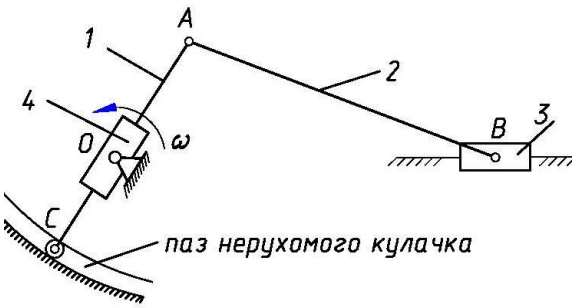


Рис. 3. Інтерпретація КПМ зі змінною довжиною корби

В результаті проведених досліджень отримано аналітичну залежність радіуса-вектора профілю нерухомого кулача (змінної довжини *OA*), який забезпечує косинусоїдний закон руху поковзня в інваріантній формі

$$\lambda_r = \lambda_x \cos\left(k\varphi_\Sigma\right) + \lambda_3 \sin\left(k\varphi_\Sigma\right) - \\ -\operatorname{sgn}(\varphi_{1p} - \varphi_1)\sqrt{\lambda_{2s}^2 - \left[\lambda_x \sin\left(k\varphi_\Sigma\right) - \lambda_3 \cos\left(k\varphi_\Sigma\right)\right]^2},$$

де $\lambda_{2s} = l_{2s}/S$, $l_{2s} = x_B(\varphi_{1p})\sin(\varphi_{1p}) - y_B\cos(\varphi_{1p})$, x_B і y_B – координати поковзня, φ_{1p} - кут повороту "корби" при якому вираз $l_2^2 - \left[x_B\sin(\varphi_1) - y_B\cos(\varphi_1)\right]^2 = 0$, $\varphi_\Sigma = \varphi_{10\Sigma}$ – розмах корби при переміщенні поковзня з крайнього положення в напрямку до центра обертання корби і $\lambda_x = x_B/S = \lambda_{x\max} - a_k$, , $\varphi_\Sigma = \varphi'_{10\Sigma}$ – розмах "корби" при переміщенні від центра обертання і $\lambda_x = x_B/S = \lambda_{x\max} - 1 + a_k$, $\lambda_3 = e\cdot\operatorname{sgn}(y_B)/S \equiv e\cdot\operatorname{sgn}(y_B)$, e – ексцентриситет.

На рис. 4 наведено теоретичний профіль кулачка (змінна довжина корби) та його кути тиску. У синтезованому механізмі змінилась і довжина гонка з $\lambda_2 = 3,3333$ до $\lambda_{2s} = 3,3698$. Синтезований профіль дуже подібний до кола, центр якого зміщений вліво. Горизонтальний діаметр кола становить $d_{гор} = 1$, а вертикальний – $d_{вер} = 0,9896$. При цьому усереднений діаметр на 0,5% відрізняється від кола з діаметром $d = 2\lambda_1 = 1$. Цей факт є позитивним моментом, оскільки виготовлення кулачка може звестись лише до конструювання круга, що обертається відносно осі, яка зміщена на $0,03747\lambda_1$ від його геометричної осі. Кути тиску синтезованого профілю не перевищують $\nu < 4.2^0 << [\nu] \approx 40^0 - 50^0$ і є набагато меншими від

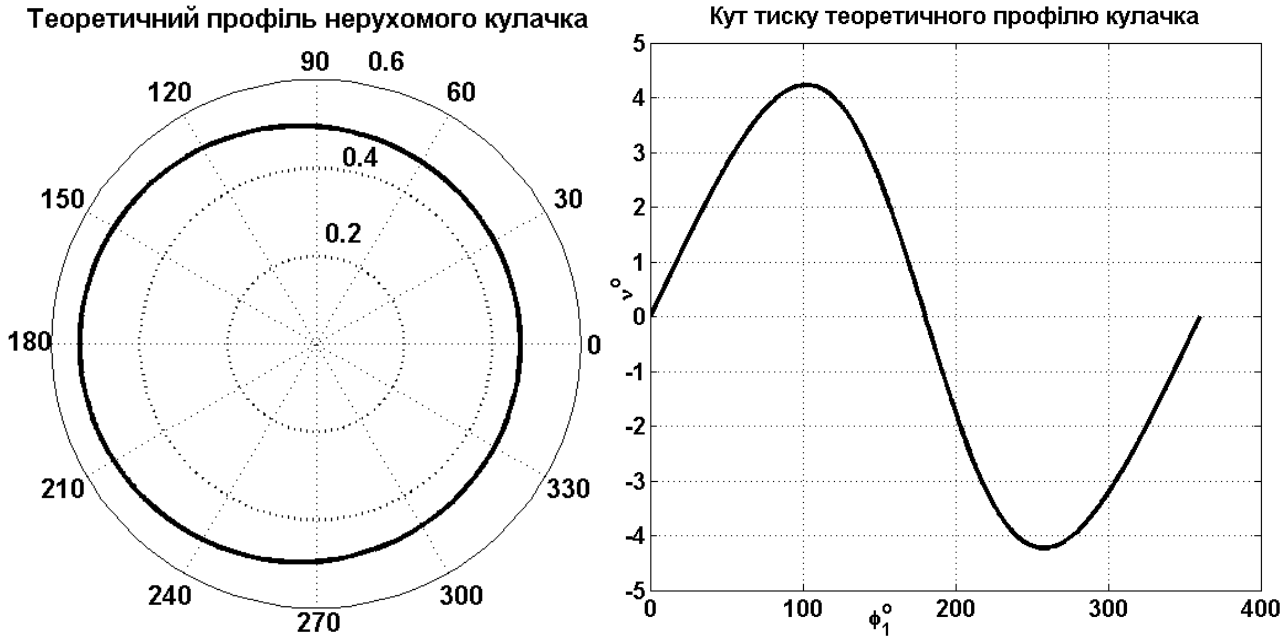


Рис. 4. Характеристики нерухомого кулачка при паралельних пружинах

допустимого кута для кулачкових механізмів з поступальним штовхачем.

Висновки.

– геометричні характеристики профілю нерухомого кулачка залежать лише від ходу поковзня;

– нерухомий кулачок при паралельних пружинах представляє собою ексцентриковий круг зі зміщенням по осі ходу поковзня на $0,03747\lambda_1$ і з діаметром, що дорівнює подвійній початковій довжині корби.

Список літератури

1. *Щепетильников В.А.* Уравновешивание механизмов / В.А. Щепетильников // –М.: Машиностроение, 1982. – 256 с.
2. *Пасіка В.Р.* Синтез комбінованих кривошипно-повзунних механізмів з умови зрівноваженості надлишкових сил інерції на повзуні / В.Р. Пасіка // Нові матеріали і технології в металургії та машинобудування: Запорізький національний техн. ун-тет. –2004. –№1. –С. 112-116.
3. *Пасіка В.Р.* Зрівноваження сил інерції повзуна в комбінованих кривошипно-повзунних механізмах / В.Р. Пасіка // Вісник Східноукраїнського національного університету імені В. Даля. –2003. –№12(70). –С. 72-79.
4. *Тир К.В.* Механика полиграфических машин. М.: Книга, 1965. –496 с.
5. *Пасіка В.Р.* Геометричний синтез кривошипно-повзунних механізмів за заданим переміщенням повзуна / В.Р. Пасіка, О.М. Полюдов // Науковий вісник. – Львів: УкрДЛТУ, 2002. – Вип. 12.8. – С. 174–179.

УДК 621.833.65

Малащенко В.О.[1] д.т.н., проф., Стрілець О.Р.[2] к.т.н., доц., Стрілець В.М.[2] к.т.н., проф.

1 – Національний університет «Львівська політехніка»
2 - Національний університет водного господарства та природокористування

ЗАЛЕЖНІСТЬ КОЕФІЦІЄНТА КОРИСНОЇ ДІЇ ЗУБЧАСТОЇ ДИФЕРЕНЦІАЛЬНОЇ ПЕРЕДАЧІ ВІД ПЕРЕДАТОЧНОГО ЧИСЛА І ШВИДКОСТІ КЕРУВАННЯ

У вітчизняній і зарубіжній періодичній технічній літературі, наприклад [1-3], запропонований новий безсходинковий спосіб керування змінами швидкості за допомогою зубчастих диференціальних передач з замкнутою гідросистемою. При виступах на наукових конференціях та в інших наукових дискусіях, часто звертається увага на коефіцієнт корисної дії (к.к.д.) таких пристроїв, які дозволяють керувати змінами швидкості за допомогою зубчастих диференціальних передач з замкнутою гідросистемою, розроблених на рівні патентів України (№№ 18587, 25335, 28489, 108239) і потребують подальших досліджень їх кінематичних, силових і геометричних параметрів.

Мета роботи.

Виконати теоретично-комп'ютерне дослідження к.к.д. для зубчастої диференціальної передачі у пристрої для керування змінами швидкості з замкнутою гідросистемою, коли ведучою ланкою є сонячне зубчасте колесо, а веденою – водило. Керування виконуються через епіцикл, який через зубчасту передачу обертає гідронасос замкнутої гідросистеми і перекачує рідину в ній, тоді $\omega_3 = 0...\omega_{3\max}$.

Дослідження.

Для всіх механізмів досліджені, в якісь мірі, коефіцієнти корисної дії, відомі із літературних джерел і практики. За коефіцієнтом корисної дії оцінюють досконалість машини або механізму. Коефіцієнт корисної дії лежить у межах $0 \le \eta < 1$ і є величиною, яка визначається відношенням потужності корисних сил $P_{кс}$ до повної потужності P_n яка подається механізму

$$\eta = P_{кс} / P_n . \tag{1}$$

Повна потужність P_n, яка подається механізму, складається з потужності корисних сил $P_{кс}$ і потужності шкідливих сил $P_{шс}$

$$P_n = P_{кс} + P_{шс} . \tag{2}$$

Вказане вище загальне визначення к.к.д. може бути конкретизовано для окремих випадків і, що важливо, можна отримати формули для к.к.д. через інші параметри механізмів.

При визначенні к.к.д. передбачають, що втрати на тертя в кожній парі зубчастих коліс зубчастої диференціальної передачі пропорціональні добутку колової сили на зубцях і швидкості точки початкового кола сателіта по відношенню до водила.

Блок-схема можливих втрат потужності в пристрої для керування змінами швидкості за допомогою диференціальної передачі з замкнутою гідросистемою через епіцикл, де ведучою ланкою є сонячне зубчасте колесо, а веденою водило показана на рис. 1.

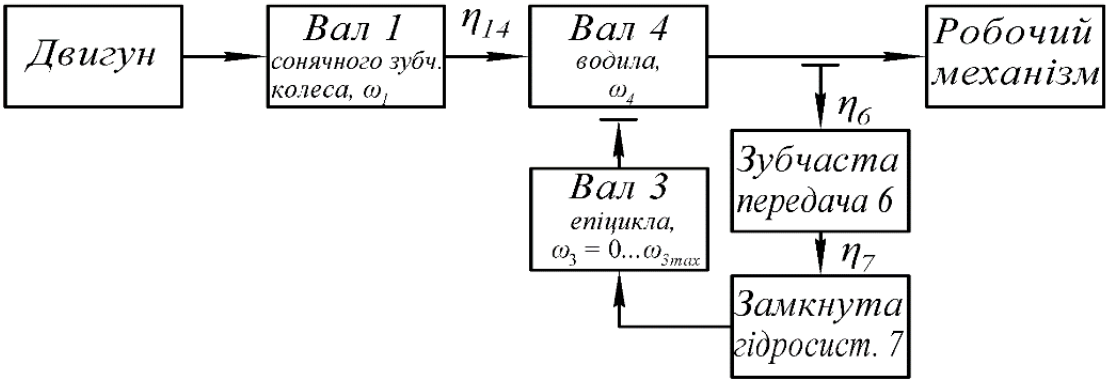


Рис. 1. Блок-схема втрат потужності у пристрої для керування змінами швидкості коли ведучою ланкою є сонячне зубчасте колесо, а веденою – водило

На основі аналізу блок-схеми втрат потужності у пристрої для керування змінами швидкості, коли ведучою ланкою є сонячне зубчасте колесо, а веденою – водило зроблений висновок, що частина потужності поданої на сонячне зубчасте колесо через сателіт передається на водило, а частина – через сателіт передається на епіцикл і замкнуту гідросистему. К.к.д пристрою для керування змінами швидкості за допомогою диференціальної передачі з замкнутою гідросистемою через епіцикл, де ведучою ланкою є сонячне зубчасте колесо, а веденою водило, рівний

$$\eta = \eta_{14}\eta_6\eta_7, \tag{3}$$

де η_{14} - к.к.д зубчастої диференціальної передачі; η_6 - к.к.д привода замкнутої гідросистеми (зубчастої передачі); η_7 - к.к.д замкнутої гідросистеми (втрати потужності на роботу насоса при перекачуванні рідини у замкнутій гідросистемі.

Для визначення к.к.д. зубчастої диференціальної передачі розглянемо схему сил, які діють у зачепленнях сонячного зубчастого колеса і сателіта $\overline{F}_{12}$, сателіта та епіцикла $\overline{F}_{23}$ і сателіта та водила $\overline{F}_{24}$, показану на рис. 2, і запишемо умову рівноваги сателіта.

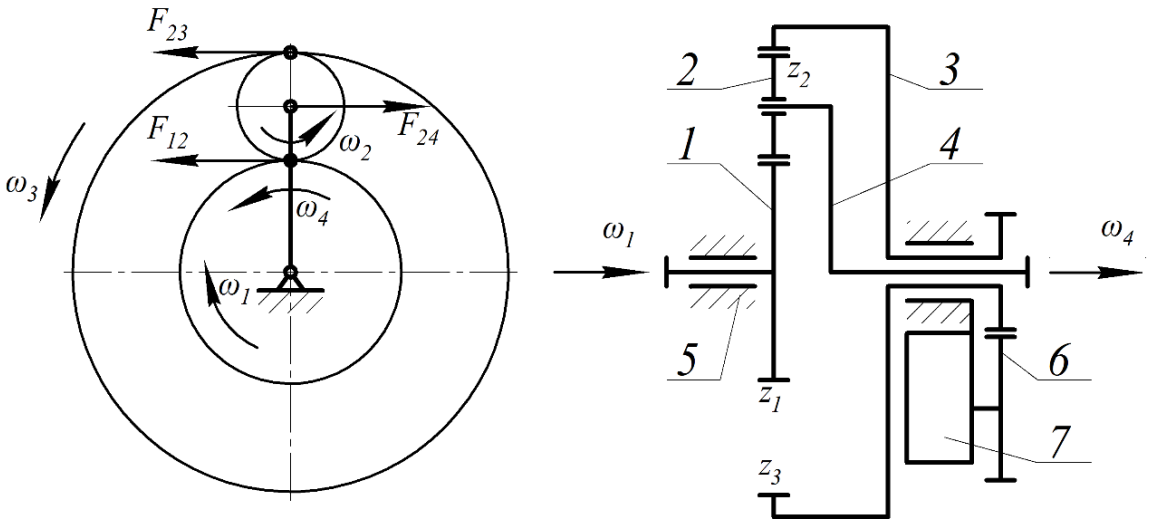


Рис. 2. Схема пристрою для керування змінами швидкості з зубчастою диференціальною однорядною передачею: 1 – сонячне зубчасте колесо; 2 – сателіт; 3 – епіцикл; 4 – водило; 5 – корпус; 6 – зубчаста передача; 7 – замкнута гідросистема

Маємо:

$$\overline{F}_{12} + \overline{F}_{23} + \overline{F}_{24} = 0, \tag{4}$$

Крім того, сума моментів сил, які діють на сателіт, відносно осі його обертання, рівна нулю:

$$\overline{F}_{12} r_2 + \overline{F}_{23} r_2 = 0, \tag{5}$$

де r_2 – радіус початкового кола сателіта, з числом зубців z_2.

З виразів (4) і (5) сили, діючі на ланки диференціальної передачі будуть:

$$\overline{F}_{12} = -\overline{F}_{23}; \tag{6}$$

$$\overline{F}_{24} = -(\overline{F}_{12} + \overline{F}_{23}). \tag{7}$$

Отримані формули показують, що одна з заданих сил дає можливість визначити дві інші та обертальні моменти створені цими силами.

На основі схеми сил встановлено [4], що коли обертальний момент $\grave{O}_1$ заданий, тоді

$$T_3 = -T_1 u_{13}^{(4)} \eta_{13} \quad \text{і} \quad T_4 = -T_1 (1 - u_{13}^{(4)} \eta_{13}) \tag{8}$$

де η_{13} – к.к.д. передачі з нерухомими осями, визначається як для послідовного зачеплення, а $u_{13}^{(4)} = -z_3 / z_1$ – передаточне число зубчастої диференціальної передачі при зупиненому водилі.

Коли ведучою ланкою є сонячне зубчасте колесо, а веденою – водило, тобто обертальний момент сил опору прикладений до водила, тоді вираз для к.к.д. буде мати такий вигляд

$$\eta_{14} = -\frac{T_4 \omega_4}{T_1 \omega_1 + T_3 \omega_3}. \tag{9}$$

Підставимо значення T_1, T_3 і T_4 у (9) і виразимо ω_4 через ω_1 використавши формулу (2) з [5], після нескладних перетворень, отримаємо:

$$\eta_{14} = \frac{(1 + u_{13}^{(4)} \eta_{13})(\omega_1 + \omega_3 u_{13}^{(4)})}{(1 + u_{13}^{(4)})(\omega_1 + \omega_3 u_{13}^{(4)} \eta_{13})}. \tag{10}$$

Для того щоб більш наочно показати характер зміни к.к.д диференціальної передачі з пристроєм у вигляді замкнутої гідросистеми коли ведучою ланкою є сонячне зубчасте колесо, а веденою – водило від параметрів передачі, формула (10) запрограмована та отримані графічні залежності $\eta_{14} = f\left(\omega_3, \omega_1, u_{13}^{(4)}\right)$, при різних передаточних числах $u_{13}^{(4)} = 1...10$, та кутовій швидкості ведучої ланки $\omega_1 = 75; 100; 150; 300 рад/с$. Отримані графічні залежності $\eta_{14} = f\left(\omega_3, \omega_1, u_{13}^{(4)}\right)$ для: $\eta_{13}^{(4)} = 0{,}97$; $\omega_1 = 100 рад/с$; $u_{13}^{(4)} = 1...10$ і $\omega_3 = 0...40 рад/с$ показані на рис.3.

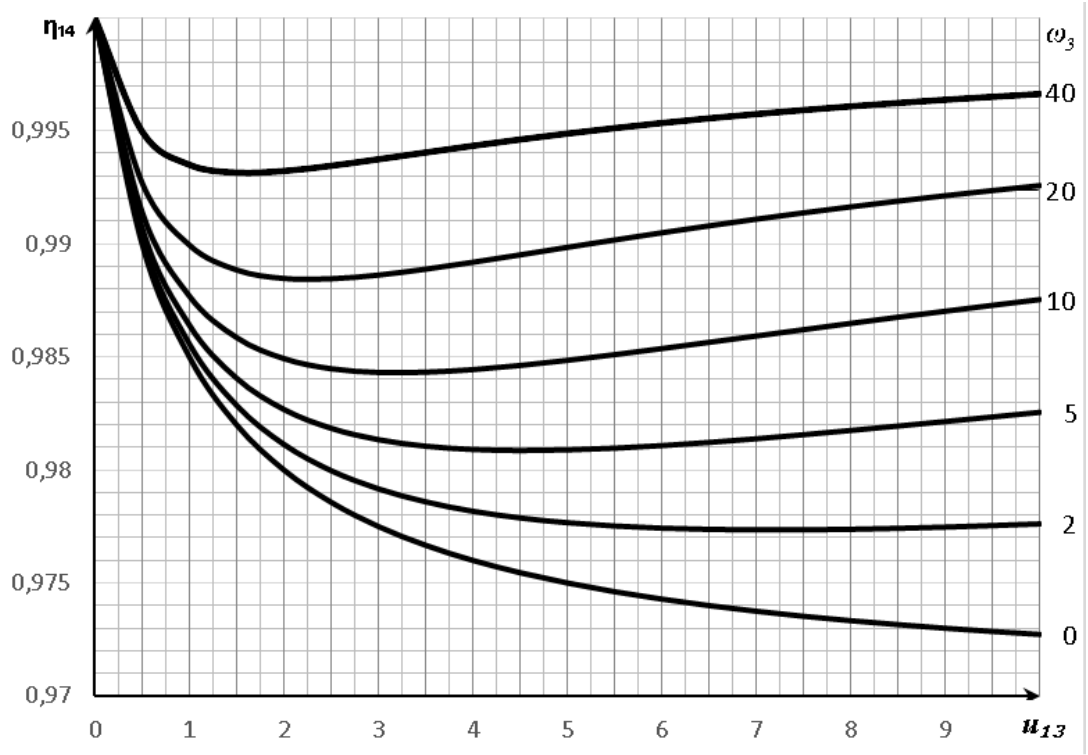


Рис. 3. Графіки зміни к.к.д $\eta_{14} = f\left(\omega_1, \omega_3, u_{13}^{(4)}\right)$ у диференціальній однорядній передачі коди ведучою ланкою є сонячне зубчасте колесо, а веденою – водило в залежності від передаточного числа $u_{13}^{(4)}$ і швидкості керування ω_3

Висновки.

1. Отримана аналітична (10) та графічна (рис. 3) залежності к.к.д між ведучою і веденою ланками (сонячним зубчастим колесом і водилом) у односхідчастих однорядних зубчастих диференціальних передачах з замкнутими гідросистемами за допомогою засобів комп'ютерного моделювання, подана на рис. 3, дозволяє наочно переконатися про зміну значення к.к.д і оцінити його з точки зору самогальмування.

2. Із графіків (рис. 3) видно, що у зубчастій диференціальній передачі к.к.д. вищий ніж у простій передачі і дещо зменшується зі збільшенням передаточного відношення $u_{13}^{(4)}$ та істотно збільшується зі збільшенням кутової швидкості ω_3 ланки керування - епіцикла.

3. Так як значення к.к.д. не прямує до ноля, то самогальмування у зубчастій диференціальній передачі з такими параметрами неможливе.

Список літератури

1. *Малащенко В.О.* Класифікація способів і пристроїв керування процесом зміни швидкості у техніці / В.О. Малащенко, О.Р. Стрілець, В.М. Стрілець // Підйомно-транспортна техніка. – Одеса : 2015. – №1. – С. 70-78.
2. *Malashchenko V.* Metod and device for speed change by the epicyclice gear train with stepped-planet gear set / V. Malashchenko, O. Strilets, V. Strilets // RESEARCH WORKS OF AIR FORS INSTITUTE OF TECHOLOGY, Issue NO. 38, WARSZAVA, 2016г., s.13-19.
3. *Вавилов А.В.* Совершенствование трансмиссий дорожных машин для повышения их конкурентоспособности и обеспечения импортозамещения / А.В. Вавилов, В.О. Малащенко, О.Р. Стрилец, В.М. Стрелец // Научно-производственный журнал «Автомобильные дороги и мосты». – Минск : 2016. – №4 (24). – С.65…-74.
4. *Кожевников С.Н.* Теория механизмов и машин / С.Н. Кожевников. – М. : Машиностроение, 1969. – 584 с.
5. *Стрілець О.Р.* Керування змінами швидкості за допомогою зубчастої диференціальної передачі через епіцикл / О.Р. Стрілець // Науковий журнал «Вісник Тернопільського національного технічного університету імені Івана Пулюя». – № 4 (80). – Тернопіль: ТНТУ, 2015. – С. 129...135.

УДК 621.86.01-027.28

Малащенко В.О.[1], д.т.н., проф., Федик В.В.[2], к.т.н., викл., Зазуляк М.І.[1], студ.

1 – Національний університет „Львівська політехніка”, м. Львів, Україна
2 – Дрогобицький коледж нафти і газу, м. Дрогобич, Україна

АНАЛІЗ КОВЗАННЯ У ЗАЧЕПЛЕННІ ВЕЛИКО МОДУЛЬНИХ ЗУБЧАСТИХ ПЕРЕДАЧ

Постановка проблеми. Загальновідомо, що термін роботи зубчастих передач загального машинобудування залежить у певній мірі від матеріалів та термообробки коліс, швидкостей обертання, стану робочих поверхонь, температури навколишнього середовища, рівномірного розподілення навантаження, конструктивного виконання тощо [1-7]. Більше того, у великогабаритних зубчастих передач (рис. 1,*а*) внаслідок великої висоти зубців виникають значні питомі ковзання робочих профілів одного відносно іншого. Зона чистого перекочування профілів зубців одного по другому займає незначну частину робочої лінії зачеплення. Це відбувається практично миттєво біля і у полюсі зачеплення. У значній більшості точок, що знаходяться на лінії зачеплення, колові швидкості робочих профілів зубців є різними за значенням і напрямом [8-10]. Тому, внаслідок цього у точках контакту виникає відносний рух, що приводить до появи швидкості ковзання, вектори яких направлені за спільною дотичною до спряжених евольвент, які проведені через точки доторкання профілів зубців (рис.1,*б*).

а *б*

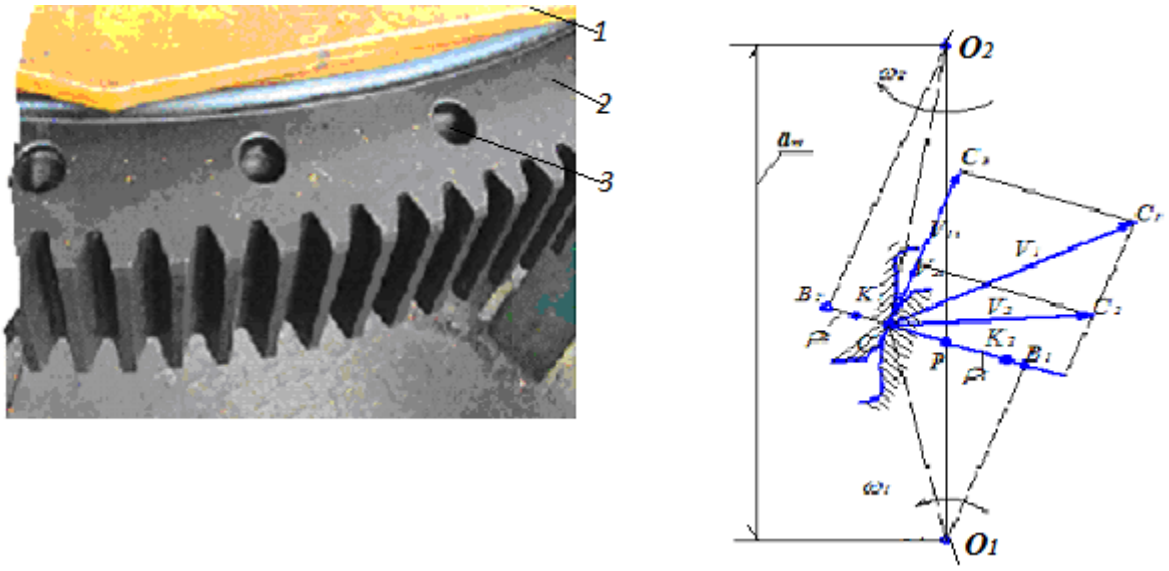


Рис. 1. Фрагмент составного великогабаритного колеса - *а*: 1 – маточина; 2 – сегмент составного зубчастого вінця колеса; 3 – отвори для з’єднувальних болтів, - *б* – схема швидкостей

Мета роботи полягає в проведенні аналізу процесу зачеплення великогабаритної зубчастої передачі з визначенням величини відносного ковзання робочих профілів зубців та розробки рекомендацій з його зменшення, що сприятиме збільшенню строку роботи великомасових механічних приводів.

Дослідження. Беручи до уваги базовий рис. 933 [1] та рис. 1,*б*, можна описати питоме ковзання у довільній точці зачеплення у загальному вигляді так

$$\varepsilon_{it} = V_k / V_{it}\ ;\ i = 1, 2, \text{ або маємо } \varepsilon_{it} = 1 - V_{2t} / V_{it}. \quad (1)$$

Виконуючи очевидне перетворювання, із загального рівняння (1) дістанемо значення питомого ковзання для:

- шестірні $$\varepsilon_{it} = \frac{\rho_{2t}\omega_2}{\rho_{1t}\omega_1} - 1 = \frac{\rho_{2t}}{\rho_{1t}u} - 1; \quad (2)$$

- колеса $$\varepsilon_{it} = \frac{\rho_{1t}\omega_1}{\rho_{2t}\omega_2} - 1 = \frac{\rho_{1t}u}{\rho_{2t}} - 1, \quad (3)$$

де ε_{it} і ε_{it} - питоме ковзання у довільній точці зачеплення; ρ_{1t} і ρ_{2t} - біжучі радіуси кривини профілів зубців.

Адекватність одержаних рівнянь (2) і (3) підтверджується тим, що в полюсі зачеплення колові швидкості шестірні та колеса рівні між собою і питомі ковзання дорівнюють нулю.

У роботі одержано також величини питомого ковзання у функції часток робочої лінії зачеплення шестірні та колеса:

- на головках шестірні - $\varepsilon_{it} = \dfrac{l_1(u+1)}{0{,}5d_1 \sin\alpha_t + l_1}$ і колеса - $\varepsilon_{jt} = \dfrac{l_2(u+1)}{0{,}5d_2 \sin\alpha_t + l_2}$; (4)

- на ніжках шестірні - $\varepsilon_{it} = \dfrac{l_1(u+1)}{0{,}5d_1 \sin\alpha_t - l_1}$ і колеса - $\varepsilon_{jt} = \dfrac{l_2(u+1)}{0{,}5d_2 \sin\alpha_t - l_2}$, (5)

де l_1 і l_2 – частки робочої лінії зачеплення шестірні та колеса;
u – передаточне відношення при напряму руху від шестірні до колеса; d_1 і d_2 – ділильні діаметри шестірні та колеса; α_t – кут зачеплення у торцевому перерізі коліс.

У свою чергу частки загальної лінії зачеплення змінюються за залежностями:

- шестірні $$l_1 = 0{,}5d_{01}(tg\alpha_{t1} - tg\alpha_{t2}); \quad (6)$$

- колеса $$l_2 = 0{,}5d_{02}(tg\alpha_{t1} - tg\alpha_{t2}), \quad (7)$$

де d_{01} і d_{02} – діаметри основних кіл шестірні та колеса; α_{t1} і α_{t2} – кути тиску на колах вершин зубців шестірні та колеса:

$$\cos\alpha_{t1} = d_{o1} / d_{a1}; \qquad \cos\alpha_{t2} = d_{o2} / d_{a2}. \quad (8)$$

Таблиця 1

Основні геометричні параметри великогабаритної передачі

Міжосьова відстань	мм	2490
Ширина зубчастого вінця: - шестірні - колеса	мм	 440 430
Кількість зубців: - шестірні - колеса	 - -	 29 220
Модуль зубців	мм	20
Ділильний діаметр шестірні	мм	580
Ділильний діаметр колеса	мм	4400

Кількісний аналіз проведено для зубчастої передачі з параметрами, що наведені в у табл. 1.

Для цього класу зубчастих передач важливим є знання величини питомого ковзання у точках переспряження робочих профілів зубців, нехай M_1 і M_2, що для однопарного зачеплення знаходяться на робочій лінії зачеплення та описуються так:

$$\varepsilon_{M1'} = \frac{(l_{os} - l_1)(u+1)}{u(0{,}5d_1 \sin\alpha_s - l_{os} + l_1)}. \qquad (9)$$

$$\varepsilon_{M2} = \frac{(l_{os} - l_2)(u+1)}{u(0{,}5d_2 \sin\alpha_s - l_{os} + l_2)}, \qquad (10)$$

де l_{os} - фіксована частка робочої лінії зачеплення.

Аналітичні вирази (2)…(10) мають суттєве практичне значення для визначення значення питомого ковзання у будь-якому відносному положенню зубців під час роботи передачі, що уможливлює наближення до вияснення дійсних причин інтенсивного спрацювання робочих профілів зубців. Цінність цих рівнянь підтверджується також тим, що їх можна застосувати до будь-якої зубчастої передачі, для якої необхідно знати тільки її конкретні геометричні параметри. Першою чергою це стосується великогабаритних передач, коли дуже гостро стоїть питання зменшення їх металомісткості та загальної ваги на етапі проектування.

Для підтвердження сказаного в роботі проведено кількісний аналіз питомого ковзання для великогабаритної передачі, що застосовується у приводі млина Ш – 12, з вихідними параметрами, які наведено в таблиці. Встановлено істотний вплив передаточного числа на величину питомого ковзання (рис. 2).

Із рис. 2 видно, що у разі $l_{os} = l_1$, точка M_1 збігається з точкою P – полюсом зчеплення і тоді чисельник рівняння (9) дорівнює нулю, що підтверджує відомі положення про те, що у полюсі зачеплення профілі зубців без ковзання перекочуються один відносно іншого. У цьому випадку графік питомого ковзання співпадає з горизонтальною віссю u (рис. 2).

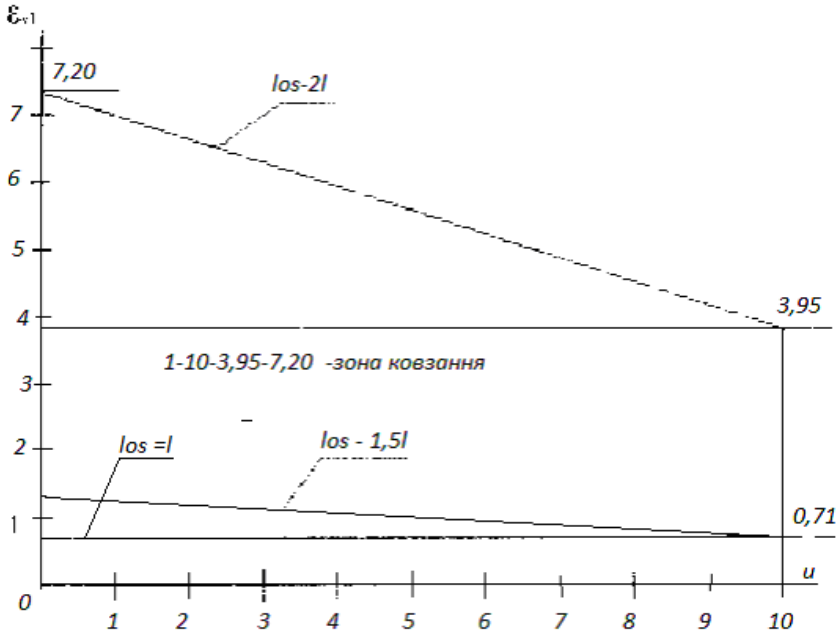


Рис. 2. Залежність питомого ковзання від передаточних відношень великогабаритних зубчастих передач для трьох випадків

Для випадків, після використання вихідних параметрів (див. табл. 1), рівняння (9) зводиться до вигляду:

$$\varepsilon_{м1}^{II} = 0.64\frac{u+1}{u} \quad \text{і} \quad \varepsilon_{м1}^{III} = 3{,}62\frac{u+1}{u}. \qquad (11)$$

Одержані результати підрахунків за рівняннями (11) для зручності практичного використання зведено в у табл. 2.

Таблиця 2

Отримані величини питомого ковзання

u	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$\frac{u+1}{u}$	2,00	1,50	1,34	1,24	1,20	1,166	1,143	1,125	1,111	1,100
$\varepsilon_{м1}^{II}$	1,28	0,96	0,85	0,80	0,77	0,74	0,73	0,72	0,71	0,70
$\varepsilon_{м1}^{III}$	7,2	5,43	4,85	4,36	4,32	4,22	4,13	4,07	4,02	3,96

Висновки:

1. За результатами кількісного аналізу доведено, що питоме ковзання великогабаритних зубчастих передач можна зменшити за рахунок збільшення передаточного відношення, але це веде до збільшення їх габаритів. Тому на практиці потрібно орієнтуватись на середні габарити і кількісно визначати питоме ковзання в зачепленні.

2. Зменшення питоме ковзання великогабаритних зубчастих передач можна здійснювати за рахунок відповідного їх корегування та застосування надійних способів мащення робочої зони профілів зубців.

Список літератури

1. *Добровольский В.А. Детали* машин. Теория, конструкция и расчеты / В.А. Добровольский//. – М.: ГНТИ машиностроительной литературы, 1945. – 815 с.
2. *Заблонский К.И. Зубчатые* передачи / К.И. Заблонський/. – Киев: Техника, 1977. – 208 с.
3. *Заблонский К.И. Детали* машин / К.И. Заблонський /. – К.: Вища школа, Главное изд. 1999. – 518 с.
4. *Кожевников С.Н. Теория* механизмов и машин / С.Н. Кожевников/. 4-е изд. – М.: Машиностроение, 1973. – 591 с.
5. *Кожевников С.Н. Механизмы*. Справочное пособие / С.Н. Кожевников, Я.И. Есипенко, Я.М. Раскин//.– М.: Машиностроение, 1976. –784с.
6. *Малащенко В.О. Деталі* машин. Підручник / В.О. Малащенко//. – Львів. Новий Світ – 2000, 2015. – 194 с.
7. *Малащенко В.О. Навантажувальна* здатність приводів великомасових систем, монографія/ В.О. Малащенко, Г.П. Куновський//. – Львів. Новий Світ – 2000, 2015. – 194 с.
8. *Малащенко В.О. Графічні* методи розрахунку деталей машин / В.О. Малащенко, В.М. Стрілець, О.Р. Стрілець //. – Рівне,. Видав. НУВГП, 2013. – 320 с.
9. *Малащенко В.О. Проектування* елементів механічного привода / В.О. Малащенко, В.В. Янків//. – Львів, Новий світ – 2000, 2011. – 256 с.
10. *Решетов Д.Н. Детали* машин / Д.Н. Решетов//. – М.: Машиностроение, 1989. – 496 с.

УДК 621.774.38

Поворотний В.В.[1], Рахманов С. Р.[1], Крышин С.М.[2], Вышинский В.Т.[2]

1 - Национальная металлургическая академия Украины
2 - ООО « НПФ «Восток Плюс»

КОМПЛЕКСНАЯ ДИНАМИКА РАБОЧЕЙ КЛЕТИ И МЕХАНИЗМА УДЕРЖАНИЯ ОПРАВКИ СТАНА ХПТ

Введение. возрастающие темпы производства труб на станах холодной пильгерной прокатки труб (ХПТ) влечет за собой ужесточение режимов функционирования, как основного, так и вспомогательного оборудования всей технологической линии.

Рабочая клеть, механизмы удержания оправки и поворотно-подающий комплекс, в силу сложившихся конструктивных особенностей, при реализации циклограммы требуемых технологических процессов холодной пильгерной прокатки труб в силовой линии стана ХПТ, являются наиболее нагруженными [1] .

Постановка задачи. Для формирования устойчивой геометрии труб, прокатываемых на стане ХПТ, кроме всего, практическое значение имеет стабильная динамика всего комплекса взаимосвязанного базового оборудования. Среди совокупности нагрузок, действующих на узлы стана ХПТ, наименее изученными являются значительные по величине циклические динамические нагрузки, вызываемые преимущественно взаимодействием трубы-заготовки с калиброванными валками и оправкой в периоды принудительной подачи порции металла в очаг деформации и движения рабочей клети. При этом принудительная подача прокатываемой трубы заготовки в очаг деформации вдоль оси прокатки обеспечивается комплексом поворотно - подающих механизмов.

Опыт эксплуатации отечественных станов ХПТ показывает, что при принудительной дробной подаче части трубы-заготовки в калибры стана (предусмотрена цикловая подача в очаг деформации) происходит определенное улучшение качества готовой трубы. Периоды прохождения стыка трубы – заготовки валками стана, помимо всего прочего, существенно осложнен тем, что заготовка, взаимодействуя с рабочими валками, одновременно контактирует с оправкой и стержневой системой механизма удержания оправки вдоль оси прокатки. Эти особые условия, наряду со всеми другими факторами, формируют начальные условия технологического процесса и влияют на сложное напряженно-деформированное состояние элементов рабочей клети и формирование геометрических размеров прокатываемой трубы, в целом вызывают нестационарную динамику всего оборудования стана ХПТ.

Цель работы. Стабилизация динамики рабочей клети и механизма удержания оправки стана ХПТ.

Метод решения задачи. Исследованию сложных процессов взаимодействия прокатываемой заготовки с валками и оправкой станов ХПТ посвящен ряд работ [1 – 4].

Нестационарное взаимосвязанное воздействие рабочей клети и интенсивность воздействия со стороны очага деформации на оправку, изменение во времени инертности системы и параметры жесткости механизма удержания оправки значительно усложняет описание динамических процессов (рис. 1).

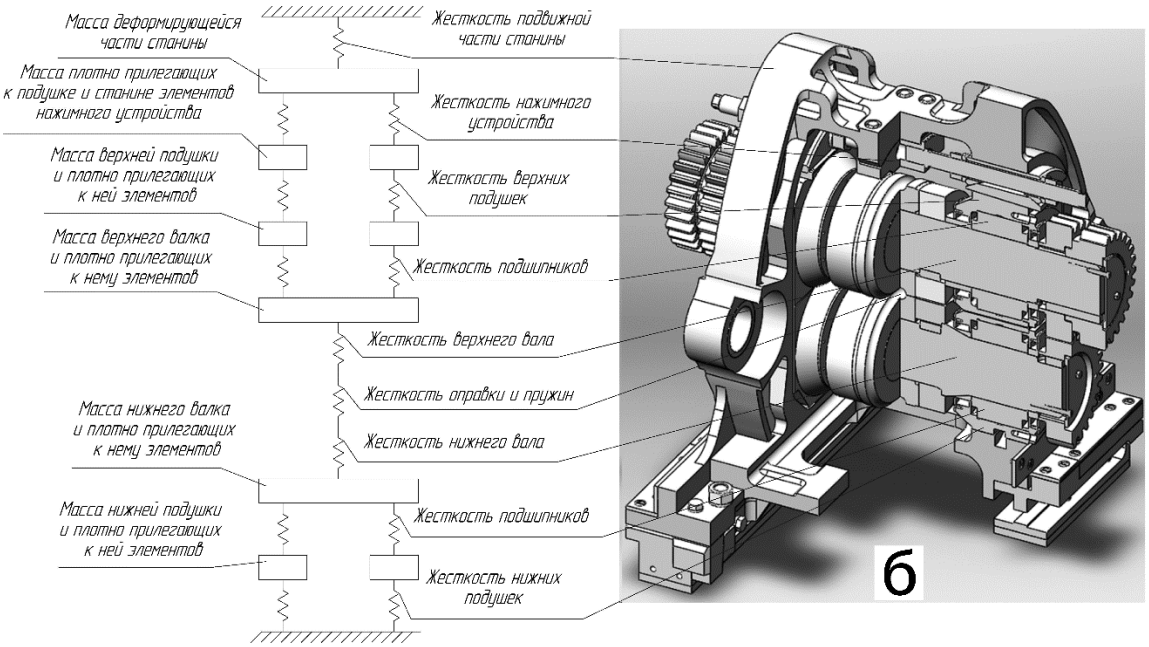


Рис. 1. Построение динамической модели рабочей клети стана ХПТ конструкции ООО «НПФ «Восток Плюс»

Решение поставленной задачи обуславливает некоторое уточнение расчетной схемы и дальнейшее развитие математической модели исследуемой системы «рабочая клеть-оправка-механизм удержания оправки», наиболее точно отражающей реальные процессы, происходящие в исходной механической системе стана ХПТ.

В настоящей работе в качестве объекта исследования комплексно рассмотрены развитые динамическая и математическая модели системы «труба заготовка – рабочая клеть – оправка – механизм удержания оправки» стана ХПТ.

Для исследования взаимодействия гильзы с валками рабочей клети, оправкой и стержневой системой механизма удержания оправки переходим к составлению математических моделей рассматриваемых систем.

Математические модели исходной механической системы стана ХПТ представляем в виде математических моделей взаимосвязанных подсистем: дифференциальных уравнений, описывающих поведение многомассовой модели элементов рабочей клети стана ХПТ, дифференциального уравнения, описывающего поведение модели стержня механизма удержания оправки.

Анализ результатов расчета и экспериментальных исследований станов ХПТ показывают, что дифференциальные уравнения с достаточно высокой степенью точности описывают вынужденные колебания элементов упругих подсистем рабочей клети станов ХПТ. Полученные данные адекватны с результатами исследований.

Далее переходим к исследованию продольных колебаний оправки в очаге деформации со стержнем механизма ее удержания.

В качестве расчетной схемы продольных колебаний оправки со стержнем механизма ее удержания оправки стана ХПТ примем стержень постоянного сечения с «шарнирными» опорами на концах. Переходим к решению уточненной задачи о вынужденных колебаниях оправки со стержневой системой механизма ее удержания со стороны линии подачи стана ТПА с учетом изменения во времени массы системы.

Для построения корректной математической модели системы и последующего анализа динамического состояния системы в процессе прокатки трубы-заготовки воспользуемся соответствующим дифференциальным уравнением продольного движения оправки со стержнем вдоль оси прокатки [2, 6].

В предположении того, что внутреннее трение в механической системе по сравнению с горизонтальной составляющей циклической технологической нагрузкой $F_0 \sin(\omega t)$ и нестационарными динамическими нагрузками незначительно, согласно [5, 6], приходим к дифференциальному уравнению продольного движения оправки со стержнем. Отметим, что переменность во времени погонной массы прокатываемой гильзы вызывает изменение инертности всего механизма удержания оправки, что во многом определяет характер развития нестационарных динамических процессов в механической системе.

Динамические процессы указывает на крайне неудовлетворительные условия функционирования стержневой системы механизма удержания оправки за время процесса прокатки трубы на стане ХПТ. Амплитуда вынужденных продольных колебаний оправки в пережиме валков рабочей клети превышает допустимые настроечные величины продольных перемещений оправки в очаге деформации. Отметим, что согласно калибровке и таблице прокатки, например, для стана ХПТ 32 настроечная величина статических продольных перемещений составляет не более 4 мм. При действии реактивной силы соответственно меняется нестационарное поведение системы «трубная заготовка–оправка–стержневая система механизма удержания оправки». При этом максимумы коэффициента динамичности становятся противоположными тем, что были ранее получены для аналогичных моделей без учёта реактивной силы [3, 8].

Анализ результатов комплексного расчета динамики станов ХПТ указывает, что составленные математические модели достоверно описывают нестационарные динамические явления в системе «рабочая клеть – оправка – стержневая система механизма удержания оправки». Амплитудно-частотные характеристики динамических процессов при продольных колебаниях системы за время реализации всего технологического процесса прокатки трубы – заготовки на станах ХПТ превышают допустимый уровень виброактивности для остальных механических систем [4-8].

Выводы

Уточнены расчетные схемы механических систем станов ХПТ и разработаны математические модели динамики системы «рабочая клеть – гильза (труба) – оправка – стержневая система механизма удержания оправки» в рамках принятых расчетных схем. Учтены переменность во времени массы прокатываемой трубы, характер изменения технологические нагрузки со стороны очага деформации, параметры упругости и диссипации элементов рабочей клети станов ХПТ и механизма удержания оправки. Представлены результаты численного решения дифференциальных уравнений колебаний элементов многомассовой модели упругих подсистем рабочей клети в вертикальной плоскости и продольные колебания механизма удержания оправки. Это позволило в комплексе оценить амплитудно – частотные характеристики рабочей клети стана и продольные перемещения самой оправки в очаге деформации с учетом изменения во времени массы прокатываемой гильзы. При этом реактивная сила и другие инертные характеристики системы оказывают существенное влияние на качество прокатываемых труб. Установлено, что назначение технологических процессов прокатки трубы-заготовки необходимо осуществить, путем комплексного математического моделирования динамики рабочей клети и исследования продольных колебаний механизма удержания оправки. Это позволяет расчетным путем установить рациональные режимы прокатки с учетом прогнозируемых показателей качества выпускаемых труб и величины допустимого уровня динамичности системы. Расчеты и результаты УЗК готовых труб показывают идентичность полученных результатов. Например, при прокатке труб диаметром 19х1,55, материал

– 12Х18Н10Т, устойчивый процесс прокатки трубы на стане ХПТ 32 может быть достигнуть исключительно, после комплексной модернизацией базовых механизмов стана.

Список литературы

1. *Данченко В.Н. Технология* трубного производства. Учебник для вузов. /В.Н. Данченко, А.П. Коликов, Б.А. Романцев, С.В. Самусев //. – М.: Интермет - Инжиниринг, 2002. – 640 с.
2. *Рахманов С.Р. Комплексное* исследование напряженно-деформированного состояния рабочей клети стана холодной пильгерной прокатки труб/ С.Р.Рахманов, В.Т. Вышинский, В. В. Поворотний, Д.А. Кулык // Журнал Сталь, 2016, №7. С 64 – 67
3. *Бессонов А.П. Основы* динамики механизмов с переменной массой звеньев. – М.: Наука, 1967. – 279 с.
4. *Cveticanin L. Dynamics* of Machines with Variable Mass/ L. Cveticanin. Taylor & Francis Ltd, – 1998. – 300 p
5. *Ольшанский В. П. Моделирование* колебаний осциллятора линейно-переменной массы при импульсном нагружении / В.П. Ольшанский, С.В. Ольшанский // Вісник НТУ “ХПІ”: Математичне моделювання в техніці та технологіях, 2013, № 37(2010). – С. 125-130
6. *Кожевников С.Н. Модернизация* стана холодной прокатки /С.Н.Кожевников, А.С. Ткаченко, Г.И. Хаустов //Вестник машиностроения, 1984.-№ 4. С. 62-65.
7. *Фролов В.Ф. Холодная* пильгерная прокатка труб /В.Ф. Фролов, В.Н. Данченко, Я.В. Фролов// - Днепропетровск: Пороги, 2005. - 255 с.
8. *Рахманов С.Р.. Динамика* механизма удержания оправки стана холодной прокатки труб/ С.Р. Рахманов, С.С. Зданевич, В.В. Поворотний // Вибрация в технике и технологиях. Всукр. науч.-тех. журнал. – Винница, 2016. №3(83). С. 149 – 155

УДК 621.771.06.5

Вышинский В.Т.[1], Рахманов С.Р.[1], Прохоренко Д.А.[1], Орещенко В.Ф.[2], Лысенко А.В.[2]

1 - Национальная металлургическая академия Украины
2 - ООО НПФ «Восток Плюс»

НЕРАВНОМЕРНОСТЬ ДВИЖЕНИЯ ГЛАВНОЙ СИЛОВОЙ ЛИНИИИ СТАНА ХОЛОДНОЙ ПРОКАТКИ ТРУБ РОЛИКАМИ

Интенсификация процесса холодной пильгерной прокатки труб сопровождается повышением скоростей и силовых воздействий на обрабатываемое изделие. Эта тенденция неизбежно выдвигают новые, более жесткие требования к станам холодной прокатки труб. Изучение особенностей функционирования главной силовой линии станов холодной прокатки труб роликами (ХПТР), установление влияния динамических параметров системы на формирование нагрузок при стационарных, неустановившихся и переходных процессах позволяет подобрать такое их сочетание, чтобы избыточные нагрузки не выходили за пределы, допускаемые заданной долговечностью для данного типа машин [1,2].

Действительные величины и характер изменения динамических нагрузок в трансмиссии стана ХПТР с учетом истинного движения рабочей клети устанавливаются на основании проведения исследований при широком варьировании параметров механизмов силовой линии и воздействий со стороны очага деформации. Силовая линия стана ХПТР включает: электродвигатель 1; ременную передачу 2; кривошипные колеса 3; шатуны привода рабочей клети 4; рабочую клеть 5 (роликовая либо валковая); распределительно-подающий механизм 6; патрон поворота и подачи заготовки 7; передний патрон поворота готовой трубы 8, патрон стержня оправки 9; винт патрона подачи10 (рис. 1). Необходимость повышения надежности и долговечности элементов силовой линии обусловило большую детализацию расчетной схемы, развития основ расчета и разработки способов устранения действия избыточных динамических нагрузок. Это позволило выявить особенности воздействия инерционных

нагрузок от подвижных масс шатунов и рабочей клети стана ХПТР на звенья силовой линии стана и обосновать возможность сведения к минимуму динамических нагрузок, например, инерционных сил. Решение задачи по обоснованию установки уравновешивающих и выравнивающих устройств с рациональными параметрами, исключающих передачу инерционных нагрузок на элементы главного привода стана ХПТР может быть реализовано на основании детального анализа закономерностей функционирования сложной континуальной механической системы. Опытом эксплуатации большинства отечественных и зарубежных станов ХПТ установлено, что при широком использовании уравновешивающих и различных выравнивающих устройств повысилась производительность, долговечность отдельных ее элементов. Однако дальнейшие исследования показали, что уравновешивание подвижных масс главной силовой линии станов ХПТ оказалось неполным. Данные вопросы потребовали проведения исследований силовой линии стана ХПТР 15-30.

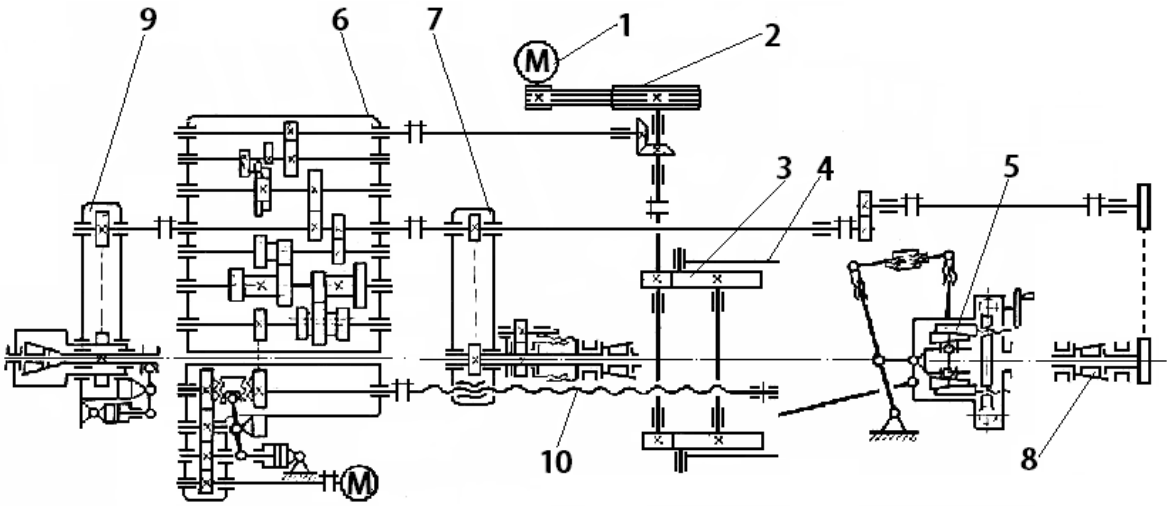


Рис.1. Кинематическая схема стана ХПТР 15-30 конструкции АКХ «ВНИИМЕТМАШ»

Цель работы. Разработка инженерной методики расчета неравномерности хода стана ХПТР, на основе которого производится выбор выравнивающего устройства и проектирование стана с рациональной компоновкой взаимодействующих элементов.

Анализ литературных источников. Известна методика определения неравномерности движения элементов главной силовой линии стана ХПТ, как жесткого целого, которая в исходной постановке изложена М.И. Гриншпуном и В.И. Соколовским в монографии [2]. Данное направление в дальнейшем развито С.Н. Кожевниковым, А.С. Ткаченко и их учениками в ряде работ [3, 4], посвященных исследованию динамики станов ХПТ. Как показано в работах [5, 6, 7], неравномерность хода элементов главной силовой линии, например стана ХПТР 15-30, достигает 18-20%, что далеко не соответствует проектным режимам функционирования рассматриваемой механической системы. Проявление этих динамических эффектов не позволяет вывести стан ХПТР 15-30 на проектный (паспортный) режим работы.

Метод решения задачи. Предложена уточненная методика определения неравномерности движения элементов главной силовой линии стана ХПТР, в которой учтены недостатки предыдущих исследований [2, 3, 5]. Поскольку параметры выбранной многомассовой динамической модели механической системы различным образом влияют на неравномерность движения звеньев главной силовой линии стана, то для учета этого влияния была детально проанализирована техническая документация основных элементов стана ХПТР 15-30. Рассмотрены базовые элементы силовой линии стана от рабочей клети до приводного вала поворотно-подающего механизма и определены их динамические характеристики:

моменты инерции масс и жесткости межмассовых механических связей. Механическая система стана представлена в уточненном виде как многомассовая (семь масс) рядная система. Далее проведено исследование неравномерности её хода сначала по известной методике [2], а затем в последующем приближении, позволившее оценить влияние каждого в отдельности взятого элемента системы.

По результатам этих исследований был обоснован комплекс мероприятий по рациональному использованию механизмов уравновешивания, установки дополнительного маховика, изменения значения момента инерции муфты-тормоза и регулирования жесткости упругих элементов линии стана.

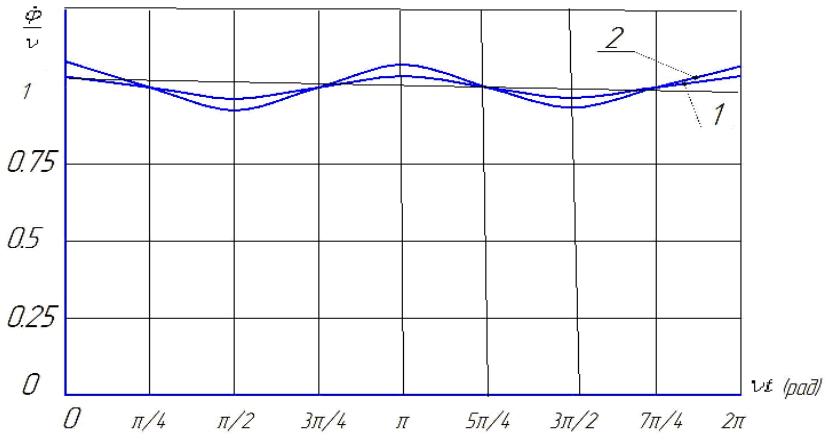


Рис. 2. Изменение относительной величины угловой скорости вращения главной силовой линии стана ХПТР 15-30 за цикл прокатки: 1 – по методике В. И. Соколовского [2]; 2 – по уточненной методике с учетом параметров электромеханической системы

Достоверность полученных результатов подтверждена результатами экспериментальных исследований силовой линии стана ХПТР 15-30 [5] и представлена на осциллограммах изменения частоты вращения базовых элементов главной силовой линии стана ХПТ 15-30 за несколько циклов прокатки.

Следует подчеркнуть, что вследствие наличия упругих промежуточных звеньев в главной силовой линии стана ХПТР 15-30 угловые скорости масс цепи силовой линии стана в каждый момент времени отличаются друг от друга. Причем неравномерность вращения элементов на валу двигателя главного привода стана примерно совпадает с неравномерностью вращения главной линии как абсолютно твердого целого и составляет 18,9% от средней скорости вращения привода при номинальном режиме работы стана (80 дв.х./мин). Неравномерность вращения элементов главной силовой линии стана ХПТР 15-30, со стороны которой приложен возмущающий момент, несколько меньше и составляет 11,2%. Неравномерность вращения масс с постоянным моментом инерции ведомого звена составляет 13,8%. Следует отметить что пока двигатель работает на естественной механической характеристике неравномерность движения стана сравнительно небольшая. Она возрастает при других режимах работы системы (например, при 180 … 240 дв. х./мин, когда электродвигатель работает на искусственных механических характеристиках).

Математическое моделирование динамических процессов показывает, что снижение избыточной нагрузки на главный привод может быть достигнуто путем незначительного переуравновешивания (на 12%).

Эти результаты были использованы при модернизации стана ХПТР 15-30 в условиях ООО «МЕДСПЕЦТРУБ». При этом существенно уменьшилась материалоёмкость агрегата, повысилась его производительность за счет повышения темпов работы (рис. 3).

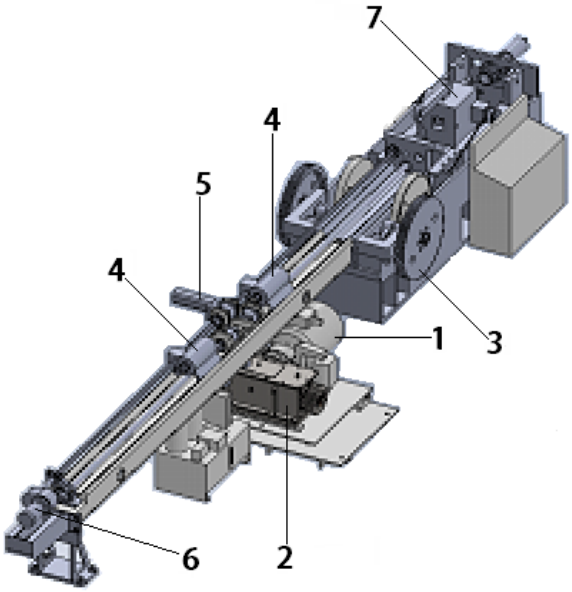


Рис.3. Стан ХПТР 15-30, модернизированный ООО «НПФ «Восток Плюс» в условиях ООО «МЕДСПЕЦТРУБ»
1 – электродвигатель; 2 – конический редуктор; 3 – шкив КРП; 4 – патрон поворота и подачи трубы заготовки; 5 – сервопривод патронов; 6 – патрон стержня оправки; 7 – рабочая клеть (роликовая или валковая)

Для реализации рациональных режимов работы механизма возвратно-поступательного движения клети претерпели изменения элементы линии главного привода. Так односторонняя схема передачи вращательного движения от двигателя на кривошипные колёса трансформирована в двухстороннюю – симметричную. При этом валу шкивов 3 обеспечена возможность продольного вдоль его оси перемещения [8], что позволяет нивелировать проявления пагубных для протекания холоднопильгерного процесса галопирования и рыскания рабочей клети, обуславливаемые неизбежной разницей линейных размеров шатунов спаренного кривошипно-ползунного механизма.

Список литературы

1. *Кожевников С.Н. Теория* механизмов и машин. Учебное пособие. М:, «Машиностроение», 1969. – 584 с.
2. *Гриншпун М.И.,* Соколовский В.И. *Станы* холодной прокатки труб/ М.И. Гриншпун, В.И. Соколовский// М., «Машиностроение», 1967. – 239 с.
3. *Кожевников С.Н. Модернизация* стана холодной прокатки /С.Н.Кожевников, А.С. Ткаченко, Г.И. Хаустов //Вестник машиностроения, 1984.-№ 4. С. 62-65.
4. *Кожевников С.Н. Динамика* нестационарных процессов в машинах. – Киев: Наукова думка, 1986. – 288 с.
5. *Ткаченко А.С. Исследование* статически определимого привода клети стана холодной прокатки труб /А.С. Ткаченко, Р.П. Ермакович, Г.Э. Гохберг, В.Т. Вышинский, И.В. Мураш //Металлург.–1970.–№8. – С 44 – 45.
6. *Рахманов С.Р. Некоторые* вопросы формирования неравномерности хода главного привода силовой линии стана ХПТ/ С.Р. Рахманов, В.Т. Вышинский, Л.А. Морозова, В.В. Поворотний, Д.А. Прохоронко//Вибрации в технике и технологиях. – 2016. Вып.№1(81) – С.97-104.
7. *Рахманов С.Р. Исследование* неравномерности хода главной силовой линии стана ХПТ/ С.Р. Рахманов, В.Т. Вышинский, Л.А. Морозова, В.В. Поворотний, А.В. Силич//Металлургическая и горнорудная промышленность – 2016. №1 – С. 92 –98.
8. Патент. на корисну модель № 104223 *Привідний* механізм стану холодної прокатки труб / *Вишинський В.Т.*, Рахманов С.Р., Поворотній В.В. (Україна) НМетАУ. – Патент опубл: 25.01.2016 Бюл. №2/2016.

УДК 621.777.01

Вышинский В.Т., к.т.н., доц., Матлахов А.М., студент

Национальная металлургическая академия Украины

РЕШЕНИЕ ЗАДАЧИ УРАВНОВЕШИВАНИЯ СИЛ ИНЕРЦИИ КШМ СТАНА ХОЛОДНОГО ПИЛЬГЕРОВАНИЯ

Холоднопильгерный процесс, предназначенный для изготовления бесшовных трубчатых изделий с высокими потребительскими свойствами, развивается в тесной связи с совершенствованием системы машин, его реализующих. Главенствующее значение в этой цепи принадлежит сдвоенному кривошипно-шатунному механизму (КШМ), реализующему возвратно-поступательное (пилигримовое) перемещение клети, формирующей мгновенные очаги деформации.

Энергозатраты, качественные показатели, производительность существенно зависят от четкости и надежности функционирования КШМ, которые в огромной степени определяются не только технологическими нагрузками, но и дополнительными динамическими нагрузками от сил инерции звеньев, возникающих при движении механизма. Динамические нагрузки являются источниками дополнительных сил трения в кинематических парах, вибраций в звеньях и фундаменте, дополнительных напряжений в отдельных звеньях механизма, причиной шума и т. д.

Так при исследовании особенностей функционирования станов ХПТ в условиях производства труб из высококачественных сталей было выявлено, что уже при темпе работы 40…50 циклов в минуту уровень нагружения шатунов, обусловленный инерционными нагрузками, начинает превышать уровень технологической составляющей; а на крейсерских режимах (90…120 дв. ход/мин) влияние технологической нагрузки на напряжения в шатунах практически не видны.

Поэтому при проектировании новых или модернизации существующих механизмов часто ставится задача о рациональном подборе масс звеньев, обеспечивающем полное или частичное погашение указанных динамических нагрузок. В классической постановке эта задача носит название задачи об уравновешивании масс механизма. Задача уравновешивания сил инерции звеньев обычно разделена на две самостоятельные задачи: задачу об уравновешивании динамических нагрузок на фундамент и задачу об уравновешивании динамических нагрузок в кинематических парах.

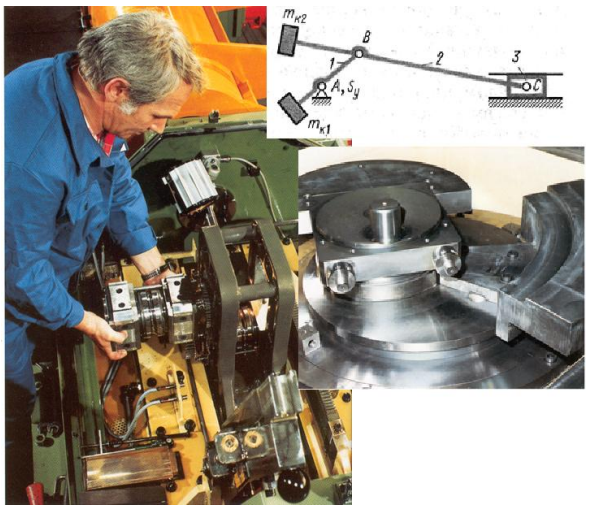


Рис. 1. Полное статическое уравновешивание кривошипно-ползунного механизма

Применительно к станам ХПТ особо актуальной является вторая задача, решение которой обеспечивает рост производительности агрегатов за счёт повышения темпов работы до уровня формирования в мгновенных очагах деформации условий тёплой прокатки (350…450 дв. ход/мин).

Статически уравновесить кривошипно-ползунный механизм можно двумя противовесами (рис. 1). Однако установка противовеса $m_{к2}$ на шатуне *2* сильно удлиняет его, а вместе с тем и увеличивает

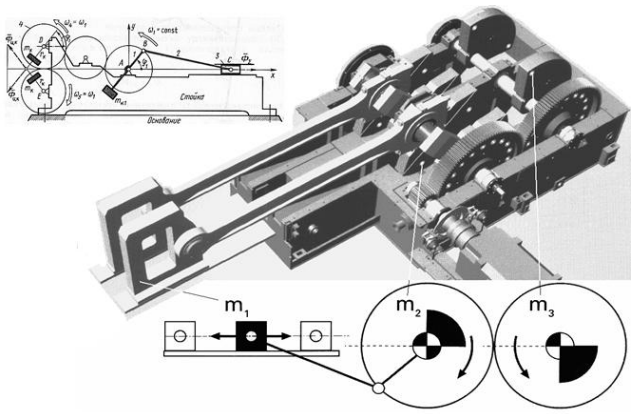


Рис. 2 Частичное статическое уравновешивание кривошипно-ползунного механизма

габариты механизма. Поэтому такое решение конструктивно неудачно и в инженерной практике редко применяется, хотя констуктора фирмы Маннесманн Меер (Германия) применили это решение на станах малых типоразмеров за счёт использования механизма Латира. Существенным недостатком единственно возможного варианта статического уравновешивания кривошипно-ползунного механизма является как значительное увеличение веса звеньев, так и увеличение нагружения шарниров, соединяющих кривошип с ползуном (клетью стана ХПТ), главной задачей которых является передача силового потока, обусловленного технологическими нагрузками.

Обычно кривошипно-ползунный механизм статически уравновешивается только одним противовесом, размещаемом на звене *1*. Но в этом случае статическое уравновешивание будет уже не полным, а частичным. Применительно к станам ХПТ используют одно из частных решений статического уравновешивания горизонтального кривошипно-ползунного механизма (рис. 2) направленного на устранение динамического воздействия на основание, но только в вертикальном направлении. Такое решение и другие используется в станах больших типоразмеров с большими массами клети (от 2 до 50 тонн).

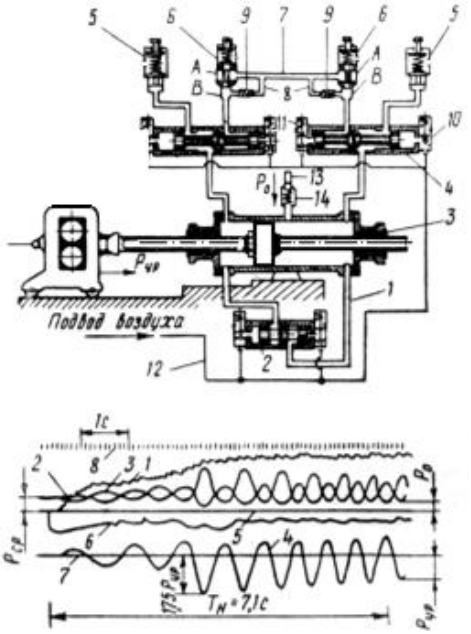


Рис. 3 Пневматическое уравновешивание сил инерции стана холодной прокатки труб

Полной статической уравновешенности можно добиться и без размещения противовесов, если спроектировать так называемый самоуравновешенный механизм. Примером такого механизма является сдвоенный кривошипно-ползунный, используемый для мотоциклетных и других двигателей внутреннего сгорания.

Дальнейшее развитие конструктивного решения об использовании присоединяемых механизмов успешно применено С.Н. Кожевниковым и его учениками на станах ХПТ в виде устройства пневматического уравновешивания сил инерции масс клети (ПУУ) при их модернизации, а затем было внедрено на станах, выпускавшихся ЭЗТМ. При этом оказалось возможным решение задач не только увеличения производительности за счёт существенного повышения темпов работы оборудования, но и качественных характеристик протекания холоднопильгерного процесса.

В настоящее время в отечественном и зарубежном машиностроении всё чаще применяют программные устройства, предназначенные для уравновешивания избыточных сил и моментов цикловых машин. Ставится задача нахождения рациональных конструктивных решений по нейтрализации не только сил инерции значительных маховых масс, совершающих сложные движения, но и их моментов.

УДК 620.169.2

Вдовин В.Д., к.т.н., доц.

Национальная металлургическая академия Украины

ПРОГНОЗ ВЕРОЯТНОСТНОГО ПОЛЯ УСТАЛОСТНОЙ КРИВОЙ ПО ДАННЫМ О СРЕДИННОЙ КРИВОЙ УСТАЛОСТИ

Переменные и динамические нагрузки вызывают усталостные поломки деталей машин. Поломки от усталости металла являются одной из основных причин выхода из строя машин и конструкций. Для оценки усталостной прочности деталей и материалов проводят разнообразные тестовые испытания. Мы обратили внимание на ускоренные испытания с нарастающей нагрузкой. Здесь показаны предложенные нами Методы расчета предела выносливости при ускоренных испытаниях со ступенчатым и бесступенчатым нагружением. Они упрощают процесс выборочного Контроля предела выносливости. Методы можно рекомендовать для Оценки предела выносливости и Прогноза поведения детали при высоких нагрузках.

При испытаниях с нарастанием нагрузки деталь выдерживает нагрузки различных уровней, так , как часто и бывает в реальных условиях. Современные машины для оценки усталостных свойств, способны изменять нагрузку либо ступенчато, либо непрерывно. Поэтому мы предложили два Метода расчета предела выносливости, при ступенчатом и бесступенчатом нагружении [1, 2]. Оба Метода описаны единой зависимостью:

$$\sigma_r = \sigma 1 + K \cdot \log\left(\sum \frac{n_i}{N_i} \right) \qquad (1)$$

В формулу расчета предела выносливости входят: напряжение начала испытаний Ȯ1 (рекомендовано взять равным ожидаемому значению предела выносливости), угол наклона усталостной кривой в полулогарифмических координатах K и логарифм суммы накопленных повреждений, полученных в результате испытаний.

Формулы для расчета суммы накопленных повреждений при испытаниях со ступенчатым и бесступенчатым нагружением подобны, но отличаются переменными, характерными для этих испытаний. Формулы подробно описаны в цитируемых публикациях, приведены примеры расчета, все это показано и в цитируемой ниже книге.

Для варианта со ступенчатым нагружением [1] $$\sum \frac{n_i}{N_i} = \frac{n_i}{N_i} \cdot \left[\frac{10^{B \cdot m} - 1}{10^B - 1} \right] \qquad (2).$$

Для варианта с бесступенчатым нагружением [2] $$\sum \frac{n_i}{N_i} = \frac{(10^{\alpha \cdot \frac{N_{\max}}{K}} - 1)}{N1 \cdot \alpha \cdot \frac{\ln(10)}{K}} \qquad (3).$$

В первом варианте учена величина приращения загрузки на ступени и количество ступеней наработки до разрушения детали, во втором – скорость нарастания загрузки и количество циклов до разрушения N_{max}

Таким образом определились Методы выборочного Контроля предела выносливости по результатам испытания одного изделия. Преимущества разработанных Методов перед существовавшем в то время ГОСТ 19533-74 приведены в публикациях [3, 4]. Это и выполнение 2-х операций вместо 65-и, и отсутствие графических построений при той-же точности контроля.

Графически, процесс испытаний показан на рис.1

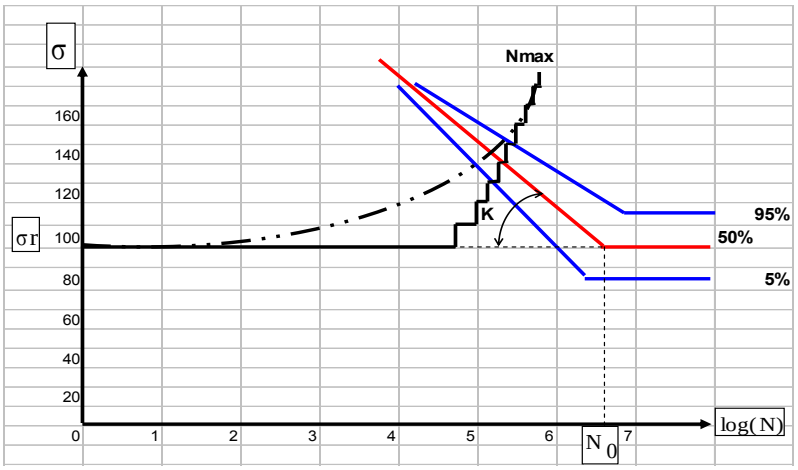


Рис.1 Характер нагружения со ступенчатым или бесступенчатым нарастанием нагрузки в изделии при ускоренном определении предела выносливости.

На рисунке показаны опорные усталостные кривые 5% и 95 % вероятности разрушения при ускоренном определении предела выносливости по методу Локати (цитируемый ГОСТ) и кривая 50% вероятности при определении по методам [1] и [2].

При определенных условиях разработанные методы подходят для Оценки, и даже Прогноза разброса значений результатов усталостных испытаний. Прогноз стал возможен после найденной нами зависимости наработки детали до разрушения при испытаниях в режиме увеличивающейся нагрузки от параметров усталостной кривой изделия [5].

Выражение для расчета наработки при ускоренных усталостных испытаниях со ступенчатым нарастанием нагрузки имеет вид:

$$\mathrm{Nmax} = \frac{K \cdot \log}{a}\left[1 + N1 \cdot \left[(10^{\frac{\Delta\sigma}{K}} - 1)\right] \cdot \frac{10^{\frac{(\sigma_r - \sigma 1)}{K}}}{ni}\right] \quad (4),$$

Аналогично для испытаний с бесступенчатым нагружением:

$$\mathrm{Nmax} = \frac{K}{a} \cdot \log\left[1 + N1 \cdot \frac{a \cdot \ln(10) \cdot 10^{\frac{(\sigma r - \sigma 1)}{K}}}{K}\right] \quad (5).$$

Вывод этих формул и примеры их применения показаны в монографии [5]. Теперь, зная значение наработки до разрушения и предел выносливости, можно провести программный поиск кривых вероятностного поля. Последовательно, с заданным шагом, программа просмотрит уровни предполагаемых усталостных кривых этого поля с их значениями пределов выносливости, подставит последовательно различные варианты сочетаний углов наклона и точек перелома, рассчитает для каждого сочетания параметров наработку до разрушения и сравнит ее с исходной наработкой. Программа выделит такие сочетания параметров усталостных кривых, которые при подстановке в формулу наработки подтвердят, с определенным допуском, исходную наработку при разрушении образца. При сравнении

ставятся условия. Как вариант, например, в случае совпадения результатов расчета с исходной величиной наработки до разрушения (отклонения здесь заданы, допустим, в пределах +/- 5%), в матрице значений фиксируется то значение угла наклона усталостной кривой, которое привело к совпадению, при несовпадении - текущее значение точки перелома усталостной кривой, которая в это время примеряется к заданной наработке до разрушения изделия.

Результаты прогноза сравнили с натурными испытаниями при построении полной вероятностной кривой для литой стали 30Л станины и легированной 40ХН валка стана ХПТ. В экспериментах, проведенных Г.И.Толстиковым [6], для каждой стали использовали 30 образцов на 6 уровнях напряжений. В качестве исходных данных нами взяты табличные параметры кривых 50% вероятности разрушения этих сталей. Прогноз приведен на рис.3, сравнение параметров усталостных кривых приведено в таблице 1.

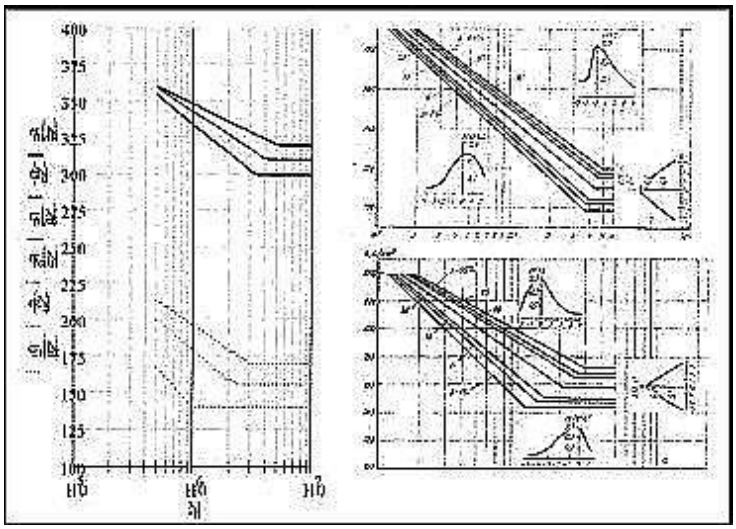


Рис. 2 Сравнение Прогноза и натурных испытаний образцов сталей 30Л и 40ХН

Таблица 1

Сравнение характеристик усталостных кривых различной вероятности разрушения по прогнозу и натурным испытания сталей 30Л и 40ХН

Характеристики усталостной прочности сталей		Предел выносливости (н/мм^2)		Угловой коэффициент (н/мм^2)		Точка перелома x 10^{-6}	
		[6]	автор[5]	[6]	автор[5]	[6]	автор[5]
30Л	99%	174	**170**	55	**55,0**	3,0	**3,0**
	50%	158	**155,0**	70	**70,6**	2,08	**2,2**
	1%	144	**140**	96	**90,0**	1,02	**1,0**
40ХН	99%	320	**320**	50	**40,0**	5,0	**5,1**
	50%	310	**310**	55	**53,2**	4,45	**4,23**
	1%	298	**300**	62	**66,4**	3,5	**3,3**

Кривые Прогноза не только удовлетворительно соответствуют кривым натурных испытаний, но и характер кривых Прогноза повторяет особенности натурных кривых.

По-сути, найден способ получения виртуального образа полей разброса характеристик выносливости детали при ускоренных усталостных испытаниях с нарастающей нагрузкой. Виртуальные поля разброса определяются по ограниченным сведениям о срединной усталостной кривой и ее отображению в виде наработки до разрушения. Полученные результаты дают возможность прогнозировать вероятностное поле разброса усталостных кривых в зависимости от материала детали, конструктивных особенностей и технологии изготовления. На рисунках, приведенных ниже, видны особенности поведения легированных сталей при высоких нагрузках.

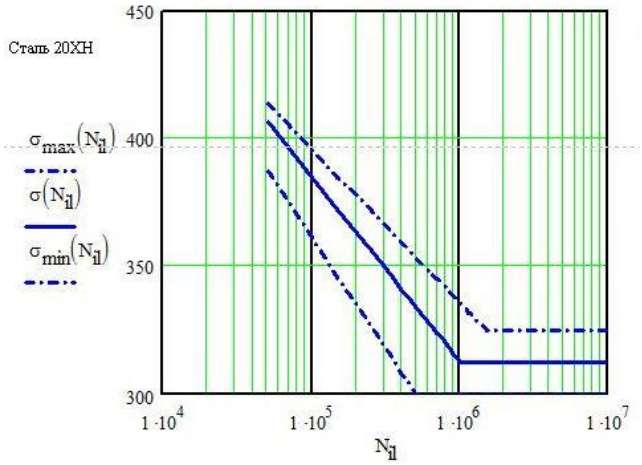


Рис.3 Прогноз для стали 20ХН

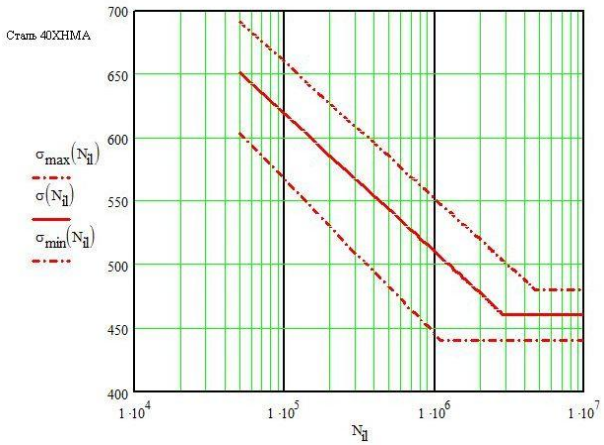


Рис.4 Прогноз для стали 40ХНМА

Такие прогнозы могут подсказать поведение детали при высоких нагрузках, помогут в выборе материалов, конструкций и методов их упрочнения.

Список литературы

1. Вдовин В.Д., Гребеник В.М. "Метод расчета предела выносливости при испытании ступенчато-увеличивающейся нагрузкой". "Известия вузов. Машиностроение" , №12, 1974г.
2. Вдовин В.Д., Гребеник В.М. "Расчет предела выносливости при испытании с бесступенчатым увеличением нагрузки". "Известия вузов. Машиностроение" №6, 1975г.
3. Вдовин В.Д., Гребеник В.М. О методе определения предела выносливости при испытании со ступенчатым нагружением, Проблемы прочности, (1977) №10, с.114-118.
4. V.D. Vdovin, V.M. Grebenik A method of determining the fatigue limit in testswith step-by-step loading. http://link.springer.com/article/10.1007%2FBF01528923#page-1
5. В. Вдовин. Новые возможности ускоренных испытаний с нарастающей нагрузкой.

УДК 001 (09)+62 (09)

Сокол Г.И., д.т.н., проф., Никифорова Е.В., инженер, к.и.н.

Днепропетровский национальный университет имени Олеся Гончара, Украина

УЧИТЕЛЬ И УЧЕНИК. ТЕОРИЯ КОЛЕБАНИЙ В РАБОТАХ ПРОФЕССОРОВ С.Н. КОЖЕВНИКОВЫМ И И.К. КОСЬКО

Введение. Усовершенствование конструкции машин и механизмов, повышение прочности, увеличение мощностей машин, скоростей движения, обеспечение устойчивости и управляемости – область, которая стала актуальной в XX веке. Этими вопросами занимался широко известный с то время ученый Сергей Николаевич Кожевников, а с начала 50-х готов и его ученик Игорь Константинович Косько.

Целью настоящей работы стал анализ научной деятельности профессоров С.Н. Кожевникова и И.К. Косько.

Основная часть.

С.Н. Кожевников родился 23 сентября 1906г. в г. Екатеринославе в семье рабочего Брянского металлургического завода [1]. Сфера научных интересов и активной творческой деятельности С.Н. Кожевникова была весьма обширна, она охватывала различные направления механики машин, но все же наибольший интерес вызывали вопросы динамики. Именно в этой области Сергей Николаевич достиг наиболее выдающихся фундаментальных результатов. Символично, что последняя его монография «Динамика нестационарных процессов в машинах» явилась завершением многолетнего цикла исследований по динамике машинных агрегатов при переходных и нестационарных процессах.

Н.С. Кожевников был не только гениальным ученым, но и талантливым учителем, вырастившим большой коллектив учеников и последователей. Одним из его учеников стал И.К. Косько.

Доктор технических наук, профессор Игорь Константинович Косько родился 18 июня 1918 года. Профессор И. К. Косько является крупным ученым Приднепровского региона. Его научная деятельность началась в Днепропетровском металлургическом институте (ныне Национальная Металлургическая Академия Украины). Результатом явилась защита кандидатской диссертации «Кинематические и динамические исследования механизмов в системе холодной прокатки тонкостенных труб» (1952 год), выполненной под руководством доктора технических наук, профессора Сергея Николаевича Кожевникова.

Все последующие годы жизни Игорь Константинович посвятил огромной научной и общественно-политической деятельности, которую он вел в Днепропетровском национальном университете на физико-техническом факультете. Он дважды руководил факультетом, будучи деканом (1956 – 1959г.г. и 1982 – 1985г.г.). Здесь он защитил диссертацию на соискание степени доктора технических наук (1971г.) и получил звание профессора. Научным консультантам при написании докторской диссертации был академик Генеральный Конструктор ГКБ «Южное» Михаил Кузьмич Янгель.

В дальнейшем научный потенциал и организаторские способности И. К. Косько позволили ему успешно развивать научные направления: «Динамика переходных процессов», «Анализ колебаний в многомассовых ракетных системах», «Биодинамика», «Исследования работы низкочастотных акустических систем и комплексов», «Интенсификация процесса выплавки металла в металлургических агрегатах посредством акустических воздействий» [2].

Развитию методов расчетов, разработанных С. Н. Кожевниковым в научном направлении «Динамика переходных процессов», были посвящены кандидатская и докторская диссертации профессора И. К. Косько.

В основе исследований, представленных в диссертациях И. К. Косько, лежат важные новые теоретические положения. Они позволили в разных областях техники, а именно в металлургии, в ракетной технике и в биомеханике применить уравнения, описывающие похожие между собой эффекты.

Значительный вклад в развитие науки и техники профессоров С. Н. Кожевников и И. К. Косько несомненно требует глубокого анализа. Проведем анализ статей, монографий, авторских свидетельств, патентов и представим его диаграммами (см. рис. 1, 2, 3, 4.). Диаграммы разработаны на основе данных, приведенных в [3]. Были учтены защищенные диссертации учеников профессора И. К. Косько.

Анализ диаграмм основан на теории пассионариев, которую развила кандидат исторических наук И. В. Федоренко в [4]. Эта теория применена в анализе результатов развития научной школы профессора Н. Ф. Герасюты. Методика вполне адекватна и к результатам научной деятельности профессоров С. Н. Кожевникова и И. К. Косько. Наблюдается рост числа публикаций, соответствующих развитию научной деятельности.

Следует отметить, что существенную роль в научном творчестве учителя и ученика сыграли внешние и внутренние факторы. К внешним факторам относятся: 1) финансирование, 2) мирное время или война, разруха и спад в экономике государства; 3) количество разрабатываемых тем, привлечение к выполнению государственных и местных заказов. К внутренним фактором можно отнести: 1) работоспособность ученого, связанная с состоянием его здоровья; 2) особенности характера: коммуникабельность с людьми, начальством и подчиненными, уважение окружающих; 3) акценты в работе: возможность переключения деятельности с научной на административную (декан, заведующий кафедры и т.д.) или общественную деятельность (фонд мира, партийные организации, комсомол и т.д.).

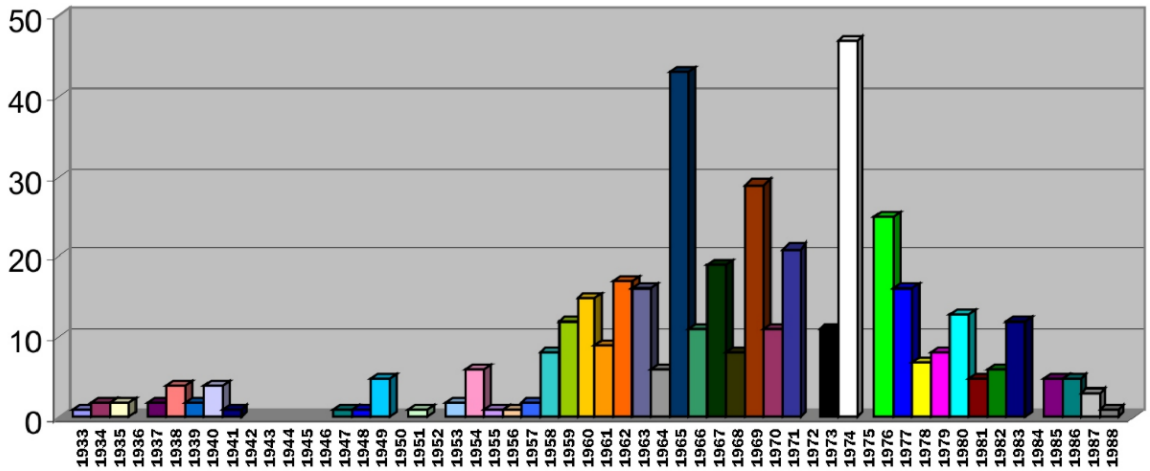


Рис. 1. Динамика числа публикаций С. Н. Кожевникова

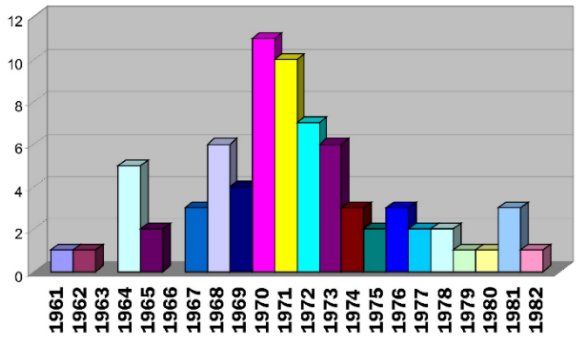


Рис. 2. Динамика роста количества авторских свидетельств С. Н. Кожевникова

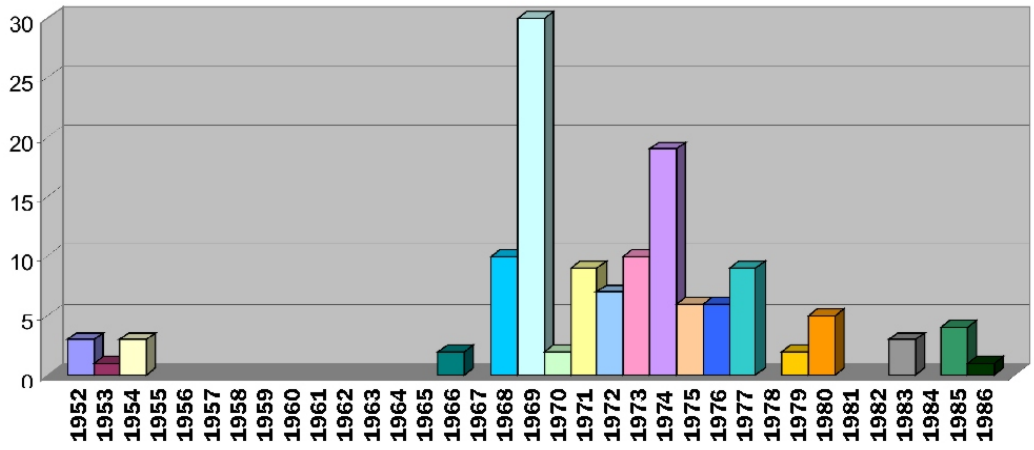


Рис. 3. Динамика числа публикаций И. К. Косько

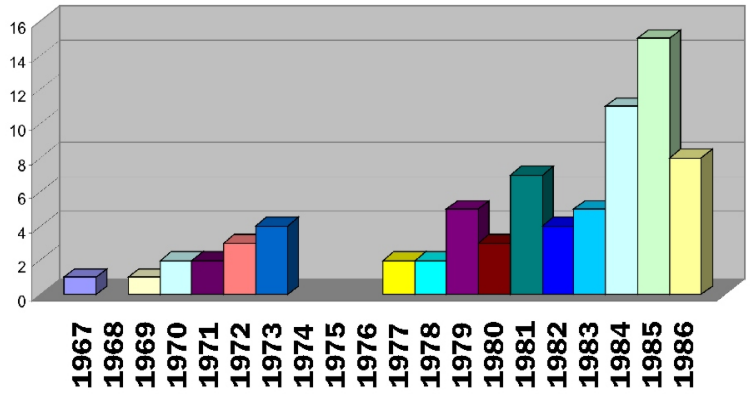


Рис. 4. Динамика роста авторских свидетельств И. К. Косько

Так, Великая Отечественная война 1941-1945г.г. привела к тому, что профессор С. Н. Кожевников, фактически, прекратил научные публикации. Послевоенная разруха, спад в экономике государства переключили деятельность С. Н. Кожевникова на участие в восстановлении народного хозяйства страны. И опять мы наблюдаем почти полное отсутствие научных публикаций.

Послевоенное восстановление экономики положило начало росту и научных работ. Это наглядно видно на рис. 1. Наиболее плодотворными в научной деятельности С. Н. Кожевникова стали 70-е годы XX-ого столетия. Это время соответствует и расцвету экономики Советского Союза.

Государственная экспертиза изобретений начала бурное развитие в СССР с середины 50-х годов XX-ого века. На рис. 2 и 4 мы наблюдаем активную изобретательскую деятельность научных коллективов, которые возглавляли профессора С. Н. Кожевников и И. К. Косько. Рост числа патентов и авторских свидетельств совпадает с развитием металлургии, машиностроения, ракетостроения в СССР.

Некоторый спад в числе публикаций И. К. Косько с 1975 года связан с тем, что вся его научная деятельность в последующие годы была связана с работой по закрытой хоздоговорной научной тематике. Число сборников закрытых научных статей было малочисленно по сравнению с массовыми изданиями открытых публикаций. Результаты научных разработок помещались в итоговые и промежуточные закрытые научно-технические отчеты (НТО). В СССР они приравнивались к уровню открытых публикаций и засчитывались при защитах

диссертаций наряду с открытыми публикациями в виде статей в сборниках научных трудов. Статьи по материалам закрытых работ публиковались крайне редко. А НТО выходили один раз в год или в несколько лет один НТО после окончания этапа исследований.

Спад числа научных публикаций профессора И. К. Косько мы наблюдаем также в 1955-1967 годах. В это время Игорь Константинович взял на себя огромный труд становления нового физико-технического факультета (ФТФ). Из интервью профессора В. Ф. Приснякова: «Следует отметить, что декан И. К. Косько уверенно руководил новым мощным коллективом физико-технического факультета. Это бесспорное достоинство его деятельности. Многочисленный факультет (более 450 студентов) отличался еще и тем, что в Днепропетровском государственном университете он занимал ведущие места не только в показателях по успеваемости, но и в науке, общественной деятельности. Преподавательский состав создавал новые учебные курсы, пособия для обучения, новые лаборатории и методические указания к выполнению сложных курсовых работ и дипломов, вел бурную хоздоговорную деятельность с базовыми предприятиями. Студенты учились фактически по конспектам лекций. Уровень знаний и диплома выпускника ФТФ был очень высоким и котировался на многих предприятиях СССР. Студенты участвовали в спортивных соревнованиях и занимали первые призовые места. Организовано было и проживание иногородних в общежитиях. В праздники студенты обязательно участвовали в концертах, номера которых были представлены художественной самодеятельностью. Поэтому как декан физико-технического факультета тогда еще доцент И. К. Косько нес огромную нагрузку» [5].

ФТФ стал жизнью Игоря Константиновича. Диаграмма на рис. 1 и 3 показывает, что с 1968 г. и до кончины число публикаций и авторских свидетельств профессора И. К. Косько и его учеников неуклонно возрастает. Он лично подготовил и защитил диссертацию на звание доктора технических наук по исследованию динамических процессов в сложных многомассовых ракетных системах [6].

Выводы

1. Рассмотрено рождение, развитие и становление научных школ профессоров С. Н. Кожевникова и И. К. Косько, их вклад в теорию колебаний переходных процессов.

2. Представлена и проанализирована динамика роста количества опубликованных монографий, статей, авторских свидетельств и патентов профессоров.

3. На динамику роста публикаций существенное влияние оказали внешние и внутренние факторы. Наиболее существенным из них явилась Великая Отечественная война и послевоенная разруха народного хозяйства СССР.

4. Рост научных достижений несомненно связан со становлением экономики и восстановлением народного хозяйства в послевоенный период. Явно прослеживался расцвет научной деятельности в период подъема экономики в СССР. Это 60-е – 80-е годы XX столетия.

5.

Список литературы

1. *Боголюбов А.Н.* Сергей Николаевич Кожевников. 1906-1988. / Боголюбов А.Н., Антонюк Б.Я., Федосова С.А. – М.: Наука, 1998. – 236 с.
2. *Косько И.К.* Динамика переходных процессов: [Текст]. Учеб. пособ. / И.К. Косько, Г.И. Сокол, Л.П. Скочко. – Д., 1988. – с. 3 – 14.
3. Наука о машинах в Украине (к 100-летию со дня рождения С.Н. Кожевникова). – К.: Феникс, 2006 – 184 с.
4. *Федоренко И.В.* Зарождение и развитие научно-технических школ с позиции пассионарной теории Л.Н. Гумилева / И.В. Федоренко / Вісник Дніпропетровського університету. Серія: історія і філософія науки і техніки. Вик.16. – 2008. – Т.16, №1/2. – С. 99 – 105.
5. *Prisnyakov V.F.* Report / 60 Astronautic Congress. Seoul. 12-17 October 2009.
6. *Косько И.К.* Диссертация на соискание ученой степени доктора технических наук: спец. тема. – Д., 1971. – 410 с.

УДК 621.833

Ширяев А.В., к.т.н., доц.

ГВУЗ "Приазовский государственный технический университет"

ИССЛЕДОВАНИЕ КОНТАКТНЫХ НАПРЯЖЕНИЙ ДЕТАЛЕЙ С ОБРАЗУЮЩИМИ СЛОЖНОЙ ФОРМЫ

Введение. Задача определения напряжений в контакте двух деталей имеет большое значение и её решению посвящено достаточное количество работ. Распределение напряжений поперёк площадки контакта и аналитические решения контактных задач теории упругости изложены в работах Г. Герца, А. Н. Динника, Н. М. Беляева, И. Я. Штаермана, Н.И. Мусхелишвили и др. Особый интерес представляют исследования изменения контактных напряжений вдоль образующей деталей, имеющих разную длину. В этом случае проявляется, т.н. «краевой эффект» - значительное возрастание контактных напряжений у краёв. Решение подобных теоретических задач для тел простой формы изложено в работах [1] - [2] и др.

В технике форма контактирующих поверхностей не ограничивается общеизвестными случаями, поэтому необходимо рассмотреть и другие возможные варианты. Кроме того, как правило, рёбра контактирующих тел не имеет ярко выраженных кромок. Во-первых, при изготовлении деталей кромки обязательно затупляются, а, во-вторых, они сминаются после некоторого числа циклов нагружения, после их пластического деформирования, что и отмечается в работе Л.А. Галина [1]. Поэтому, несмотря на достаточное количество исследований, посвященных контакту тел различной формы, не существует практического решения контактных задач для тел, образующие которых имеют прямолинейные участки, переходящие в закругление по краям.

Цель исследования. Целью является решение прикладной задачи распределения напряжений при соприкосновении тела, имеющего цилиндрическую контактную поверхность, переходящую в конусы, с телом цилиндрической формы. Контакт такого рода возникает между опорным и рабочим валками стана кварто, а также - между образцом и контрдиском при проведении испытаниях на контактную усталость.

Основная часть. Для решения поставленной задачи приняты некоторые допущения. При ширине площадки контакта, сопоставимой по размерам с длиной образующей, её центральное сечение условно представлено в виде тонкой пластинки материала, находящейся в состоянии плоской деформации. Таким образом, задача сведена к плоской задаче теории упругости, что значительно облегчило её решение.

Известное решение задачи определения напряжений в контакте двух тел произвольной формы в общем виде [1], [2]:

$$p(x) = -(\sigma_y)_{y=0} = -\frac{1}{\pi k}\cdot\frac{1}{\sqrt{a^2-x^2}}\cdot\int_{-a}^{a}(f_1^{'}(t)+f_2^{'}(t))\cdot\sqrt{(a^2-t^2)}\cdot\frac{dt}{t-x}-\frac{c}{\pi\sqrt{a^2-x^2}}, \quad (1)$$

где

$$k = \frac{2(1-\nu_1^2)}{E_1}+\frac{2(1-\nu_2^2)}{E_2},$$

а t – действительная переменная, ν_1 и ν_2 - коэффициенты Пуассона первого и второго тела, E_1 и E_2 – модули продольной упругости, c - константа.

Если рассмотреть частный случай - контакт тела с фасками и полуплоскости, то поверхность первого тела можно аппроксимировать полиномом с достаточной степенью точности. На рис.1 точками изображены координаты образующих реальных образцов для

испытаний на контактную усталость, полученных в результате замеров после большого (>10^6) числа циклов контактирования. Поверхность, образующаяся после некоторого числа циклов нагружения, наиболее точно описывается полиномом 8-й степени вида $y(t) = t^8 b/a^7$, где b – произвольный коэффициент (в данном случае b=0,0025), a – полудлина поверхности контакта (рис. 1).

В связи с вышеприведенным возникла задача определения контактных напряжений, возникающих при сопряжении тел, поверхностью одного из которых представляет собой плоскость, а второй - полином восьмой степени.

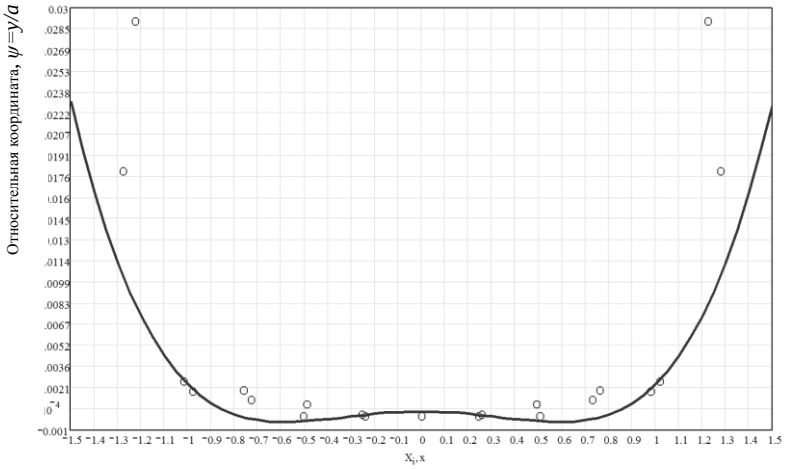


Рис.1 Аппроксимация профиля со скосами после пластической деформации (точки) полиномом $\psi(\zeta)=b\,\zeta^8$

Напряжения в контакте упругого тела с полуплоскостью, без трения описывается общим уравнением (1). Одна из производных, соответствующая плоскости, обращается в ноль. Вычислив вторую производную полинома восьмой степени, выполнив ряд преобразований интегралов типа Коши, получили функцию распределения контактного напряжения для полуплоскости и тела с углами:

- для штампа ($E_1 \approx \infty$, $E_2 = E$)

$$p(x) = -\frac{E}{256\pi b\,(1-\nu^2)\sqrt{a^2-x^2}}\left(5a + 8\frac{x^2}{a} + 16\frac{x^4}{a^3} + 64\frac{x^6}{a^5} - 128\frac{x^8}{a^7}\right) - \frac{P}{\pi\sqrt{a^2-x^2}}, \quad (2)$$

где $P = \sigma_{ymax} \cdot 2a$ – погонная сила по длине контакта, σ_{ymax} – максимальное контактное напряжение;

- для тел с одинаковыми упругими свойствами ($E_1 = E_2 = E$)

$$p(x) = -\frac{E}{512\pi b\,(1-\nu^2)\sqrt{a^2-x^2}}\left(5a + 8\frac{x^2}{a} + 16\frac{x^4}{a^3} + 64\frac{x^6}{a^5} - 128\frac{x^8}{a^7}\right) - \frac{P}{\pi\sqrt{a^2-x^2}}. \quad (3)$$

С целью проведения сравнительного анализа результатов теоретических выводов и экспериментальных исследований методом оптически-активных материалов, произведён расчет компонентов напряженного состояния. Определение компонентов напряженного состояния детали, имитирующей контакт плоскости и тела со скосами, выполнено известным методом полиномов [3]. Расчетная схема представляла собой трапецию с уширением книзу, на верхнее основание которой оказывает давление плоская деталь. В месте контакта на малое основание размером $2a$ действуют переменное давление $p(x)$ (3) и касательное напряжение трения $\tau(x)$, а на нижнем основании трение отсутствует и на площадке шириной $2c$ действует постоянное давление $P/2c$. В качестве функции Эри использована сумма полиномов 2-й, 3-й и 4-й степени и для определения коэффициентов, входящих в полиномы принят ряд

допущений. В результате получены формулы компонентов напряженного состояния в любой точке сжимаемого тела. Разность главных напряжений рассчитывалась по известной формуле:

$$\sigma_1 - \sigma_3 = 2\tau_{\max} = 2\sqrt{(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2})^2 + \tau_{xy}^2}\ . \qquad (4)$$

Экспериментальные исследования изменения разности главных напряжений выполнялись на установки ППУ-5, оснащённой прессом УП-7 при помощи образцов и приспособления, представленных на рис. 2. Образцы были выполнены из оптически-

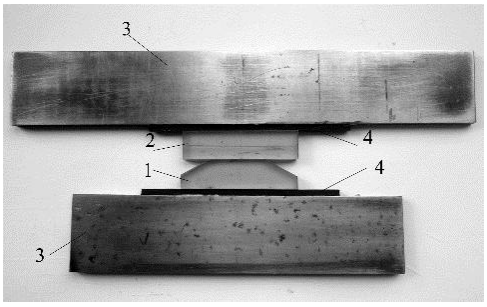


Рис. 2. Образцы и приспособление для исследования изменения разности главных напряжений методом фотоупругости: 1 – образец со скосами; 2 - образец с прямолинейной образующей; 3 – стальные пластины; 4 – резиновые подкладки

активного материала на основе эпоксидной смолы в виде пластинок и сжимались через резиновые прокладки стальными пластинками. Картина полос при просвечивании монохроматическим красным светом представлена на рис. 3. На рис. 4 представлено изменение разности главных напряжений в виде экспериментальных точек по

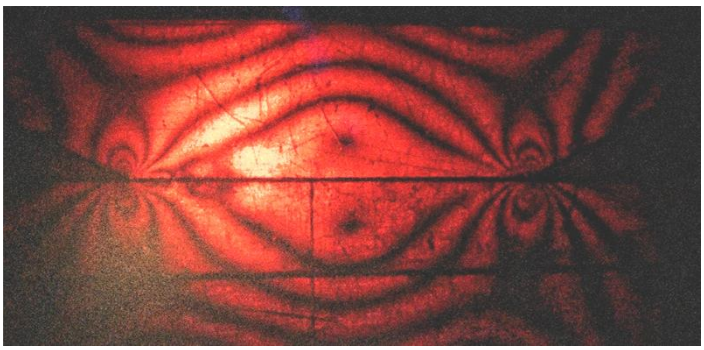


Рис. 3. Картина полос при сжатии плоского образца и образца со скосами на краях 7,06^0 и 9,72^0, изготовленных из эпоксидной смолы, в монохроматическом свете при нагрузке 1042 Н

результатам исследований методом фотоупругости. Как видно из графика, это распределение характеризуется достаточно равномерной величиной разности главных напряжений в пределах *0,9a* от центра площадки и резким её увеличением к краям контакта.

При теоретическом расчёте компонентов плосконапряженного состояния и разности главных напряжений в качестве исходных данных для построения кривой взяты значения характеристик материала на основе эпоксидной смолы: коэффициент Пуассона ν = 0,36, модуль продольной упругости $E = 3\times10^3$ МПа. Коэффициент b = 0,0025, погонная сила $P=1736$ Н, коэффициент трения по экспериментальным данным ρ = 0,19.

Сопоставление результатов теоретических и экспериментальных исследований приведено на рис. 4, а на рис.5 показано изменение разности главных напряжений у самого края контакта.

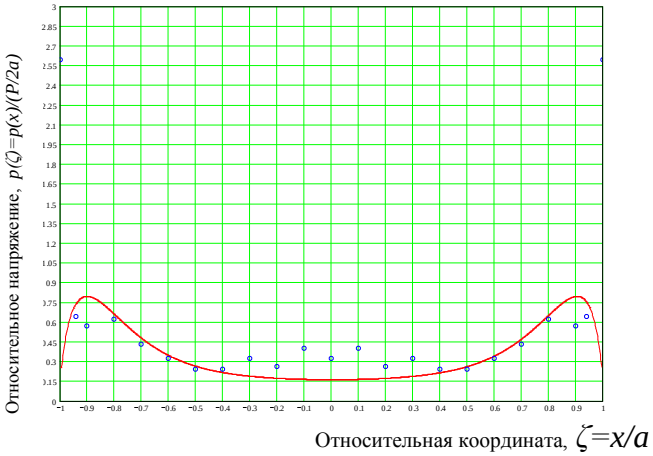


Рис. 4. Результаты экспериментального и теоретического исследования изменения разности главных напряжений методом полиномов поверхности с углами, описываемой полиномом $y(t)=t^8/b_8$ (эмпирический коэффициент контактного давления 0,8) в относительных координатах

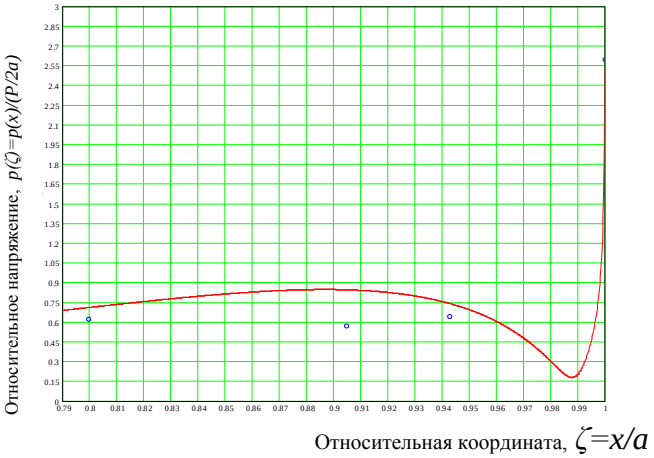


Рис. 5. Результаты экспериментального и теоретического исследования изменения разности главных напряжений методом полиномов поверхности с углами, описываемой полиномом $y(t)=t^8/b_8$ в области края контакта в относительных координатах

Выводы

В результате выполненных исследований предложены зависимости, описывающие распределение напряжений по площадке контакта тела со скосами и тела с прямолинейной образующей, причём наиболее точно описывают распределение разности главных напряжений формулы, полученные для поверхности, аппроксимированной полиномом восьмой степени при использовании эмпирического коэффициента давления 0,8. Установлено, что при расчёте максимальных контактных напряжений в центре площадки контакта, необходимо дополнительно увеличивать их значения в 1,2 раза.

Список литературы

1. Галин Л.А. Контактные задачи теории упругости / Л.А.Галин - М. : Гостехиздат, 1953. - 264 с.
2. Александров В.М. Введение в механику контактных взаимодействий. / В.М.Александров, М.И.Чебаков - Ростов-на-Дону: Изд-во ООО «ЦВВР», 2007. - 114 с.
3. Жемочкин Б.Н. Теория упругости. / Б.Н. Жемочкин - М. : ГИЛСА, 1957. - 256 с.

УДК 629.3.027.542.3

Войтович О.А., к.т.н., доц.

Херсонский национальный технический университет

ОБЗОР ВИДОВ СИСТЕМ КОНТРОЛЯ ДАВЛЕНИЯ В ШИНАХ, ОБЕСПЕЧИВАЮЩИХ БЕЗОПАСНОСТЬ ДВИЖЕНИЯ АВТОТРАНСПОРТА

Безопасность транспорта для водителя и пассажиров на сегодняшний день является главным требованием к производителям новых моделей автомобилей. В последние годы обязательным дополнительным устройством легкового транспорта стала система контроля давления в шинах [1].

Целью статьи является аргументировать необходимость установки такой системы на автомобили, не оснащенные ею на заводе-изготовителе, произвести обзор существующих видов и принципа их работы.

Очевидно, что определить визуально отклонение от нормы давления в шинах возможно не всегда. Существуют современные шины, на которых незаметны даже перекаченность или спущенность колеса. Тогда, как и небольшие отклонения имеют свои последствия (табл. 1).

Таблица 1

Зависимость показателей автомобиля от давления в шинах

Показатель	Давление в шинах выше нормы	Давление в шинах ниже нормы
Жесткость покрышки	Увеличивается	Уменьшается
Ресурс покрышки	Уменьшается	Уменьшается
Подвеска	Увеличивается износ	-
Протектор	Увеличивается износ средней части протектора	Увеличивается износ боковых частей протектора
Движение в пути	Снижается сцепление колеса с дорогой	Увеличивается сила трения качения, снижается курсовая устойчивость (особенно в поворотах), проявляется эффект «подламливания резины»
Топливо	-	Увеличивается расход

Таким образом, во избежание грядущих финансовых затрат на замену покрышек, ремонт подвески, перерасхода топлива и для повышения комфортности езды целесообразно на автомобиль установить систему контроля давления в шинах (TPMS – Tires Pressure Monitoring System).

Такая система позволяет водителю держать под контролем уровень давления в шинах, способна реагировать на небезопасные перепады давления и передавать соответствующую информацию на специальные индикаторы.

Системы контроля могут быть разными в зависимости от того, каким именно способом проводится измерение давления в шинах:

- косвенное, когда данные о наполнении колеса воздуха получают по расстоянию, которое оно проезжает за один оборот;
- прямое, когда непосредственно на само колесо устанавливаются специальные датчики, которые измеряют давление.

Наиболее распространенной и часто используемой конструкцией системы контроля давления в шинах является первый вариант. По своей сути это часть электронного блока управления ABS (антиблокировочной системы торможения), которые представлены в виде датчиков частоты вращения колес автомобиля. Таким образом, электронная система способна определять протяженность пути, которую проходит шина каждого колеса. Однако она не может сравнивать скорость отдельного колеса, поскольку движение автомобиля очень редко происходит по прямой линии, а на поворотах путь внешнего колеса всегда будет большим, чем путь внутренних колес. Система контроля разработана таким образом, что скорость каждых двух колес, которые расположены по диагонали, суммируется, из полученных результатов вычисляется разница и делится на среднюю скорость каждого колеса. Внутри системы полученные данные сравниваются с установленными контрольными параметрами и если они не совпадают, на приборной панели загорается контрольная лампочка (индикатор).

Преимуществами такой системы являются:

- отсутствие необходимости устанавливать дополнительное оборудование, что в разы снижает стоимость системы в целом;
- возможность адаптировать ее к необходимым изменениям параметров давления, связанных с заменой шин или другими сервисными работами.

Однако существует и ряд недостатков:

- для «запоминания» нормальных параметров автомобилю необходимо проехать 30-50 км;
- после сигнала индикатора водителю необходимо проводить визуальный осмотр всех колес, чтобы определить спущенное;
- система не позволяет определить резкое падение давления (например, если пробилось колесо);
- система не указывает на одновременное падение давления в колесах;
- на работоспособность системы значительно влияют степень пробуксовки колес, загрузка автомобиля, состояние автомобильной резины;
- для того чтобы индикатор засветился, давление в колесах должно упасть не менее, чем на 25-30 %;
- не определяется давление в колесах до начала движения автомобиля [2].

Принцип системы контроля с прямым измерением давления в шинах заключается в том, что характеристики колебательного контура, состоящего из шины и диска, напрямую зависят от упругости шины, т. е. давления воздуха в ней.

Система прямого измерения давления в шинах состоит из датчиков давления, блока управления, антенны и экрана (дисплея) (рис.1) и работает по принципу измерения давления в каждом колесе.

Рис. 1. Дисплей системы контроля давления в шинах

Сам датчик устанавливается на место обычного вентиля, замеряет давление и передает данные замера на блок управления с помощью приемной антенны. Далее все происходит так же: в случае несовпадения с контрольными показателями загорается лампочка и возникает звуковой сигнал. В более новых моделях приборов используется текстовое и графические изображения, которые выводятся на дисплей.

Если автомобиль оснащен бортовым компьютером – для этой цели используется его дисплей.

Система контроля давления в шинах прямого измерения отличается высокой точностью измерения, быстротой реакции на изменившуюся ситуацию, а также – возможностью перепрограммирования после смены шин.

Дисплеи приборов могут устанавливаться на панель, зеркало заднего вида, а сам прибор может идти в комплексе с парковочным устройством. В большинстве случаев, датчики оснащены аккумуляторами, которые после окончания службы замене не подлежат – и приходится покупать новые датчики.

Однако система контроля такого типа может неправильно отображать информацию при определенных условиях:

- если она не соответствует типоразмеру шины;
- если размер, тип и модель колес и резины не совпадают;
- если колеса имеют разное сцепление с дорогой;
- использование запасного колеса, на которое система не настроена;
- использование цепей противоскольжения;
- превышение скорости езды;
- ненастроенная система и отсутствие контрольных параметров;
- езда по неровной или обледенелой дороге;
- скорость движения меньше 30 км/ч;
- длительность поездки менее 5 минут;
- высокая стоимость (в несколько раз выше, чем косвенной системы контроля) [3].

Таким образом, польза от использования системы контроля давления в шинах очевидна: она делает передвижение автомобилем более безопасным, позволяет экономить на топливе и содействует тому, чтобы автомобильные покрышки служили дольше.

Список литературы

1. Toyota. Система контроля давления в шинах (TPMS) [Електронний ресурс]. – 2007. – Режим доступу до ресурсу: http://autodata.ru/article/all/sistema_kontrolya_davleniya_v_shinakh_toyota/.
2. Система контроля давления в шинах: как обеспечивается безопасность на дороге? [Електронний ресурс]. – 2016. – Режим доступу до ресурсу: https://auto.today/bok/1956-sistema-kontrolya-davleniya-v-shinah-ili-kak-obespechivaetsya-bezopasnost-na-doroge.html.
3. Skoda Octavia Антрацитовая ракета › Бортжурнал › Система контроля давления в шинах – есть ли толк? [Електронний ресурс]. – 2013. – Режим доступу до ресурсу: https://www.drive2.ru/l/593866/.

УДК 621.833.1.001.2

Дзюба Л.Ф.[1] к.т.н., доц., Бариляк В. В.[2] к.т.н., ст. викл.

1 – Львівський державний університет безпеки життєдіяльності
2 – Національний лісотехнічний університет України

РОЗРОБКА ДИНАМІЧНИХ МОДЕЛЕЙ МОБІЛЬНИХ КАНАТНИХ ЛІСОТРАНСПОРТНИХ УСТАНОВОК

Мобільні канатні лісотранспортні установки для первинного транспортування деревини у гірській місцевості мають низку істотних переваг порівняно з тракторним трелювання. Такі установки можуть бути оснащені приводом з електродвигуном або з двигуном внутрішнього згоряння [1]. Характерними особливостями роботи привода мобільної канатної установки є: змінна сила натягу тягово-вантажопідіймального каната під час виконання різних технологічних операцій [1, 6] та багатошарове намотування каната на барабан [1, 5]. Змінювання сили натягу тягово-вантажопідіймального канату зумовлює зміну моменту сили опору на різних технологічних етапах роботи установки [1, 2, 3, 4]. Багатошарове намотування канату на приводний барабан збільшує його діаметр з намотаним канатом і зумовлює зміну моменту інерції приводного барабану [1, 2, 4] та зростання моменту сили опору, що діє на барабан. Додаткові динамічні навантаження на ланки приводу під час вмикання установки зумовлені перехідними процесами в електродвигуні [4]. Якщо базою для мобільної короткодистанційної самохідної канатної лісотранспортної установки є трактор, тоді привод установки працює від двигуна внутрішнього згоряння та оснащений фрикційною муфтою, від типу і конструкції якої значною мірою залежить динамічна завантаженість привода [2].

Для канатних лісотранспортних установок характерним є низький рівень уніфікації схем та конструкцій. Тому розробка динамічних моделей установок потребує деталізації для врахування особливостей конструкцій та експлуатаційних навантажень на різних етапах технологічного циклу.

Мета роботи. Розробка динамічних моделей однобарабанних мобільних підвісних канатних установок, привод яких оснащений електричним двигуном або двигуном внутрішнього згоряння, з урахуванням змінювання експлуатаційного навантаження на різних етапах технологічного циклу.

Теоретичні дослідження.

Для мобільної канатної лісотранспортної установки з однобарабанним приводом (рис. 1)

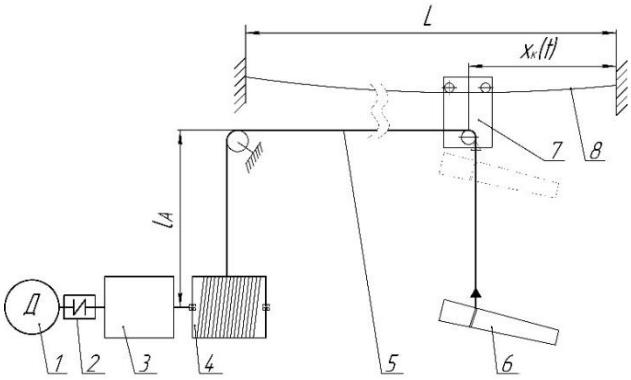


Рис. 1. Принципова схема мобільної канатної лісотранспортної установки з однобарабанним приводом: 1 – двигун; 2 – муфта; 3 – механічна передача; 4 – приводний барабан робочого ходу; 5 – тягово-вантажопідіймальний канат; 6 – вантаж; 7 – вантажна каретка; 8 – несучий канат

запропоновано декілька розрахункових схем [2, 4], у яких ураховано типи двигунів і муфт, а також можливе проковзування чи увімкнення фрикційної муфти. До того ж, у розроблених динамічних моделях ураховано етапи технологічного циклу [2, 4]. Як приклад, на рис. 2 показана розрахункова схема мобільної канатної лісотранспортної установки з однобарабанним приводом за наявності проковзування робочих фрикційних поверхонь муфти.

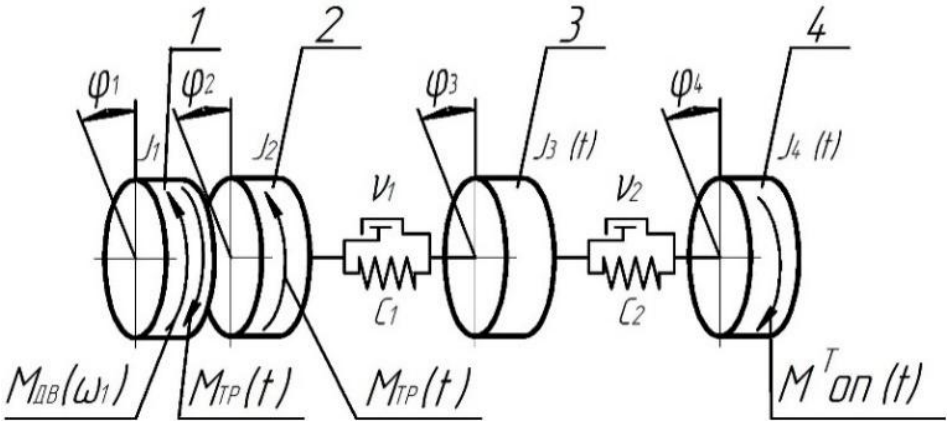


Рис. 2. Розрахункова схема мобільної канатної лісотранспортної установки

На рис. 2 прийнято такі позначення: 1– зведена обертова маса рухомих частин двигуна та ведучої частини фрикційної муфти; 2 – зведена обертова маса веденої частини фрикційної муфти; 3 – зведена обертова маса механічних передач привода; 4 – зведена обертова маса приводного барабана, тягово-вантажопідіймального канату та транспортованого вантажу з вантажною кареткою; $M_{ДВ}(\omega_1)$ – обертовий момент двигуна; $M_{ОП}^{T}(t)$ – зведений момент сили опору, що діє на приводний барабан; $M_{ТР}(t)$ – момент тертя між робочими поверхнями фрикційної муфти; I_1 – зведений момент інерції рухомих мас двигуна, маховика й тягової частини фрикційної муфти; I_2 – зведений момент інерції тяжної частини фрикційної муфти; I_3 – зведений момент інерції механічних передач привода; $I_4(t)$ – зведений момент інерції обертової маси, яка еквівалентна масам приводного барабана, тягово-вантажопідіймального канату та транспортованого вантажу разом з вантажною кареткою; c_1, ν_1 – зведені коефіцієнти крутильної жорсткості та в'язкого опору фрикційної муфти та вхідного вала механічної передачі; c_2, ν_2 – зведені коефіцієнти крутильної жорсткості та в'язкого опору пружних ланок, розташованих між приводним барабаном й механічними передачами привода; φ_1, φ_2, φ_3, φ_4 – узагальнені координати відповідних обертових мас динамічної моделі установки; t – час.

Відповідно до наведеної розрахункової схеми (рис. 2), диференціальні рівняння руху на першому етапі вмикання фрикційної муфти, записані на підставі принципу Д'Аламбера, мають вигляд:

$$\begin{cases} I_1 \dfrac{d^2\varphi_1}{dt^2} = M_{ДВ}(\omega_1) - M_{ТР}(t); \\ I_2 \dfrac{d^2\varphi_2}{dt^2} + \nu_1\left(\dfrac{d\varphi_2}{dt} - \dfrac{d\varphi_3}{dt}\right) + c_1(\varphi_2 - \varphi_3) = M_{ТР}(t); \\ I_3 \dfrac{d^2\varphi_3}{dt^2} - \nu_1\left(\dfrac{d\varphi_2}{dt} - \dfrac{d\varphi_3}{dt}\right) - c_1(\varphi_2 - \varphi_3) + \nu_2\left(\dfrac{d\varphi_3}{dt} - \dfrac{d\varphi_4}{dt}\right) + c_2(\varphi_3 - \varphi_4) = 0; \\ I_4(t)\dfrac{d^2\varphi_4}{dt^2} + \dfrac{1}{2}\dfrac{d\varphi_4}{dt}\dfrac{d\left[I_4(t)\right]}{dt} - \nu_2\left(\dfrac{d\varphi_3}{dt} - \dfrac{d\varphi_4}{dt}\right) - c_2(\varphi_3 - \varphi_4) = -M_{ОП}^{T}(t). \end{cases} \quad (1)$$

Обертовий момент двигуна $M_{ДВ}$, у разі застосування електродвигуна, має враховувати перехідні електромагнітні процеси під час вмикання і може бути записаний на підставі рівнянь Парка. Якщо привод оснащений двигуном внутрішнього згоряння, тоді обертовий момент двигуна можна описати лінійною залежністю на регуляторній вітці швидкісної характеристики формулою Лейдермана. Зростання моменту тертя $M_{ТР}$ у муфті зчеплення від нуля до максимального значення можна змоделювати лінійною або експонентною залежностями. Момент сил опору $M_{ОП}^{T}$ на приводному барабані залежить від змінних параметрів: сили натягу тягово-вантажопідіймального канату та радіуса барабана з намотаним канатом. Тому на кожному етапі технологічного циклу роботи установки набуває відповідного вигляду [5]. Відповідно до викладеного, система диференціальних рівнянь (1) зазнаватиме певних змін.

Чисельне інтегрування систем відповідних систем диференціальних рівнянь та подальший розрахунок динамічних моментів на валах привода мобільної канатної лісотранспортної установки виконано у системі Mathcad 15.0 за допомогою розробленої прикладної програми. На кожному кроці числового інтегрування систем диференціальних рівнянь обчислювали такі змінні величини: момент тертя в фрикційній муфті $M_{ТР}(t)$ з урахуванням умови вмикання та пробуксовування; обертовий момент електродвигуна двигуна $M_{ДВ}(\omega_1)$ або обертовий момент двигуна внутрішнього згоряння за формулою Лейдермана з урахуванням виразів, які моделюють роботу двигуна на регуляторній вітці швидкісної характеристики; момент інерції приводного барабана $I_4(t)$, а також складову, яка враховує зміну моменту інерції барабана $\dfrac{dI_4(t)}{dt}$ унаслідок багатошарового намотування канату; момент сили опору, що діє на приводний барабан, $M_{ОП}^{T}(t)$ з урахуванням залежностей для кожного етапу технологічного циклу.

На рис. 3 показаний приклад результатів моделювання динамічних навантажень у механічних передачах однобарабанного привода мобільної канатної установки з двигуном внутрішнього згоряння. Передавальне відношення привода $u = 20$. Графіки на рис. 3 отримані на підставі розв'язку систем диференціальних рівнянь (1) методом Ейлера у системі Mathcad 15.0. Для розрахунку прийняті такі характеристики однобарабанної мобільної канатної установки: обертовий момент вала двигуна при максимальній потужності $M_N = 260$ Н·м; час стопоріння вантажу з вантажною кареткою $t_C = 0{,}55$ с; коефіцієнт запасу зчеплення фрикційної муфти $\beta_{зч} = 1{,}5$; довжина прольоту канатної установки $L = 400$ м; вага вантажу

$Q = 16$ кН; зведені коефіцієнти крутильної жорсткості та в'язкого опору пружних ланок: $c_1 = 25\frac{\text{кН}\cdot\text{м}}{\text{рад}}$; $c_2 = 40\frac{\text{Н}\cdot\text{м}}{\text{рад}}$; $\nu_1 = 18\frac{\text{Н}\cdot\text{м}\cdot\text{с}}{\text{рад}}$; $\nu_2 = 2{,}2\cdot10^{-3}\frac{\text{Н}\cdot\text{м}\cdot\text{с}}{\text{рад}}$; координата вантажної каретки в прольоті $x_K(t_0) = 80$ м.

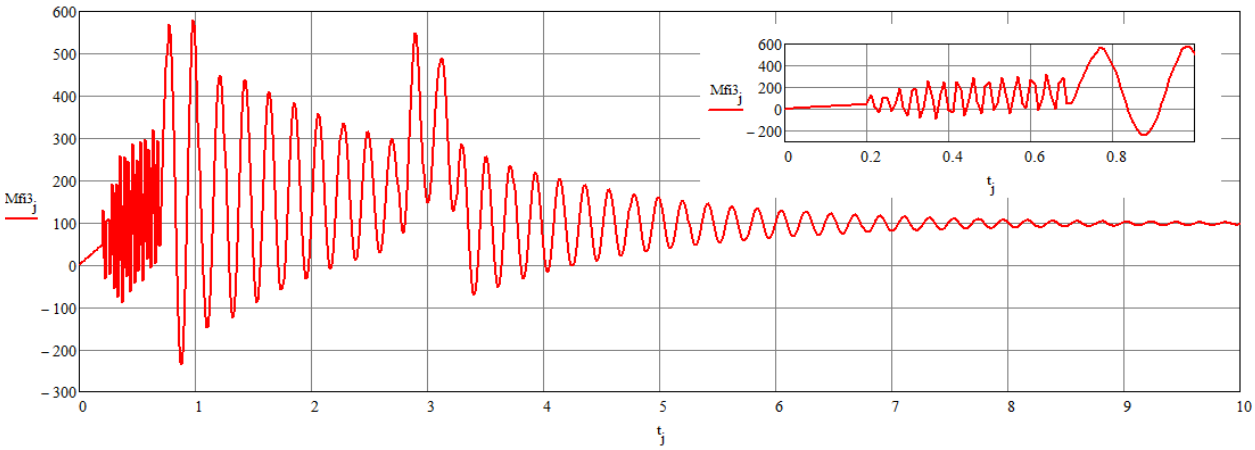


Рис. 3. Зміна зведеного динамічного моменту в механічних передачах привода

Висновки.

Розроблені динамічні моделі для однобарабанних мобільних канатних лісотранспортних установок, у яких уперше враховано технологічні параметри, основні етапи технологічного циклу роботи і дійсний характер зміни зовнішніх зусиль. Створені моделі є підставою для розроблення динамічних моделей двобарабанних канатних установок та вироблення рекомендацій щодо конструктивних параметрів та відповідних режимів роботи.

Список літератури

1. *Бариляк В. В.* Обґрунтування параметрів приводів лісотранспортних канатних установок: дис. ... канд. техн. наук: 05.05.04 / Василь Васильович Бариляк. – Львів, 2015. – 222.
2. *Дзюба Л. Ф.* Моделювання динамічних навантажень привода мобільної підвісної канатної лісотранспортної установки/ Л. Ф. Дзюба, В. В. Бариляк, О. І. Хитряк, І. В. Кузьо // Науковий вісник ЛДУ БЖД. – 2016. – №14 – С. 182 – 191.
3. *Дзюба Л.Ф.* Оцінювання динамічних властивостей тягового каната на підставі вязкопружної моделі / Л. Ф. Дзюба, О. І. Хитряк, В. В. Бариляк, Х. І. Ліщинська // Наук. Вісник НЛТУ України. – 2016. – Вип. 26.7. – С. 329-336.
4. *Lidiya Dzyuba*. Dynamics of electromechanical drive of suspended timbertransporting rope sustem / Lidiya Dzyuba, Vasyl Baryliak // Technical Sciences, Universit of Warmia and Mazury in Olsztyn. – 2016. – №19(3) – P. 245–256.
5. *Малащенко В.О.* Дослідження роботи приводів канатних лісотранспортних установок із врахуванням багатошарового намотування канату [Текст] / В. О. Малащенко, М. П. Мартинців, В. В. Бариляк // Підйомно-транспортна техніка. – Дніпропетровськ, 2013. – № 2. – С. 29–38.

УДК 539.389.2:62

Ткаченко Э.А.[1], д.т.н., проф., Дидык Р.П.[2], д.т.н., проф.

1 - Институт механики НАНУ
2 – НГУ

БЕЗАКТИВАЦИОННЫЙ ЭФФЕКТ ТРЕНИЯ КАЧЕНИЯ ИНДИФФЕРЕНТНЫХ МИКРО- И НАНОЧАСТИЦ В ПОДВИЖНОМ СОПРЯЖЕНИИ ЭЛЕМЕНТОВ МАШИН

Введение.

Все процессы, протекающие в зоне трения при наличии абразивной среды, являются результатом активирования диспергируемых частиц и поверхностей трибосопряжения и пассивации материалов зоны трибоконтакта. Нарушение динамического равновесия защитной термодинамической системы трибоизнашивания поверхности достигается в результате стимулирования активности частиц порошковой смеси и подавления процессов пассивации поверхностей трибосопряжения. Одним из главных путей воздействия на механизм активации компонентов порошковой смеси является трибомеханическое диспергирование частиц и применение поверхностно-активных веществ в смазочно-транспортирующих средах. Процесс пассивации заключается в основном во взаимодействии трибоповерхностей со средой (кислородом и другими окислителями, содержащими в жидкой или газовой среде). В процессах восстановления изношенных рабочих поверхностей деталей подвижных сопряжений имеет существенное значение эффект механо-химической активации поверхностей в зоне трибоконтакта [1].

Система внешнего трения при наличии абразивной среды – это открытая термодинамическая система, обменивающаяся энергией и веществом со средой. При этом возникающее напряженное состояние охватывает микрослой твердых тел, прилегающих к поверхностям контакта.

Быстро протекающие процессы трибомеханического диспергирования компонентов порошковой смеси являются естественным условием резкого повышения уровня активации и нарушения физико-химического экранирования поверхностей трибосопряжения.

При диспергировании компонентов смеси в зазоре поверхностей тел трибоконтакта частицы перекатываются в свободных направлениях подвижного сопряжения с большими угловыми скоростями. При движении частицы раздавливаются. Диспергирование осуществляется в условиях достижения определенной величины относительной скорости тел подвижного сопряжения и удельные силы, передаваемые контртелом частицам основной фракции, превышают предел прочности на сжатие в процессе трибоконтакта.

Если одно из тел пары трения жесткое, а диспергируемый материал хрупкий, то при движении контртела часть частиц абразива начнет быстро вращаться до момента встречи с микровыступом шероховатой поверхности тела сопряжения. Затем произойдет «выколка» диспергируемого материала и разрушение частицы. В технологическом аспекте диспергирование и приработка неукрепленным абразивом под действием тел сопряжения сопровождается беспрерывным перекатыванием, разрушением и измельчением частиц. К таким хрупким материалам относятся: кремний, кварц, оксидная керамика, твердые сплавы, искусственные абразивы и др.

Воздействие однородных и равноразмерных частиц распространяется на тела пар трения равномерно и одновременно. Поэтому распределение сил в зоне контакта допустимо рассматривать на модели кинематики движения единичного зерна в зоне трибоконтакта. Вращающаяся масса приводного элемента пары трения оказывает на абразивную частицу,

расположенную в зазоре поверхностей подвижного сопряжения в один слой, пульсирующее силовое воздействие. На стадии вхождения частиц в зону контакта последние самоустанавливаются относительно поверхностей трибосопряжения. Положение устойчивого равновесия характеризуется ориентацией большой оси частиц параллельно поверхности трибоконтакта или близко к этому направлению. В процессе дальнейшего перемещения в зоне взаимодействия с поверхностями подвижного сопряжения частица поворачивается.

Согласно классификации механизмов силового воздействия на частицы диспергируемого материала [2], трибодиспергирование следует отнести к взаимодействию двойным ударом, когда частицы реагирующего материала подвергаются одновременному действию напряжений сжатия и сдвига двумя размалывающими поверхностями, которые возникают при столкновении с относительной скоростью поверхности тела с частицей материала, покоящейся на поверхности контртела. Следует отметить, что кварцевые порошки, подвергнутые двойному ударному воздействию, состоят по преимуществу из округлых частиц со сравнительно гладкой поверхностью [3], тогда как активированные чисто ударным напряжением образуют частицы неправильной формы с острыми краями. Частицы кварца, полученные путем ударных напряжений, имеют предельный размер до 0,2 мкм, в то время как при двойном ударном воздействии не более 0,01 мкм. При этом размер частиц уменьшается по мере возрастания переданной материалу механической энергии, пока не достигается определенное равновесное измельчение, характерное для условий трибодиспергирования.

Процесс приработки поверхностей подвижных сопряжений включает преимущественно механические явления, которые сводятся к микрорезанию, либо к трению скольжению. Соотношение между этими процессами определяется свойствами тел трибосопряжения, геометрическими и физико-механическими свойствами частиц порошковой смеси, давлением и скоростью относительного движения тел пар трения (притирки). Наиболее тонкий процесс технологии механической обработки, каким является доводка, дает наклеп поверхностей сопряжения глубиной порядка 2-10 мкм и степенью наклепа 10-30%. В начале трибоконтакта неровности поверхностей сопряжения соприкасаются на малой площади (пятнах фактического контакта), вследствие чего возникают высокие контактные давления. В этой стадии трибодиспергирование сопровождается абразивным изнашиванием поверхностей сопряжения. По мере увеличения площади контакта поверхностей трения с частицами порошковой смеси и продуктами износа уменьшается локальное давление. Абразивные зерна и керамические частицы снимают все более тонкие слои и, наконец, толщина снимаемого слоя не превышает толщины смазки. Чем меньше размер абразивных зерен, тем тоньше должен быть слой смазки. Если к керосину, который используется при окончательной стадии трибоконтакта с высокодисперсным абразивным порошком, добавлено масло, то процесс диспергирования может совсем прекратиться, так как толщина смазочного слоя в этом случае может быть больше величины абразивных зерен или частиц микрозерен, которые не будут соприкасаться с поверхностями сопряжения.

Следует отметить, что если одно из тел подвижного сопряжения мягкое, то возможно смятие и последующее заволакивание продуктами износа поверхностей трибоконтакта. В данной ситуации процесс диспергирования и приработки (притирки) мягких материалов протекает неустойчиво. Поэтому детали пар трения, при диспергировании компонентов порошковой смеси, проектируются из износостойких материалов, подвергнутых упрочнению.

Микроскопическая модель диспергирования. Кристаллические частицы исходных компонентов консолидированных керамических материалов, диспергируемых в сопряжении, образуемых на основе соединений неметаллов III-VI групп периодической системы элементов друг с другом или с любыми металлами посредством специальных технологических процессов или непосредственно в сопряжении, составляют особую группу микро-керамических компонентов. Исходными соединениями, включенными в определение микрокерамики, являются: бориды, карбиды, оксиды и другие сложные соединения на их основе как

естественного, так и искусственного происхождения. С учетом легирующих добавок и активированных механохимических процессов в зоне сопряжения возможно образование безоксидной, оксидной и смешанной керамики. Если размер частиц близок к величине зазора в сопряжении и не превышает некоторых критических значений для данного узла подвижного сопряжения, между двумя поверхностями в зоне контакта частицы микрокерамики не оказывают абразивного действия. Микрокерамика воздействует на поверхности сопряжений не вызывая нарушения технических допусков. Благодаря адгезии с металлами деталей сопряжения происходит механическое проникновение наночастиц керамики в микропоры металлических поверхностей и их уплотнение в местах шероховатостей, что создает эффект накатки пограничного слоя и образует защитную пленку на поверхностях контакта. Высокая термическая стойкость и химические свойства микрокерамики исключают возможность коагуляции и возникновения отложений, наростов и сгустков в локальных зонах подвижного контакта. Содержание наночастиц микрокерамики в смазке порядка 8-10% от общего объема масла позволяет частицам не только проникать в «карманы» и впадины микрогеометрии поверхностей пар сопряжения, но и постоянно мигрировать во взвешенном состоянии в смазке, действуя как микрошарики в подшипнике. Возникает идеальное свойство качения сферических наночастиц с проскальзыванием, которое достаточно точно моделируется ротационным потоком в зоне сопряжения вихрей сред тела и контртела. Происходит относительное движение поверхностей элементов пары сопряжения не металл по металлу, а керамики по керамике (эффект смягчения), следствием чего является мягкий ход и уменьшение шума.

Как показали многочисленные исследования приработка *in-situ* (по месту) с использованием незакрепленного мягкого абразива, дает следующие технические результаты: на поверхностях подвижного сопряжения постепенно формируется микрорельеф с новыми свойствами, что вполне согласуется с ранее описанными особенностями самоорганизации систем сопряжения.

В результате вторичной приработки с участием микрокерамики на поверхностях трения создается так называемый плосковершинный или плоскохонингованный микрорельеф с большими «масляными карманами». Такой микрорельеф современная машиностроительная промышленность стремится создавать на поверхностях ресурсоопределяющих сопряжениях деталей машин.

Сформированный микрорельеф, за счет уменьшения R_a, R_z и R_{max}, более чем вдвое, уменьшает требования к толщине масляной пленки h. Для реализации режима гидродинамического трения с мигрирующими частицами микрокерамики необходимо выполнение условия, записываемого соотношением

$$\lambda = h \Big/ \left(R_{\max_1}^2 + R_{\max_2}^2\right)^{1/2} \geq 3, \qquad (1)$$

где $R_{\max_1}$ и $R_{\max_2}$ максимальные размеры выступов двух контактирующих поверхностей.

Физический смысл соотношения (1) объясняется представлением механизма взаимодействия шероховатых поверхностей при гидродинамическом режиме трения с частицами микрокерамики, когда при прохождении двух максимальных выступов микрорельефа поверхностей, между ними будет существовать слой смазки толщиной, соразмерной $\left\{R_{\max_1}^2, R_{\max_2}^2\right\}$.

Условие (1) выведено исходя из геометрических соображений о недопустимом контакте скольжением микровыступов. Если предположить, что в формулах (1) вместо R_{max} корректнее использовать $R_{рк}$, то в случае приработки с частицами микрокерамики дополнительно снижается значение h_{min}, при котором начинается гидродинамический режим сопряжения. Приработка узла с частицами микрокерамики способствует значительному расширению границ смешанного сопряжения контактирующих тел на диаграмме Герси-Штрибека в

область малых значений числа Герси, то есть более низких скоростей скольжения и больших нагрузок и более жестких условий работы для машин и механизмов.

С другой стороны, наличие относительно глубоких впадин («масляных карманов») способствует сохранению некоторго запаса смазывающего материала на поверхности контакта.

В режимах граничного и смешанного сопряжения, когда в зонах фактического контакта происходит деформирование выступов поверхностей и сближение последних, наличие относительно толстой пленки масла значительно увеличивает несущую способность, что положительно сказывается на увеличении срока службы ресурсоопределяющих узлов, частично или полностью работающих в тяжелых режимах.

Микродисперсная, многокомпонентная смесь порошков в стадии диспергирования, когда размер частиц достигает предельных величин и активационная способность, вызванная образованием ювенильных поверхностей при дроблении, исчерпана, приобретает совершенно новые качества и их механизм взаимодействия с элементами системы сопряжения: нерастворимость в смазках, химическую индифферентность, неизменяемость вязкости смазок при остаточной концентрации менее 10%. Последнее позволяет использовать зависимость (1) при определении эффективного диапазона размерных соотношений микрогеометрии поверхностей сопряжения и частиц микрокерамики в безактивационном процессе подвижного сопряжения деталей машин.

Мигрирующие частицы микрокерамики кратковременно укладываются на поверхностях сопряжения и постоянно циркулируют в ротационном потоке смазочной среды. Зыбкий поверхностный слой способствует выглаживанию шероховатостей и повышению доли воспринимаемой нагрузки поверхностью контакта до 75-85% в сравнении с отшлифованной или хонингованной поверхностью 25%. Содержащиеся в смеси микрочастицы керамики, при кратковременном отсутствии активированных компонентов в зоне сопряжения и образующие квазизащитный слой, передвигаются в процессе циркуляции смазки подобно шарикам в подшипнике и действуют на поверхности сопряжения как амортизаторы. После выглаживания поверхности обеспечивается практически идеальное состояние жидкостного скольжения. При тяжелых нагрузках и высокой скорости относительного движения деталей сопряжения достигается исключение в контакте проявления механизма сухого, пограничного или смешанного скольжения. Микрокерамика индифферентна к маслам, что исключает возможность ее негативного влияния на смазку и рассматривать формирующуюся добавку как стандартную присадку к промышленным маслам. В экстремальных условиях неконтролируемого рабочего процесса квазизащитный слой микрокерамики кратковременно обеспечивает противоизносный эффект при масляном голодании и в случае утечки масла.

Благодаря наслаиванию и адгезии микрочастиц между собой и с металлическими поверхностями пары трения увеличивается гладкость поверхностей как на уровне субмикрогеометрии единичного зерна, так и на уровне макрорельефа. Изменение механизма взаимодействия поверхностей сопряжения обусловлено, в первую очередь, заменой скольжения пятен фактического контакта на качение сфероидальных частиц микрокерамики, сформированных в процессе предельного диспергирования и аморфизации компонентов ГМ под действием двойного удара в контакте поверхностей сопряжения. Во-вторых, градиентная многослойная среда частиц субмикрокерамики в зазоре сопряжения выполняет функцию смазочного материала и обладает наименьшим коэффициентом трения среди всех твердых веществ.

Список литературы

1. *Ткаченко Э.А. Нанотехнология* компенсации размерного износа подвижных сопряжений элементов машин / Э.А. Ткаченко, Д.А. Кононов/ Сб. научных трудов ДонНТУ «Прогрессивные технологии и системы машиностроения», вып. 1, 2 (44), 2012.-С.255-263.
2. *Хайнике Г. Трибохимия*. М.: Мир, 1987.-584с.
3. *Steinike U.*, Müiier B., Ebert J., Hennig H.-P., *Kristall* u Technik, 14, 1469 (1979).

УДК 669:539.43:539.56

Закора В.В. ведущий специалист

Государственное высшее учебное заведение «Национальный горный университет»

КОМБИНИРОВАННЫЙ МЕТОД ПОВЕРХНОСТНОГО УПРОЧНЕНИЯ ДЕТАЛЕЙ МАШИН И МЕХАНИЗМОВ

Производительность машин и механизмов зависит от их конструктивных особенностей, технологий изготовления, условий эксплуатации. Технологически, мы подбираем не только материалы, из которых изготовляем деталей, но и должны обеспечить качество поверхности изготавливаемых деталей.

В сегодняшнем машиностроении большое внимание уделяется развитию технологий поверхностного упрочнения. Известно, что состояние поверхности во многом определяет уровень прочности и эксплуатационные свойства деталей машин. Именно поверхность изделия испытывает повышенный износ, контактные нагрузки, в наибольшей степени разрушается вследствие коррозии. Технологии поверхностного упрочнения, как правило, основаны на модифицирующем воздействии на поверхность металла высокоэнергетическими или физико-химическими методами, что радикально меняет ее структуру и свойства. Широко распространенными технологиями являются: химико-термическая обработка, обработка токами высокой частоты, лазерная обработка, электроискровое легирование, ударно-волновое упрочнение, различные методы напыления поверхностных покрытий [1-4]. Общая цель этих методов обработки - повышение твердости и качества покрытия.

Одним из способов модифицирования поверхности детали или ее элементов является электроискровое легирование (ЭИЛ), позволяющее повысить износостойкость и твердость, жаростойкость, коррозионную стойкость поверхностей деталей, а также восстановить размеры изношенной детали [2,3]. В то же время, электроискровое легирование имеет некоторые недостатки, основным из которых являются резкий перепад твердостей между легированным слоем и материалом детали, что приводит к разрушению и отлущиванию легированного слоя в процессе эксплуатации.

Целью наших исследований является изучение возможности повышения износостойкости поверхностных слоев, образующихся в результате электроискрового легирования с помощью методов химико-термической обработки.

Для решения поставленной задачи, были выбраны три вида обработки: электроискровое легирование электродом из хрома (ЭИЛ Cr), электроискровое легирование электродом из хрома с последующей цементацией (ЭИЛ Cr+Ц) и электроискровое легирование электродом из хрома с последующим азотированием (ЭИЛ Cr +А).

Для того, что бы легирующие элементы в исходной стали не вносили коррективы в исследовании предложенной методики поверхностного упрочнения деталей машин и механизмов, качестве образцов использовали низкоуглеродистую, нелегированную сталь марки Ст.3. Образцы размером 10х10х27 мм были предварительно подготовлены для электроискрового легирования.

Электроискровое легирование осуществлялось на установке «Элитрон 52» на режиме 9, рабочим током 11.5А и емкостью конденсаторов 1560мкФ.

Цементацию проводили по классической технологии в твердом карбюризаторе [1]. В качестве твердого карбюризатора использовали древесный уголь с добавлением в качестве катализатора Na_2CO_3 в количестве 10%. Выдержка в печи составляла 10 часов при температуре 930-950°С.

Азотирование проводили на ОАО «ДАЗ» в печах типа США-3,2.4,8/6. Среда: аммиак (жидкий аммиак подается капельным путем), выдержка 52 часа при температуре 550°С.

Микроструктура изучалась с помощью оптического микроскопа «Neophot 2», оснащенного цифровой фотокамерой DCM 510.

Микротвердость слоев, измеряли на микротвердомере ПМТ-3.

Испытания на ударно – абразивное изнашивание поверхностных слоев с различными методами обработки проводили на специально сконструированной установке в среде чугунной и стальной дроби [5]. Относительную ударно – абразивную износостойкость определяли в соответствии с ГОСТ 27674 – 88. После испытания, образцы взвешиваются на аналитических весах с точностью 0,01г.

Микроструктурный анализ поперечных шлифов образцов показал, что при электроискровом легировании электродом из хрома на поверхности образуется легированный слой толщиной 0,03-0,05мм. Этот слой получается в результате переноса материала анода на катод под действием электрического разряда. Между легированным слоем и основным материалом, наблюдается четкая граница разделения, что свидетельствует о недостаточно прочной связи легированного слоя с материалом образца.

При цементации после ЭИЛ, на поверхности образца образуется слой с повышенным содержанием карбидов хрома. В отличие от ЭИЛ Cr, при ЭИЛ Cr+Ц не наблюдается четкой границы между легированным слоем и основным материалом. Это позволяет утверждать, что легированный слой более крепко соединился с основным металлом, и способствует меньшему выкрашиванию при ударных нагрузках. При этом наблюдается, слой заэвтектоидной стали и перлитный слой, которые имеют такую же глубину, как и при классической цементации при данных режимах. Ферритные зерна начинают появляться на глубине 1,5-1,7мм.

При азотировании после ЭИЛ, на поверхности образца образуется слой с повышенным содержанием нитридов хрома. При ЭИЛ+А так же как и при ЭИЛ+Ц нет четкой границы между легированным слоем и основным материалом. Азотированный слой имеет глубину, на которую проводили азотирование - 0,39мм. После азотированного слоя идет материал образца.

В результате измерений микротвердости поверхностных слоев образцов, подвергнутым различным видам обработки, был построен график зависимости микротвердости (кг/мм^2) от глубины измерений (мм). Установлено, что последующая химико-термическая обработка существенно увеличивает микротвердость легированного слоя (цементация в 1,66 раза, азотирование в 2,92 раза). Также показано, что последующая химико-термическая обработка создает под легированным слоем подложку, с постепенным убыванием твердости, и наблюдается плавный переход от твердого легированного слоя к мягкой сердцевине образца, что так же благоприятно влияет на механические свойства поверхности обработанной детали.

В результате испытаний на ударно-абразивный износ, был построен график зависимости износа (%) от времени испытания (мин). Из графика видно, что на протяжении 20 минут испытания, износ всех типов образцов, практически одинаковый. Затем, наблюдается интенсивный износ на образцах без последующей химико-термической обработки, что объясняется отлущиванием легированного слоя от основного материала, за счет слабого сцепления, которое показано при микроструктурном анализе. Образцы с последующей цементацией и азотированием изнашиваются меньше, за счет более крепкого сцепления легированного слоя. И через 30 минут испытаний, образцы, обработанные ЭИЛ Cr+Ц и ЭИЛ Cr+A, имеют практически одинаковый процент износа (0,848%), а износ образцов обработанных ЭИЛ Cr выше в 1,58 раза (1,344%). При дальнейших испытаниях, кривые различных видов обработки расходятся, и при максимальном времени испытаний (100 минут), процент износа образцов составляет следующие значения: ЭИЛ Cr - 3,518%, ЭИЛ Cr+Ц - 2,145% и ЭИЛ Cr+A - 1,926% износа.

Таким образом, показано, что последующая химико-термическая обработка повышает ударно-абразивную стойкость легированного слоя. Это объясняется большим сцеплением

легированного слоя с основным материалом образца, обусловленным микроструктурой, и повышенной твердости поверхностного слоя.

Предлагаемый метод упрочнения рекомендуется применять на поверхностях деталей, которые работают в агрессивных средах с повышенным абразивным, коррозионным и ударным износом.

Список литературы

1. *Лахтин, Ю.М. Химико-термическая* обработка металлов / В.Н. Арзамасов. - М.: Металлургия, 1985. - 256 с.
2. *Гитлевич, А.Е. Электроискровое* легирование металлических поверхностей / В.В. Михайлов, Н.Я. Парканский, [и др.] Кишинев: Штиница, 1985. - 196 с.
3. *Дидык, Р.П. Физические* основы прочности / Е.В. Кузнецов, В.Н. Забара. Днепропетровск: Наука и образование, 2005. - 608 с.
4. *Иванов, Ю.Ф. Легирование* поверхности углеродистой стали медью путем электрического взрыва проводника и последующей электронно-пучковой обработки. / С.Ю. Филимонов, А.Д. Тересов, [и др.] // Известия Томского политехнического университета. – Томск, 2011. – №2. – Т.318 – с.101-105.
5. А.с. 1820300 СССР, МКИ G01 №3/56. *Установка* для испытаний на ударно-абразивное изнашивание / *А.П. Чейлях*, И.М. Олейник. - № 4936016/28; Заявл. 12.05.91; Опубл. 07.06.93, Бюл. №21. - 3 с.

УДК 621.762.4

Бончук С.В., магистр

Национальная металлургическая академия Украины

РЕСУРСО- И ЭНЕРГОСБЕРЕГАЮЩИЕ ТЕХНОЛОГИИ ПОЛУЧЕНИЯ ВТОРИЧНОГО АЛЮМИНИЯ

Введение. Объемы вырабатываемой продукции машиностроительных предприятий связаны не только с социально-экологическими изменениями в обществе, но и с несовершенством технологии и устаревшим технологическим оборудованием [1]. Это приводит к увеличению расхода энергии и ресурсов на производство единицы продукции и переходу части материальных ресурсов в отходы производства.

Переход любого вида материальных ресурсов или энергии неизбежно ведет к необходимости добывать больше полезных ископаемых, сжигать больше топлива, перерабатывать и очищать большое количество отходов и это приводит к нарушению сложившегося экологического равновесия.

Цель. С целью повышения ресурсо- и энергосберегающих показателей при выпуске машиностроительной продукции необходимо увеличить уровень переработки отходов, переходя постепенно к малоотходным технологиям и процессам.

Основная часть. На предприятиях авиакосмического комплекса страны значительное количество изделий производится из алюминиевых сплавов. Отходы этих производств являются ценным сырьем для изготовления изделий, полуфабрикатов и вторичного алюминия для получения литейных сплавов [2,3].

Для получения вторичных алюминиевых сплавов требуемого отраслевого качества из стружечных отходов промышленно опробован метод механического измельчения стружки, с магнитной сепарацией включений и других металлов, удалением смазки и охлаждающих жидкостей. Затем для уменьшения угара алюминия при плавлении стружка брикетируется. Проведенные исследования показали, что оптимальный размер цилиндрических брикетов должен быть диаметром 70мм и длиной 60мм.

На ПАО Днепропетровском агрегатном заводе разработаны специальные установки для реализации выше приведенного метода получения вторичного алюминия (рис. 1).

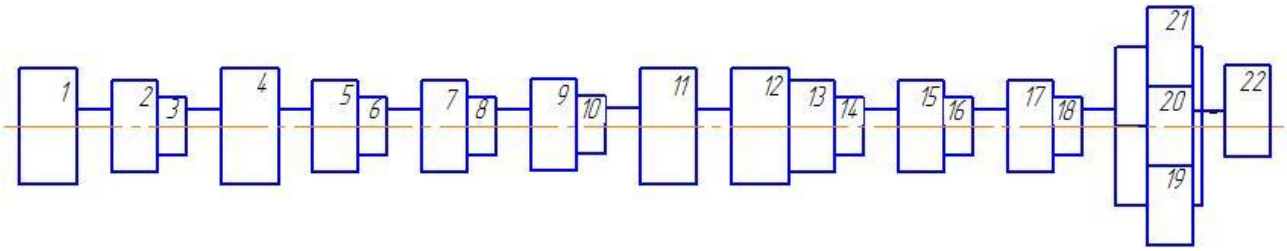


Рис.1 – Линия по переработки вторичного алюминия

Линия работает следующим образом: алюминиевая стружка поступает в бункер-накопитель *1* оборудованный системой для сбора свободно стекающей СОЖ. Стружка шнековым транспортером *2* подается в приемную воронку роторного транспортера *3*, через который подается на вращающийся отбойный диск *4* для механического отделения СОЖ. С поверхности диска стружка скатывается в приемный люк транспортера *5* и подается элеватором *6* в бункер-накопитель *7*. С этого бункера, с помощью дозатора *8*, стружка подается в установку *9* удаления СОЖ. Сухая стружка перегружается с помощью транспортера *10* и элеватора *11* в бункер-накопитель *12*, а затем в измельчитель *13*. Измельченная стружка транспортером *14* подается в бункер-питатель *15*. По склизу-дозатору *16* измельченная стружка подается на горизонтальный пресс для брикетирования *17*. Полученные брикеты по ленточному транспортеру *18* подаются в бункеры-накопители *19, 20, 21* в зависимости от марки материала. С этих бункеров необходимое количество брикетов подается в плавильный агрегат 22.

Выводы. Ресурсо- и энергосберегающая эффективность разработанной технологии обусловлена максимальной переработкой отходов машиностроительного производства и получением вторичного алюминия требуемого качества, за счет рационального размещения оборудования на небольших производственных площадях.

Список литературы

1. *Шмандий В.М. Перспективы* энерго- и ресурсосбережения на современном этапе развития машиностроительных заводах /Шмандий В.М., Яценко А.М., Чхало В.В. // Машиностроение и техносфера XXI века. Международный сборник научных трудов. Донецк: ДонГТУ, 1999. – с.189-192.
2. *Беликов С.Б. Алюминиевые* сплавы в машиностроении: состояние и перспективы/ Беликов С.Б., Волчок И.П., Верещага В.В. // Високі технології в машинобудуванні: зб. наук. пр. НТУ "ХПІ", Харків, 2005 - Вип.2(11) - с .38-43.
3. Патент № 91558 Україна. Комплекс для виробництва профільних заготовок з металевої стружки і інших відходів машинобудівного виробництва (Морозенко Є. В., Белодеденко С.В., Богданчикова С.В. Федулова Г.Б.) Бюл. 2009, №16.

УДК 621.7.047.7

Володько Е.Г., аспирант, Негруб С.Л., к. т. н., доцент

Национальная металлургическая академия Украины

О МЕТОДЕ СНИЖЕНИЯ ШЕРОХОВАТОСТИ ПРИ ЭЛЕКТРОЛИТНО-ПЛАЗМЕННОМ ПОЛИРОВАНИИ СТАЛЬНЫХ ИЗДЕЛИЙ

Введение. Одним из активно развивающихся в последнее десятилетие методов финишной обработки детали является электролитно-плазменная полировка (ЭПП). Сущность процесса заключается в том, что на обрабатываемое металлическое изделие, погруженное в водный раствор электролита, прикладывают положительный по отношению к электролиту электрический потенциал. При определенных значениях напряжения (U=250-320 В) на поверхности детали образуется пароплазменная оболочка (ППО) и происходит процесс оплавления микровыступов на поверхности обрабатываемой детали [1]. Данный метод является производительным, экономичным и экологически безопасным.

Наиболее влияющими факторами на качество обрабатываемой поверхности являются значения электрического потенциала и температуры электролита [2]. При этом, чем ниже значения данных параметров, тем ниже величина получаемой шероховатости обрабатываемой поверхности. Однако, при низких значениях электрического напряжения (U<250 В) и температуры электролита ($t_{эл}$<70°C) процесс не стабилен и сопровождается срывом ППО.

Целью данной работы является улучшение качества обрабатываемой поверхности после ЭПП с Ra = 0.12-0.08 мкм до Ra=0.05-0.02 мкм посредством достижения более низких значений электрического потенциала (U=150-180 В) и температуры электролита ($t_{эл}$=50-60°C) во время обработки.

Основная часть. Без сплошной и устойчивой ППО разогрев детали анода до температур выше 200–250 °С невозможен. Энергия проходящего тока будет выделяться в элементе с максимальным электрическим сопротивлением, то есть в ППО. Образование оболочки обусловлено локальным вскипанием электролита в прианодной области, где выделяется бо̀льшая часть энергии источника питания. По имеющимся оценкам, удельная электропроводность парогазовой оболочки (ПГО), образующейся, например, в 10% водном растворе нитрата аммония, составляет 1,1*10^{-5} Ом$^{-1}$*см$^{-1}$ [10], что на порядки ниже электропроводности раствора. При этом увеличение напряжения обеспечивает повышение выделяемой мощности, несмотря на снижение тока из-за утолщения ПГО, вызванное усилением образования пара.

Из пароплазменного слоя тепло поступает в анод, поэтому температура его поверхности, контактирующей с паровой пленкой, не ниже температуры кипения электролита. Таким образом, значительная часть энергии уходит на нагрев и поддержание температуры ППО в прианодной зоне [3].

На рис. 1 схематически показаны потоки тепла из оболочки, где q_l – плотность теплового потока, направленного из оболочки в раствор электролита, q_s – плотность теплового потока, расходуемого на испарение электролита; q_a – плотность теплового потока, направленного из оболочки в анод [4].

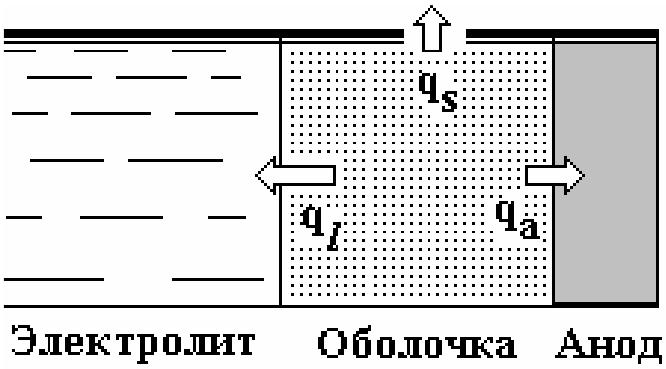


Рис. 1. Схема тепловых потоков в прианодной зоне [3]

Следовательно, для возможности снижения рабочего напряжения и температуры электролита при ЭПП необходимо решить задачу подачи дополнительного тепла в приэлектродную зону для поддержания стабильности ППО.

Одним из наиболее оптимальных вариантов является индукционный нагрев обрабатываемой детали перед погружением в электролит и непосредственно в процессе ЭПП. Индукционный нагрев обеспечивает нагрев поверхностных слоев обрабатываемой детали, что позволяет создать устойчивую паровую оболочку вокруг нее при погружении в электролит даже без подачи электрического потенциала.

Таким образом, при индукционном нагреве энергия расходуется на преодоление сопротивления парогазовой оболочки без затрат на её поддержание. Это, в свою очередь, позволяет снизить рабочее напряжение и температуру электролита, а, соответственно, и шероховатость обработанного изделия.

Методика исследования. Обработка проводилась на экспериментальной установке электролитно-плазменной обработки, в которой использовался блок питания ИВЕ-245-09 постоянного тока ($N \leq 6000$ Вт; $U_{мах} \leq 1350$ В; $I_{мах} \leq 10$ А). Шероховатость определялась на профилометре модели 170622 и 3-d профилографе «Micron-alpha». Индукционный нагрев выполнялся самодельным индукционным нагревателем.

Вывод. Применение индукционного нагрева в процессе электролитно-плазменной полировки позволило снизить достигаемую шероховатость при данном методе обработки с Ra=0.12-0.08 мкм (без применения индукционного нагрева при ЭПП) до Ra=0.05-0.02 при индукционном нагреве детали. Данный результат получен за счет создания и поддержания парогазовой оболочки посредством индукционного нагрева и снижения значений электрического потенциала (U=150-180 В) и температуры электролита ($t_{эл}$=50-60°C) в процессе обработки.

Список литературы

1. *Куликов, И. С. Электролитно-плазменная* обработка материалов / И. С. Куликов, С. В. Ващенко, А. Я. Каменев. – Минск: Беларус. навука, 2010. – 232 с. – ISBN 978-985-08-1215-5.
2. *Володько Е. Г. Планирование* активного эксперимента для прогнозирования шероховатости при электролитно-плазменной полировке / Е. Г. Володько, В. А. Тутык. // Системные технологии. – 2014. – №5. – С. 163–169.
3. *Дураджи В. Н. Нагрев* в электролите / В. Н. Дураджи, А. С. Парсаданян. – Кишинев: Штинца, 1988. – 216 с.
4. *Белкин П. Н. Электрохимико*-термическая обработка металлов и сплавов / П. Н. Белкин. //М.: Мир. – 2005. – С. 336.

УДК 621.983.3.044.002

Огороднiков В.А., Гречанюк М.С.

Вінницький національний технічний університет

ОЦІНЮВАННЯ ЗНОСУ СІДЛОВО-ЗЧІПНОГО ПРИСТРОЮ АВТОПОЇЗДУ ЗА ЕНЕРГЕТИЧНИМ КРИТЕРІЄМ

Вступ. Значна частина перевезень вантажів припадає на автомобільний транспорт та здійснюється сідловини автопоїздами. Саме тому є важливим запобігання досягненню критичних рівнів надійності автопоїздів що впливатиме на безпеку дорожнього руху. Відповідно до конструкції сідлового автопоїзду найбільш слабким місцем у зчіпці “сідловий тягач-напівпричеп” є шворень напівпричепа, від ступеню зносу якого, значною мірою, і залежить надійність з’єднання.

Виробники шворнів передбачають граничні параметри величини зношування, по досягненню яких він повинен бути замінений. Однак встановлення цих граничних параметрів відбувається суб'єктивно, найчастіше апріорі та без належного наукового обгрунтування.

Мета роботи. Метою роботи є розробка критерію оцінки зношування шворня сідлово-зчіпних пристроїв, що дозволяє феноменологічним шляхом оцінити можливість експлуатації шворня сідлово-зчіпного пристрою або його заміни.

Дослідження. У якості об'єкта дослідження був прийнятий шворінь SAF HOLLAND 662101109, встановлений на автопоїзді в складі сідельного тягача DAF XF 440 і напівпричепа Schmitz S.KO 24 (фотографія шворня, що був в експлуатації наведена на рис. 1).

З метою визначення обсягу ушкодженого в процесі експлуатації метала, питомої потенційної енергії, витраченої на зношування деформуємих поверхонь у контакті циліндричних поверхонь застосований метод дослідження пружно-пластичних деформацій – метод твердості [2]. У роботі [3] дано обґрунтування методу для визначення напружено-деформованого стану, а також питомої потенційної енергії при пластичному деформуванні матеріалів, що зміцнюються, а також при проведенні автотехнічних експертиз при оцінці енергія деформації, що дозволяють визначити швидкість руху транспортних коштів у момент зіткнення.

Рис. 1. Шворінь SAF HOLLAND 662101109

На рисунку 2 показані поверхні в перетинах 1-1, 2-2, 3-3, 4-4, 5-5, 6-6.

На зазначених поверхнях вимірювалась твердість по Лібу, у точках з інтервалом зсуву 15˚ (переносним твердоміром ТЭМП-3).

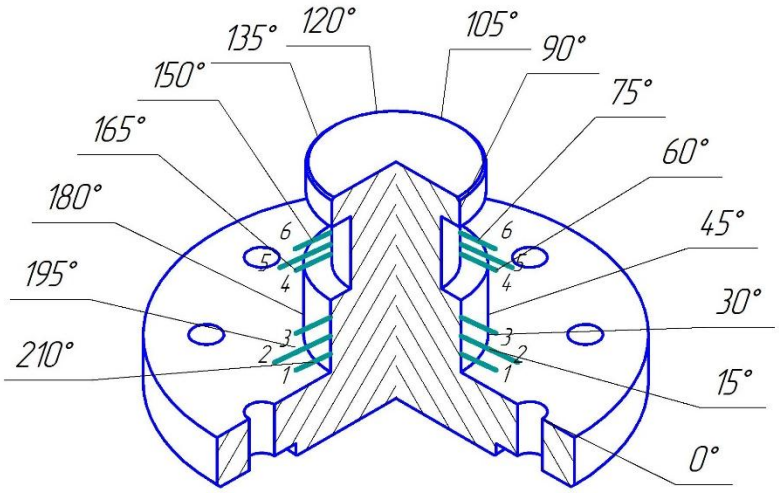


Рис. 2. Перерізи шворня

Сформуємо карту досліджуваного матеріалу (сталь SAE 4140, аналогом якої є сталь 40ХФА) [4] по алгоритму [5].

Визначимо границю текучості матеріалу по твердості [6]

$$\sigma_{0,2} = 176 + 0,33 \cdot H_0, \tag{1}$$

де $H_0 = 462$ - вихідна середньостатистична твердість стали 40ХФА, визначена експериментально.

Карта матеріалів [5] містить у собі найважливішу універсальну механічну характеристику – криву течії матеріалу в координатах – інтенсивність напруг

$$\sigma_u = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2}, \tag{2}$$

інтенсивність деформацій

$$\varepsilon_u = \frac{\sqrt{2}}{3} \sqrt{(\varepsilon_1 - \varepsilon_2)^2 + (\varepsilon_2 - \varepsilon_3)^2 + (\varepsilon_1 - \varepsilon_3)^2}, \tag{3}$$

де $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$ – головні напруги,

$\varepsilon_1, \varepsilon_2, \varepsilon_3$ – головні деформації.

Криву текучості в зазначених координатах апроксимуємо виразом

$$\sigma_u = A \cdot \varepsilon_u^n, \tag{4}$$

де для ізотропних матеріалів коефіцієнти апроксимації мають фізичний сенс.

Коефіцієнт A – інтенсивність напруг при інтенсивності деформації рівній одиниці; n – показник ступеня інтенсивності деформацій при максимальному навантаженні на умовній діаграмі розтягу.

Коефіцієнти апроксимації кривої течії, отримані по твердості рівні відповідно: $A = 769 МПа,\ n = 0,19$. Для кривої отриманої за довідковим даними $A = 729 МПа,\ n = 0,195$.

Отримані дані дозволяють розрахувати питому потенційну енергію $W_{уд}$, затрачувану на зношування поверхонь шворня SAF HOLLAND 662101109.

Енергію деформації W_{def}, витрачену на зношування шворня SAF HOLLAND 662101109 визначили помноживши отримане значення $W_{уд}$ на об'єм, охоплений пластичною деформацією.

Таким чином, критерієм зношування шворня седельно-зчіпного пристрою автопоїзда є величина енергія деформації, при якій очікується руйнування системи зчеплення автопоїзда

$$W_{def} \le \left[W_{def} \right]. \tag{5}$$

Висновки. З метою оцінки стану зношування тертьових поверхонь сідлово-зчіпного пристрою, зокрема шворня, пропонується на стадії експлуатації сідлово-зчіпного пристрою автопоїзда вимірювати твердість по Лібу, геометричні параметри системи зчеплення та за допомогою енергетичного критерію оцінювати можливість подальшої експлуатації.

Список літератури

1. Поляков А. Критерії стійкості вантажних автомобілів з напівпричепами / Андрій Поляков, Микола Гречанюк // Вісник Східноукраїнського національного університету ім. В. Даля. – 2010. – Вип. 7(149). – С. 24–28.
2. Дель Г. Д. Определение напряжений в пластической области по распределению твердости / Г. Д. Дель. – М.: Машиностроение, 1971. – 200 с.
3. Огородников В. А. Энергия. Деформации. Разрушение (задачи автотехнической экспертизы): монографія / В. А. Огородников , В. Б. Киселев, И. О. Сивак. – Винница: Универсум-Винница, 2005. – 204 с.
4. Marcomini J. B. Failure Analysis of a Hot Forged SAE 4140 Steel Kingpin / J. B. Marcomini, C. A. R. P. Baptista, J. P. Pascon, R. L. Teixeira, P. C. Medina // International Journal of Engineering Research & Science. – 2016, Vol. 2, Issue 6. – P. 102-109.
5. Огороднiков В. А. Карты материалов в процессах обработки материалов давлением / В. А. Огороднiков, И. А. Деревенько, М. А. Побережный // Вісник Національного технічного університету України «Київський політехнічний інститут». Серія машинобудування. – К.: НТУУ КПІ. – 2011. – С. 88-91.
6. Огороднiков В. А. Визначення енергії пластичної деформації елементів конструкцій транспортних засобів і параметрів відкриття подушок безпеки при ДТП / В. А. Огороднiков, В. Є. Перлов // Збірник наукових праць Вінницького національного аграрного університету. Серія: Технічні науки. – 2009. Вип. 3. – С. 5-9.

УДК 621.793

Селиверстов И.А., к.т.н., доцент, Русанов С.А., к.т.н., доцент

Херсонский национальный технический университет

ВЫБОР ПАРАМЕТРОВ ВИБРОКИПИННЯ В ПРОЦЕССЕ ИОННО-ПЛАЗМЕННОГО ПЛАКИРОВАНИЯ ПОРОШКОВ

Ионно-плазменное плакирования порошков состоит из двух базовых технологических операций, а именно: подготовка порошка, в частности их очистки в тлеющем разряде при

равномерном перемешивании, и непосредственно процесс нанесения металлических пленок на частицы материала. Требования к качеству исходного продукта диктуют необходимость применения ряда мер для обеспечения равномерного нанесения плакирующей пленки на общий объем порошка.

Известно, что вибрационный движение формирует многие явления которые и обусловливают широкий спектр применения, к которому относится эффект вибрационного перемещения или перемешивания. Это касается и процессов плакирования в виброкипящем слое, где важным является определение границ перехода от виброожижения к виброкипинию, расчеты скоростей циркуляции слоя, вибротранспортирования, параметров отклика вибрационной платформы на внешние воздействия и т.д.

Моделирование некоторых из перечисленных параметров возможно средствами системы автоматизированного моделирования виброкипящих и виброжиженых слоев «Виброслой» [1]. В задачах вибрационного воздействия на порошок в процессе плазменного плакирования происходит выбор режимов внешней вибрации необходимые для получения качественной и равномерной оболочки на частицах порошка [2]. Проведенные исследования показывают соответствие экспериментальным данным как в области виброжижения, так и в области виброкипения, при этом для расчетов непрерывного усредненных движений виброслоя необходим минимум входных параметров (таких как коэффициенты внутреннего трения и трения о несущую поверхность, параметры деформирования материала и т.д.).

Значительные динамические и ударные нагрузки, в случае развитого виброкипиння, могут повлиять на форму колебаний несущей поверхности, проявляя при этом эффект обратной связи с вибрирующим слоем. Это особенно актуально в связи с тем, что в условиях ограниченного пространства вакуумной камеры установки для ионно-плазменного плакирования не представляется возможным установить достаточно мощный и жесткий привод для обеспечения заданных вибропараметров, поэтому учет параметров жесткости платформы и привода является отдельным техническим заданием. В результате моделирования установлено, что отзыв поверхности значительно влияет на дальнейшее поведение слоя, форма движения которого начинает существенно отличаться от формы «срезанного синуса», при этом снижаются по модулю пиковые значения сжимающих напряжений.

При определенной жесткости системы можно наблюдать нежелательную картину более интенсивного неконтролируемого подбрасывания до вылета частиц порошка за пределы самого устройства. При меньших значениях жесткости система не в состоянии реагировать на входной сигнал привода, в результате чего не происходит процесса виброкипиння.

Таким образом, необходимо отметить, что интенсивность перемешивания, а, в конечном счете, и скорость конденсации металла на поверхности частиц порошка, взаимосвязаны и зависят как от времени пребывания порошка в подвешенном состоянии под воздействием плазменных потоков, так и от соотношения жесткости и параметров вибрации самого виброустройства.

Список литературы

1. *Система* автоматизованого моделювання гідродинаміки віброкиплячих шарів “Виброслой 1.0”. Свідоцтво про реєстрацію авторського права на твір №25051. / *С.А.Русанов*. − №24961: Заявл. 14.04.2008; Опубл. 24.07.2008.
2. *Селиверстов И.А. Анализ* процесса вакуумной металлизации порошковых материалов в виброкипящем слое / И.А.Селиверстов, С.А. Русанов, И.В. Смирнов, В.И.Копылов // Вестник національного технического университета Украины „ Киевский политехнческий інститут” / Машиностроение. —2009. — № 57. — С 50 — 56.

УДК 658.512.11.56

Мосьпан Д.В., к.т.н., Шлик С.В., к.т.н., Наумова Е.А., Федорак И.И., Шаповал А.А., к.т.н., Драгобецкий В.В., д.т.н., профессор

Кременчугский национальный университет имени Михаила Остроградского

СТРАТЕГИЯ ИНТЕЛЛЕКТУАЛЬНОЙ ОПТИМИЗАЦИИ В ПРОЦЕССАХ ОБРАБОТКИ ДАВЛЕНИЕМ

Введение.

Современный уровень теории и практики процессов обработки металлов давлением позволяет на базе системного подхода и теории управления определить оптимальные параметры процессов пластического формоизменения, выбрать наилучшие технические решения и создать предпосылки перехода к комплексной автоматизации. В целом процессам обработки металлов давлением присуще многообразие задач теории оптимального управления, решение которых осуществляется методами математического программирования.

Достаточно глубокий и детальный анализ решения оптимизационных задач относящихся к экономике, организации производства к отдельным технологическим процессам обработки металлов давлением приведен в работах Н.Н.Мороза, В.П.Сабелькина, D.Li, Y.Peng и др. [1-4].

Цель исследования.

Разработка системы, реализующей стратегию интеллектуальной оптимизации процессов формообразования.

Задача оптимизации сводится к нахождению наилучшего решения среди многих потенциально возможных, с учетом вводимых ограничений и критериев эффективности учитывая экологические, экономические, технические, эргономические и т.д. требования. Задачи оптимизации решаются с использованием аналитических, численных, графических, экспериментальных и др. методов. Как правило решение задач оптимального управления процессами формоизменения предполагает стабильность параметров состояния определяемым по среднестатическим данным. Наличие в системе оптимальные управления информации, получаемой через группу параметров наблюдения (измерения) и параметров возмущения (помехи) не всегда приводит не только к оптимальным, но даже и приемлемым результатам. В этом случае, управляющая программа формоизменения отрабатывается по «первой» детали. Для ее реализации требуются специалисты высокой квалификации. Оптимизировать процесс формообразования практически невозможно. Впоследствии необходимы доводочные работы, устранение дефектов и заварка трещин. В этом случае возможна реализация принципа обратной связи, т.е. в сравнении потребного изменения регулируемой переменной, определяемой управляющими воздействиями, с потребными. Сигнал ошибки, возникающий при этом, используется для создания корректирующего воздействия. Однако при таком формировании управляющей программы отсутствуют корректирующие параметры. Значительно эффективнее использовать управляющие программы, устройства и технологии способные реагировать на изменение внешних условий. При этом происходит оптимизация программы нагружения, корректировка параметров технологического оснащения и оборудования. Стратегия оптимизации состоит в следующем.

На первом этапе моделируем конкретный процесс формоизменения, т.е. разрабатываем базовую программу формоизменения. За исходный процесс принимается рассматриваемый, для которого получены оптимальные значения параметров. Если таких данных нет, и возможности, их получить в заданные сроки проектирования тоже нет, используем достаточно близкий процесс формоизменения. Для этого необходимо располагать системой классификации процессов формоизменения построенной с применением автоматизированных методов с самообучением. В качестве критерия для количественной оценки эффективности процесса формоизменения предложено использовать показатель напряженного состояния В.А. Огородникова [5]. Последний используем и для оценки степени объемности напряженного состояния.

Управление качеством получаемых деталей осуществляется путем варьирования степенью деформации заготовки в процессе формообразования. В систему модулей, включающих математические модели работы исполнительных органов оборудования и процесса формоизменения материала заготовки, введен адаптивный модуль и модуль накопления знаний. Работа последних, осуществляется одновременно с процессом формообразования материала заготовки. Система накопления знаний и адаптации программного управления апробируется на профилегибочном станке с ЧПУ, изготовленным на предприятии ОАО «Крюковский вагоностроительный завод». Результатом работы управляющей системы является значительное уменьшение брака получаемых деталей (дуги пассажирских вагонов) и статистический разброс величины пружинения заготовок Z-образного профиля.

Вывод.

Резервом повышения качества получаемых деталей методами пластического формообразования является использование управляющих алгоритмов, базирующихся на стратегии интеллектуальной оптимизации. Использование системы адаптации и накопления знаний при производстве дуг пассажирских вагонов из заготовок Z-образного профиля из сталей 09Г2С и Х18Н10Т позволило исключить разрушение заготовок при гибке с растяжением и статических разброс величины пружинения деталей с 22% до 6%.

Список литературы

1. *Li D.Y.*, Y.H.Peng, J.L.Yin. *Optimization* of metal-forming process via a hybrid intelligent optimization technique / Industrial applications// Struct Multidisc Optim (2007) 34:229-241 DOI 10.1007/s00158-006-0075-l/.
2. *Голенко В.А.*, А.М. Дмитриев, В.Д. Кухарь, С.Ю. Радченко, С.П. Яковлев, С.С. Яковлев. *Специальные* технологические процессы и оборудование обработки давлением – М. Машиностроение, 2004. – 464 с.
3. *Драгобецкий В. В. Оптимизация* геометрических и технологических параметров процесса формоизменения листовых деталей с рациональным выбором интенсифицирующих факторов / В. В. Драгобецкий, Н. Н. Мороз, О. В. Троцко // Вісник Національного технічного університету «ХПІ»: збірник наукових праць. Тематичний випуск: Нові рішення в сучасних технологіях. – Харків: НТУ «ХПІ», 2009. – № 32. – С. 38–43.
4. *Мороз М. М. Загальні* підходи оптимізації технології виробництва листових заготовок / М. М. Мороз, В. В. Драгобецкий, А. Г. Маркевич // Вісник Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту ім. академіка В. Лазаряна. – Дніпропетровськ: ДІІТ, 2009. – Вип. 28. – С. 186–188.
5. *Огородников В.А.*, Киселев В.Б., Сивак И.О. *Энергия*. Деформации. Разрушение. (задачи автомеханической экспертизы). Монография. – Винница: УНІВЕРСУМ-Вінниця, 2005. – 204 с.

УДК 621.893

Пугач Р.С., асистент

Державний виший навчальний заклад «Національний гірничий університет»

ТЕХНОЛОГІЯ ОБРОБКИ ПОВЕРХОНЬ ПЛАСТИЧНИМ ДЕФОРМУВАННЯМ З ЗАСТОСУВАННЯМ ДОМІШОК ПРИРОДНОГО ПОХОДЖЕННЯ В МАСТИЛЬНО-ОХОЛОДЖУЮЧІЙ РЕЧОВИНІ

Вступ. Перед сучасним виробництвом стоїть завдання зниження вартості ремонтних робіт та підвищення циклу експлуатації виробів. Тому виникає завдання з розвитку технологій поліпшення поверхонь, що пов'язані з явищами, що протікають в зоні контакту деталей, з урахуванням міцності поверхонь і їх руйнування. Відомо, що шляхом поліпшення якості поверхонь тертя можна значно підвищити ресурс механізму. Таким чином, завдання тертя, змащення і зносу виступає на перший план [1].

Так як процес зношування протікає тільки в поверхневих областях що піддаються навантаженню, то з економічної точки зору доцільно застосовувати матеріали які володіють підвищеною зносостійкістю тільки в цих зонах, для цього поверхні деталей обробляють різними технологічними методами, наприклад: хіміко-термічною обробкою, плазмовим нанесенням, електролітичним осадженням, пластичним деформуванням, високоенергетичною обробкою, комбінованими методами обробки и т.д.

Мета. Таким чином виникла ідея підвищити зносостійкість робочих поверхонь за допомогою інноваційної технології обробки поверхні домішками природнього походження, що додаються до мастильно-охолоджуваної речовини (МОР) в процесі поверхнево пластичної деформації (ППД).

Основна частина. На даний момент існують домішки до мастил природного походження з дисперсністю 5 ÷ 30 мкм, так звані природні геомодифікатори тертя (ГМТ). Геомодифікатор тертя - спеціальна добавка в мастильні матеріали і технологічні середовища на базі мінералів геологічного (рідше штучного) походження, які можуть вступати у взаємодію з контактуючими ділянками деталей і формувати на них металокерамічний шар, частково усуваючи дефекти поверхонь тертя. До складу ГМТ входять шунгіт, офіт, фаяліт і нефрит і т.д.

В дослідній роботі розглядається порівняння в процесі лабораторних випробувань ефективності застосування технології обробки поверхонь добавкою з 5% вмісту геомодифікатора тертя «ГЕОМ» ГМТ-У-1/3 ТУ 28.5-30260992-001-2001 в складі МОР під час фінішної операції ППД в порівняні з класичним методом обробки ППД.

На рисунку 1 представлено фото ГМТ-У-1/3 отримана на лазерному дисперсійному аналізаторі мікрочастинок «Analizetter 22», проглядається однорідність частинок ГМТ, розмірність яких складає близько 30 мкм [2].

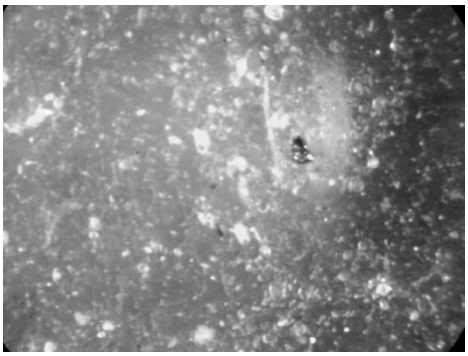


Рис.1. Фотографія геомодифікатора тертя

ППД виконувалось методом обкатування роликом діаметром 22 мм з профільним радіусом 3 мм. Ролик був виготовленій зі сталі ШХ-15 (термічно оброблений). Швидкість обкатування скала v = 20 м/хв., а подача S = 0,11 об/хв. Необхідний тиск ролика на вал забезпечувався тарованою притискною пружиною. В якості МОР було використано мастило И-20А ГОСТ 20799-88. Зусилля обкатування становило 150 Н та контролювалось динамометром [3]. Шорсткість поверхні вала, після деформації, склала Ra ~ 1,4 – 1,8 мкм. На рисунку 2 представлена фото реалізації поверхневого пластичного деформування . Після отримання необхідної кількості зразків було проведено їх маркування та розподілено на групи, а також встановлено їх геометричні показники, шорсткість поверхні та вагу.

Рис. 2. Фото реалізації пластичної деформації роликом зразків зі сталі 40Х

Дослідження на зносостійкість проводилося на машині тертя СМЦ-2 по схемі «диск-колодка». Навантаження зразків забезпечувалося пружинним механізмом в діапазоні від 150 кг/см^2. Частота обертання рухливого ролика складає 500 об/хв. Замір величини зносу зразків виконувався методом зважування кожні п’ять годин на лабораторних вагах Radwag WLC 2/C/1. Змащування зразків відбувається окунаням рухомого зразка в посудину з мастилом.

В результаті проведення ППД часточки ГМТ вдавлюються в поверхню нерівності металу утворюючи з ним механічний зв'язок. Далі в ході експериментальних досліджень на зносостійкість механізм дії ГМТ можна теоретично уявити наступним чином: в ході експлуатації вузла тертя на поверхнях тертя утворюється дефектний шар металу. Частинки ГМТ, що знаходяться на поверхні про деформованого валу, володіють слабкими абразивними властивостями, видаляють цей шар, одночасно дробляться між поверхнями, що труться, знижуючи свою абразивність. Далі, в процесі тертя відбувається мікро наклеп в нерівності поверхонь тертя і подальше дроблення частинок ГМТ по площині контакту. На цьому етапі в точках фізичного контакту відбуваються мікрометалургійні процеси, що спричиняють температурні явища в поверхневому шарі. При цьому, зі складу ГМТ виділяються вільні іони, які дифундують в поверхневі шари матеріалу і утворюють різні види розчинів і хімічних сполук. На поверхні утворюється інший шар. Характерною особливістю процесу тертя з ГМТ є його здатність до саморегуляції, обумовлена одночасним проходженням процесів в обох контактуючих поверхнях під впливом одного і того ж навантаження. Зміни, які відбуваються при цьому, призводять до збільшення лінійних розмірів деталей. Процес збільшення лінійних розмірів також є саморегульованим, так як триває до тих пір, поки не будуть відновлені існуючі зазори.

На рисунку 3 представлено графік зносу зразків зі сталі 40Х. Як видно з графіку при використанні технології обробки поверхні ППД з застосуванням ГМТ процес напрацювання протікає швидше, водночас з’являється приріст поверхні, про що свідчать негативні значення

чисел на графіку. Отже це створює умови для формування «додаткового ресурсу» при роботі вузла механізму.

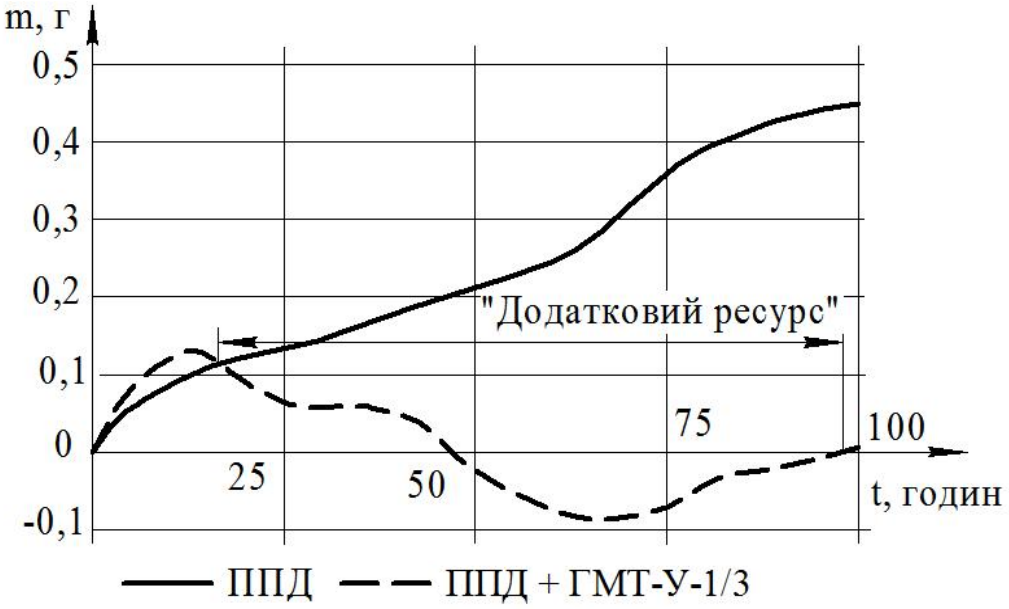


Рис.3. Графік зносу зразків зі сталі 40Х

Для аналізу стану поверхні тертя зразків випробуваних на машинах тертя було проведено металографічний аналіз косого зрізу шліфа на приладі «Micron-alpha» («Micron-beta»). Фото поверхні зразків представлені на рисунку 4, як видно з рисунка, в позиції (б), (в)- видно витягнуті зерна, що свідчить про процес деформації поверхні.

Фотографії поверхонь тертя підтверджують позитивний вплив модифікування поверхні тертя ГМТ, що тягне за собою зміну трибологічних властивості вузла тертя. На поверхнях тертя сталевого зразка (рисунок 4 в) місцями утворюється чужорідна плівка товщиною 8 - 11 мкм, що свідчить про формування нового при поверхневого шару. Проникаючи в поверхню тертя, частинки ГМТ утворюють шар з іншими властивостями, що впливають на стан поверхні і як результат впливає на знос.

а б в

Рис.4. Фото при поверхневих шарів сталі 40Х:
а - в початковому стані; б - після ППД і випробувань на машині тертя;
в - після ППД з використанням ГМТ і випробувань на машині, збільшення 250

При використанні ГМТ на поверхні тертя спостерігається утворення нового при поверхневого шару. Очевидно, що компоненти ГМТ, алюміній і залізо є каталізаторами утворення піролітичного вуглецю по межах зерен при поверхневого шару, а основний склад ГМТ модифікує граничний шар з високим ступенем вільних зв'язків, що приєднують

«втрачений» матеріал з дисперсного середовища. У при поверхневих шарах спостерігається подрібнення цементитних пластин в перлиті, а також зменшення кількості феритних зерен.

Висновок. Важливим результатом є малий або практично відсутній знос деталей вузла тертя з одночасним зміцненням поверхонь тертя. Водночас «заліковуються» дефекти і інші порушення поверхонь, що призводять до формування більш досконалої, близькою до ідеальної кристалічної структури поверхневих зон вузлів тертя і відповідно продовження їх ресурсу. Процес припрацювання протікає в більш сприятливих умовах і завершується значно раніше в порівнянні зі звичайним методом обробки ППД, тобто ГМТ, що входить до складу домішок, дозволяє форсувати процес припрацювання деталей і отримати підвищені фізико-механічні властивості поверхонь тертя. Таким чином застосування домішок ГТМ значно дешевше і простіше, ніж капітальний ремонт вузлів та механізмів, тобто може значно збільшити ресурс, до капремонту механізму чи машини.

До недоліків можна віднести можливу зміну температурного режиму працюючого вузла внаслідок зміни умов тепловідводу, що виникли через формування покриття на навантажених поверхнях. Не до кінця вивчена і виключена можливість виникнення абразивних частинок металокераміки в процесі роботи вузла. Також до недоліків даної технології можна віднести деяку природну невизначеність складу ГМТ, обумовлену тим, що мінеральні компоненти ГТМ не мають чітко фіксованого хімічного складу, співвідношення компонентів в них може бути різним у залежності від походження мінералу, тобто місцем його добуванням та переробкою. Неконтрольовані домішки, присутні в мінеральній сировині, можуть позначатися на особливостях роботи модифікатора в цілому. Ще одним з недоліків є вибір правильної пропорції ГМТ в МОР, адже перевищення його може призвести до поручення нормальної роботи механізму із-за різкого зносу, і навпаки занадто мала кількість ГМТ призведе то вичерпування його зі складу мастила і механізм почне працювати зі звичайним зносом. Тому потрібно буде прораховувати періоди для заміни мастила чи його насичення ГМТ в залежності від перерахованих недоліків та переваг.

Таким чином технологія обробки машин і механізмів домішками природного походження з одночасним ППД потребує більш поглибленого вивчення та розкриття суті в формуванні унікального поверхневого шару.

Список літератури

1. *Трибологія* / М. В.Кіндрачук, В. Ф. Лабунець, М. І. Пашенко, Є. В. Корбут. – К.: Вид-во Нац. авіац. Ун-ту «НАУ-друк», 2009. – 392 с.
2. *Пугач Р. С.* Восстановление рабочих поверхностей деталей машин геомодификаторами трения / Р. С. Пугач – Харьков: XIV Международная заочная конференция «Развитие науки в XXI веке», 2016. – (Научно-информационный центр «Знание»). – С. 101 – 104.
3. *Пат. 111125* Україна , МПК C21D 10/00, 7/00, C23C 26/00, C10N 40/20. Спосіб поверхневого зміцнення конструкційних сталей / *Дідик Р.П.*, Пугач Р.С.; заявник ДВНЗ "Національний гірничий університет"; патентний повірений Філонова О.О.; патентоволодар ДВНЗ "Національний гірничий університет". – № а 2014 13615 ; заявл. 18.12.14; опубл. 25.03.16, № 6. – 4 с.: іл.
4. *Пугач Р.С.* Модифицирование поверхности деталей машин с целью получения высоких трибологических параметров / Р.С. Пугач // Вісник Чернігівського державного технологічного університету. Серія “Технічні науки” : науковий збірник / Черніг. нац. технол. ун- т. – Чернігів , 2015. – № 2 (78). – С. 118 – 121.

УДК 621.01

Харжевський В.О. к.т.н., доц.

Хмельницький національний університет

МОДЕЛЮВАННЯ ВАЖІЛЬНИХ ДВОКРИВОШИПНИХ МЕХАНІЗМІВ ІЗ ЗУПИНКОЮ ВИХІДНОЇ ЛАНКИ У СИСТЕМІ SOLIDWORKS, ЯКІ СИНТЕЗОВАНІ ЗА ДОПОМОГОЮ ТОЧОК РОЗПРЯМЛЕННЯ 5-ГО ПОРЯДКУ

Вступ. При проектуванні сучасних машин в різних галузях машинобудування часто виникає задача створення механізмів, які забезпечують періодичну зупинку вихідної ланки підчас неперервного обертового руху вхідної ланки. Для цього, як відомо, можуть бути використані різні типи механізмів, зокрема кулачкові, проте в багатьох випадках для розв'язання цієї задачі доцільніше використовувати саме важільні механізми, оскільки внаслідок відсутності вищих кінематичних пар, вони забезпечують більшу навантажувальну здатність, більші робочі швидкості, надійність та довговічність.

Як відомо [1,2], одним зі способів проектування важільних механізмів із зупинкою вихідної ланки є використання базових напрямних механізмів, кінематичний синтез яких є однією з основних проблем. Існує два основних напрямки синтезу таких механізмів – методи найкращого наближення функцій за Чебишевим [2], а також методи кінематичної геометрії, що започатковані Бурместером [1,5–6]. Зокрема, для синтезу таких механізмів можуть використовуватись точки Болла [4,6], точки розпрямлення 4-го порядку, а також точки розпрямлення 5-го порядку [5], які можуть бути знайдені як для базових кривошипно-коромислових, так і двокривошипних механізмів. Причому використання саме двокривошипних механізмів дозволяє отримати значно більші величини максимального ходу $S_{\max}$ вихідної ланки порівняно з кривошипно-коромисловими механізмами. Оскільки ця величина в багатьох випадках задається конструктором при проектуванні, то двокривошипні механізми дозволяють отримати механізми значно менших габаритних розмірів, що забезпечують відповідно меншу металоємність, менші масу, сили інерції, реакції у кінетичних парах та загалом кращі динамічні характеристики.

Мета роботи. Метою роботи є проведення комп'ютерного моделювання та аналізу важільних шестиланкових двокривошипних механізмів із зупинкою вихідної ланки у системі SOLIDWORKS, що синтезовані з використанням точок розпрямлення 5-го порядку.

Основна частина. На рис. 1 показано схему шестиланкового двокривошипного важільного механізму, який працює наступним чином: підчас неперервного обертання кривошипа *1*, точка *D* шатуна *2* механізму описує шатунну криву, яка на певній ділянці наближається до прямої лінії довжиною *L*. Оскільки напрямна повзуна *4* встановлена паралельно прямолінійній ділянці шатунної кривої, то під час проходження точкою *D* інтервалу наближення вихідна ланка *5* має наближену зупинку, тривалість якої відповідає куту повороту кривошипа α_{Σ}. Синтез таких механізмів розглядається, зокрема, в роботах [5, 6], причому основною проблемою, очевидно, є вибір положення шатунної точки *D* механізму. Для цього, як відомо [1,4–6], можуть бути використані теоретичні положення кінематичної геометрії, відповідно до яких за шатунні точки можуть бути прийняті особливі точки шатунної площини, зокрема точки розпрямлення 5-го порядку.

Всі побудови у кінематичній геометрії відносяться до певного положення шатунної площини *ABD* механізму, що визначається кутом повороту кривошипа φ_1. Таким чином, особливі точки можуть бути знайдені для будь-якого положення механізму. Кінематичний

синтез двокривошипних механізмів на основі точок розпрямлення 5-го порядку за заданою тривалістю зупинки α_Σ проводився в роботі [5] шляхом побудови довідкових карт.

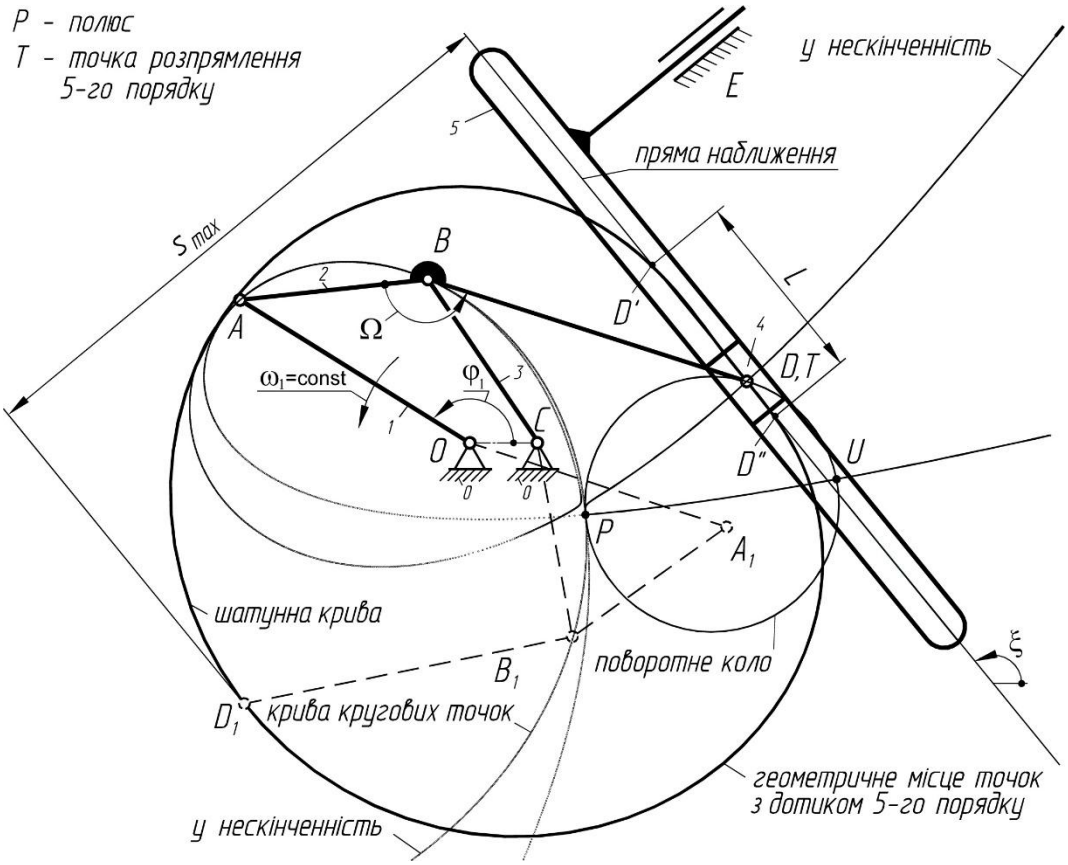


Рис. 1. Важільний шестиланковий механізм із зупинкою вихідної ланки

Точки розпрямлення 5-го порядку [5] визначаються як перетин поворотного кола з кривою, що є геометричним місцем точок, які забезпечують дотик 5-го порядку зі своїм колом кривизни. В загальному вигляді ці криві визначаються відповідно такими рівняннями:

$$\omega^2\left(x^2+y^2\right)-\left(x_0''+y_0''y\right)=0; \tag{1}$$

$$\begin{gathered}\omega^3\left(x^2+y^2\right)\left[x_0^V x+y_0^V y-5\left(\omega\ddot{\omega}+2\dot{\omega}\dot{\omega}-2\dot{\omega}\omega^3\right)\left(x^2+y^2\right)\right]+\left[5\omega\left[\left(\ddot{\omega}-6\omega^2\dot{\omega}\right)\left(x^2+y^2\right)+\right.\right.\\ \left.\left.+\left(y_0^{IV}x-x_0^{IV}y\right)\right]+10\left[n_3\left(x^2+y^2\right)+n_1x-n_2y+n_4\right]\right]\left[\omega^3\left(x^2+y^2\right)-\omega\left(x_0''x+y_0''y\right)\right]\end{gathered} \tag{2}$$

де коефіцієнти n_1, n_2, n_3 та n_4 що входять у (2), визначаються наступним чином:

$$\begin{gathered}n_1=\left(\ddot{\omega}-\omega^3\right)y_0''-3\omega\dot{\omega}x_0''+\dot{\omega}y_0'''-\omega^2x_0'''; n_3=3\omega^3\dot{\omega}^2\left(\dot{\omega}-\omega^3\right);\\ n_3=\left(\ddot{\omega}-\omega^3\right)x_0''+3\omega\dot{\omega}x_0''+\dot{\omega}y_0'''-\omega^2y_0'''; \; n_4=x_0''x_0'''+y_0''y_0'''.\end{gathered} \tag{3}$$

В формулах (1)–(3): $x_0'', y_0'', x_0''', y_0''', x_0^{IV}, y_0^{IV}, x_0^V, y_0^V$ – прискорення полюса *P* миттєвого обертання шатунної площини *ABD* механізму, а також відповідні похідні високих порядків, $\omega, \dot{\omega}, \ddot{\omega}, \dddot{\omega}$ – кутова швидкість обертання шатунної площини та похідні за часом.

Після проведення спрощень, формули для визначення координат точки розпрямлення 5-го порядку мають наступний вигляд [5]:

$$x_D=\frac{-y_0''x_0^V y_0^V}{\left(x_0^V\right)^2+\left(y_0^V\right)^2}; y_D=\frac{y_0''\left(x_0^V\right)^2}{\left(x_0^V\right)^2+\left(y_0^V\right)^2}. \tag{4}$$

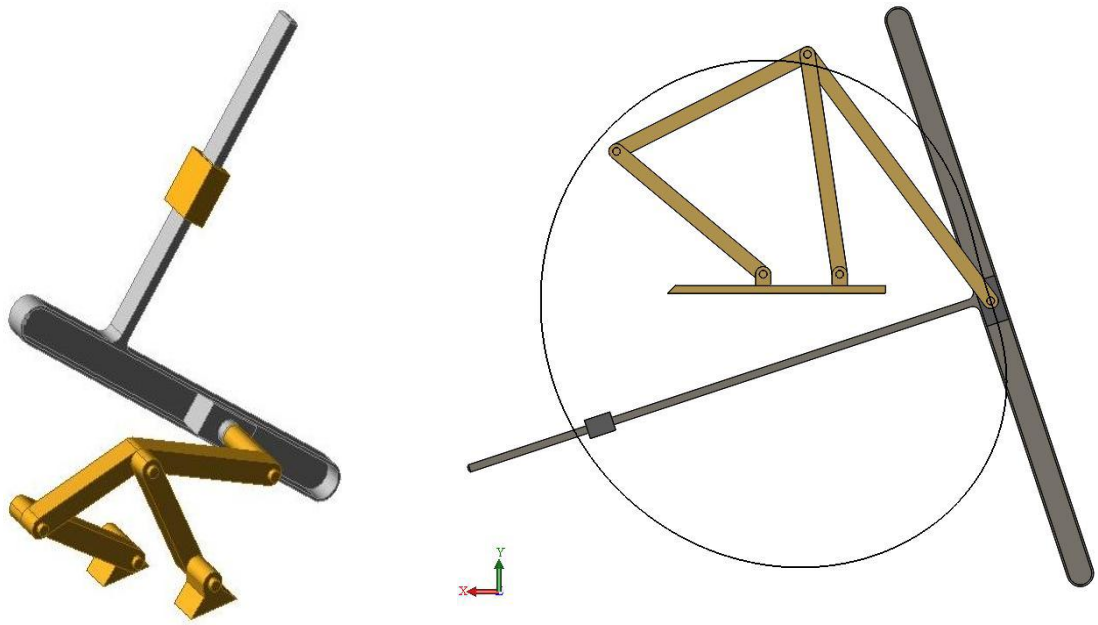
Як вже зазначалось, визначення геометричних параметрів шестиланкових двокривошипних механізмів проводилось в роботі [5], а для підтвердження працездатності синтезованих механізмів проведемо їх комп'ютерне моделювання. Як приклад розглянемо механізм, який забезпечує зупинку вихідної ланки тривалістю $\alpha_{\Sigma} = 100^{\circ}$. Параметри механізму зведено у табл. 1, причому всі розміри є відносними, за модуль довжини прийнято відстань між осями нерухомих шарнірів механізму $a = l_{OC} = 1$.

Таблиця 1

Параметри шестиланкового двокривошипного механізму із зупинкою вихідної ланки

Параметр	Значення	Параметр	Значення
Довжина кривошипа $r = l_{OA}$	2,5	φ_{SP}, град.	141,188
Довжина шатуна $b = l_{AB}$	2,8	$\varphi_{поч}$, град.	119,49
Довжина коромисла $c = l_{BC}$	2,9	S_{max}	5,815
Друге плече шатуна $k = l_{BD}$	4,011	α_{Σ}, град.	100
Кут ξ, град.	288,246	Довжина L	2,4
Кут Ω, град.	99,779	Відхилення $2E$, %	1,148

У системі SOLIDWORKS створена комп'ютерна модель двокривошипного важільного механізму (рис. 2, *а*) [4], а модель, що перебудована відповідно до геометричних параметрів, отриманих за допомогою точки розпрямлення 5-го порядку (табл. 1), показана на рис. 2, *б*.



а ***б***

Рис. 2. Комп'ютерна модель важільного механізму із зупинкою вихідної ланки: *а*) загальний вигляд моделі [4]; *б*) модель механізму, побудована за параметрами відповідно до табл. 1 та його шатунна крива

Для отриманої комп'ютерної моделі, використовуючи систему інженерного аналізу SOLIDWORKS Motion, було проведено кінематичне дослідження з визначенням переміщень, швидкостей та прискорень вихідної ланки (рис. 3, *а*-*в*). Якщо вказати маси та моменти інерції ланок, можна провести також кінетостатичне дослідження з визначенням реакцій у кінематичних парах механізму (рис. 3, *г*). Зазначимо, що дослідження таких механізмів можна проводити також за допомогою системи Mathcad [3].

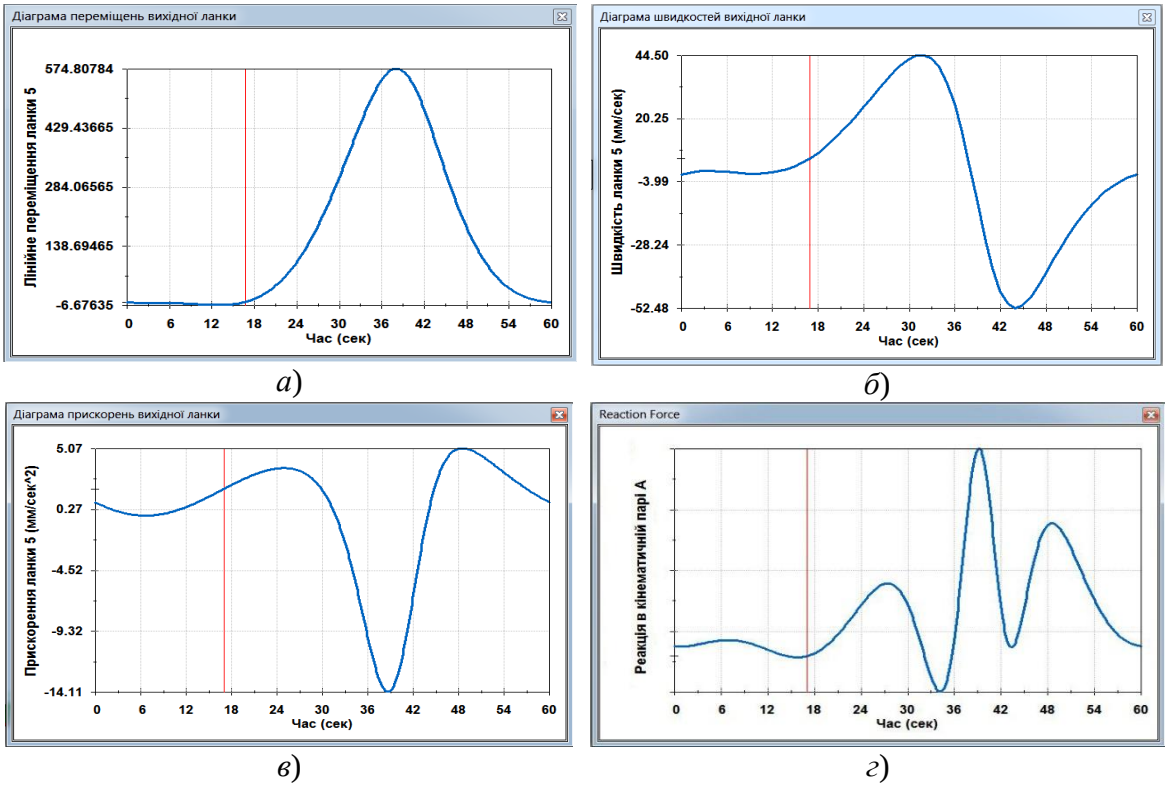


Рис. 3. Приклади результатів дослідження механізму, що отримані у системі SOLIDWORKS Motion

Як показали результати числового експерименту, проведеного у системі SOLIDWORKS Motion, синтезований механізм забезпечує зупинку вихідної ланки наперед заданої тривалості ($\alpha_{\Sigma} = 100^{\circ}$), причому відносна похибка від значень переміщень вихідної ланки, що розраховані за допомогою власного розробленого програмного забезпечення склала $5{,}93 \cdot 10^{-9}$, що підтверджує правильність проведеного кінематичного синтезу.

Висновки. Важільні двокривошипні механізми із зупинкою вихідної ланки мають ряд переваг перед іншими типами механізмів. Правильність кінематичного синтезу таких механізмів, проведеного з використанням точок розпрямлення 5-го порядку, підтверджена за допомогою комп'ютерного моделювання у системі SOLIDWORKS. Дослідження планується продовжити напрямку оптимізаційного синтезу таких механізмів за різними критеріями.

Список літератури

1. *Артоболевский И. И.* Синтез плоских механизмов /И. И. Артоболевский, Н. И Левитский С. А. Черкудинов – М.: Физматгиз, 1959. – 1084 с.
2. *Киницкий Я.Т.* Шарнирные механизмы Чебышева с выстоем выходного звена /Я. Т. Киницкий. – К. : Вища школа, 1990. – 232 с.
3. *Кіницький Я.Т.* Теорія механізмів і машин в системі Mathcad: навч. посібник / Я.Т. Кіницький, В.О. Харжевський, М.В. Марченко. – Хмельницький: РВЦ ХНУ, 2014. – 295 с.
4. *Харжевський В.О.* Комп'ютерне моделювання та дослідження важільних шестиланкових механізмів із зупинкою, що побудовані на основі двокривошипних механізмів //Вісник Хмельницького національного університету. – 2006.– №6 (87). С. 176-180.
5. *Харжевский В. А.* Синтез рычажных двухкривошипных механизмов с периодической остановкой выходного звена методами кинематической геометрии // Механика машин, механизмов и материалов: междунар. науч.-техн. журн. / Объед. ин-т машиностроения НАН Беларуси. – Минск, 2016.– № 4 (37) – С. 60-65.
6. *Харжевський В. О.* Синтез механізмів із зупинкою вихідної ланки на основі двокривошипного шарнірного чотириланкового механізму // Збірник наукових праць. – Хмельницький : Вид-во Нац. академії держ. прикорд. служби України ім. Б. Хмельницького. – 2004. – № 28, ч. 1 (спец. випуск). – С. 123–125.

УДК 004.9:[534.1+621.515.1]

Павленко І. В., к.т.н., доц., Симоновський В. І., д.т.н., проф., Дем'яненко М. М., Вербовий А. Є.

Сумський державний університет

ЧИСЕЛЬНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ДИНАМІКИ РОТОРІВ ВІДЦЕНТРОВИХ МАШИН

Застосування сучасних методів дослідження динаміки роторних систем пов'язане із використанням програмних комплексів, що реалізують, як правило, метод скінченних елементів. При цьому переважно застосовуються тривимірні скінченноелементні моделі. Застосування таких програм супроводжується порівняно трудомістким процесом створення моделі, значним часом чисельної реалізації та необхідністю побудови діаграми Кемпбела для встановлення критичних частот. Досвід свідчить, що відхилення значень власних і критичних частот, що визначаються за допомогою еквівалентних балкових моделей, не суттєво відрізняються від аналогічних значень для тривимірних моделей [1, 2] при незначній трудомісткості введення вихідних даних і суттєво більшій швидкості розрахунків.

Метою роботи є підтвердження достовірності математичної моделі вільних і вимушених коливань роторів шляхом порівняння результатів розрахунків з даними чисельного моделювання в програмному комплексі ANSYS. Для досягнення поставленої мети були розроблені комп'ютерні програми "Critical frequencies of the rotor" [3] і "Forced oscillations of the rotor" [4], засновані на застосуванні плоских двовузлових скінченних елементів з чотирма ступенями вільності [5, 6]. Перевагою зазначених програм є можливість додаткового урахування гіроскопічних моментів насадних деталей, нелінійної жорсткості опор, а також залежності коефіцієнтів жорсткості опор і ущільнень від частоти обертання ротора.

Достовірність запропонованих математичних моделей вільних і вимушених коливань підтверджуються на прикладах чисельного розрахунку роторів багатоступінчастих відцентрових компресорів 295ГЦ2-190/44-100М, 225ГЦ2-135/12-50М. У процесі розрахунку критичних частот, а також форм вільних і вимушених коливань застосовувалась квадратична залежність жорсткості опор від частоти обертання ротора. При цьому ідентифікація коефіцієнтів відповідного полінома здійснювалась за експериментальними даними, отриманих на ПАТ «Сумське НВО».

Список літератури

1. Симоновський В. І. Динаміка роторів відцентрових машин / В. І. Симоновський. – Суми : Сумський державний університет, 2006. – 126 с.

2. Немикін Д. В. Дослідження динаміки ротора турбокомпресора / Д. В. Немикін, І. В. Павленко, В. І. Симоновський // Матеріали IV Всеукраїнської міжвузівської науково-технічної конференції «Сучасні технології у промисловому виробництві» (м. Суми, 19–22 квітня 2016 р.). – Суми : СумДУ, 2016. – Ч. 1. – С. 158.

3. Комп'ютерна програма "Critical frequencies of the rotor" : авторське свідоцтво № 59855, Україна / І. В. Павленко, В. І. Симоновський. – Дата реєстрації 27.05.2015 р.

4. Комп'ютерна програма "Forced oscillations of the rotor" : авторське свідоцтво № 61788, Україна / І. В. Павленко, В. І. Симоновський. – Дата реєстрації 23.09.2015 р.

5. Павленко І. В. Метод скінченних елементів в задачах опору матеріалів і лінійної теорії пружності : навчальний посібник / І. В. Павленко. – Суми : СумДУ, 2006. – 148 с.

6. Павленко І. В. Метод скінченних елементів в задачах коливань механічних систем : навчальний посібник / І. В. Павленко. – Суми : СумДУ, 2007. – 179 с.

УДК 621.771.22.06-8:001.891.573

Коренной В.В., научный сотрудник

Институт черной металлургии им. З.И. Некрасова

МЕТОДИКА ИДЕНТИФИКАЦИИ МАТЕМАТИЧЕСКИХ МОДЕЛЕЙ ПЕРЕХОДНЫХ ПРОЦЕССОВ В ЛИНИИ ПРИВОДА ПРОКАТНОЙ КЛЕТИ

Введение. Для исследования динамических нагрузок в прокатных станах используются математические модели крутильных колебаний в главных линиях клетей, предложенные С.Н. Кожевниковым [1]. Их основу составляет дискретная многомассовая эквивалентная расчетная схема, в которой моменты инерции Qi соединяются упругими связями с жесткостью Cij. Параметры Qi и Cij вычисляются по известным формулам [2]. При этом расчет жесткости таких элементов линии привода как вилка универсального шпинделя, валковая муфта с лопастью, трефовое сочленение рабочего валка, зубчатое зацепление и другие элементы, ввиду сложности конфигурации вычисляются с методической погрешностью. Это отражается на большинстве упругих связей, куда входят подобные элементы, следовательно, на определении собственных частот системы и динамических нагрузок. Например, низшая расчетная собственная частота системы может отличаться от измеренной на 25-40%.

Цель работы. Разработать метод корректировки жесткостей линии привода прокатной клети, использующий результаты измерений переходного процесса по моменту сил упругости. Увеличить точность расчета максимальных динамических нагрузок.

Основная часть. Расчетная схема линии привода валков прокатной клети создается по данным размеров элементов, указанных в рабочих чертежах оборудования. Сначала рассчитываются их моменты инерции и жесткости. Для этого по данным чертежей определяются геометрические размеры деталей, а также материал изготовления. Эти параметры входят в формулы для расчета моментов инерции и жесткостей деталей различной конфигурации [2]. Затем по определенным правилам многомассовая система упрощается, уменьшается количество масс. Установлено, что при работе станов динамические явления проявляются на первых двух собственных частотах. Таким образом, для прокатных клетей с редукторным приводом главную линию достаточно представить в виде 3-х массовой системы (рис. 1).

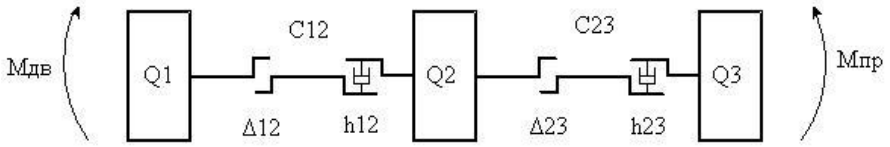


Рис. 1. Расчетная трехмассовая схема линии привода

Здесь Q1 – момент инерции ротора электродвигателя, Q2 – момент инерции зубчатых колес редуктора, коренной муфты и шестеренных валков, Q3 – момент инерции верхних и нижних, рабочих и опорных валков, C12 – приведенная жесткость моторного участка, C23 – приведенная жесткость шпиндельного участка.

Данная схема отражает основные динамические свойства главной линии на шпиндельном и моторном участках. В такой схеме учтены все моменты инерции и большинство податливостей исходной многомассовой системы. На схему воздействуют внешние моменты, такие как: Мдв – момент электродвигателя и Мпр – момент прокатки. Техническое состояние линии привода характеризуется: Δ12 – угловым зазором на моторном

участке, Δ23 – угловым зазором на шпиндельном участке. Величина диссипативных сил пропорциональна скорости относительных перемещений и коэффициентам h: h12 – коэффициент затухания на моторном участке, h23 – коэффициент затухания на шпиндельном участке.

Для примера расчетные параметры главной линии клети 7 стана 1680 приведены в таблице 1, где: β1 – первая собственная частота свободных крутильных колебаний, β2 – вторая собственная частота свободных крутильных колебаний.

Таблица 1

Параметры 3-х массовой расчетной схемы линии привода.

Q1, т·м^2	Q2, т·м^2	Q3, т·м^2	C12, МН·м/рад	C23, МН·м/рад	β1, Гц	β2, Гц
46,7	11,85	2,48	214,1	30,68	16,7	25,9

На рисунке 2 приведен характерный вид момента сил упругости в линии привода клети 7, полученный при выполнении промышленных исследований в цехе горячей прокатки тонкого листа ПАО «Запорожсталь». Частота дискретизации сигнала составляет 2015 Гц.

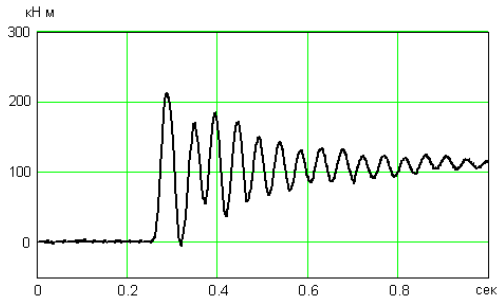


Рис. 2. Характерный вид момента сил упругости в линии привода клети 7

По данным измерений момента сил упругости в рассматриваемой клети на промежуточном валу частота собственных колебаний, определенная по их количеству (13 периодов) за отрезок времени в 0,6 секунд (с 0,4 с. по 1,0 с.) составляет β = 21,67 Гц. Наблюдающиеся после первого пика биения колебаний указывают на проявление другой собственной частоты, значение которой вычислить по виду переходного процесса не представляется возможным.

С целью повышения точности расчета первой и второй собственных частот предложен новый метод вычисления собственных частот линии привода прокатного стана, который с достаточной степенью достоверности определяет их по экспериментальным данным. Суть метода состоит в аппроксимации осциллограммы момента сил упругости сложной гармонической экспоненциальной функцией F(t), которая моделирует процесс заполнения очага деформации и колебательное движение элементов линии привода (1).

$$
\begin{aligned}
&F(t) = f1(t) + f2(t) + f3(t) \\
&f1(t) = (a1 \cdot cos(a5 \cdot t) + a3 \cdot sin(a5 \cdot t)) \cdot exp(a7 \cdot t) \\
&f2(t) = (a2 \cdot cos(a6 \cdot t) + a4 \cdot sin(a5 \cdot t)) \cdot exp(a8 \cdot t) \\
&f3(t) = a9 \cdot (1 - exp(a10 \cdot t))
\end{aligned}
\tag{1}
$$

где: *f1(t)* и *f2(t)* – затухающие колебания на 1-й и 2-й собственной частоте,
f3(t) – нарастание усилия прокатки по экспоненциальному закону,
a1…a10 – коэффициенты аппроксимации.

Применили предложенный метод к данным на рисунке 2, получили такие значения аппроксимирующих коэффициентов (табл. 2).

Таблица 2

Значения аппроксимирующих коэффициентов

a1	a2	a3	a4	a5	a6	a7	a8	a9	a10
–147	85	191	–31	11,99	20,91	–22,17	–3,65	112	36,7

Основными параметрами этой таблицы, которые отражают переходный процесс, являются: a5, a6 – первая и вторая собственные частоты линии привода (Гц), a9 – установившееся значение момента прокатки (кНм), a10 – скорость нарастания момента прокатки при захвате (длительность заполнения очага деформации).

Сравнивая значения собственных частот, полученных по чертежам оборудования (табл.1), по экспериментальным данным ручным методом (рис. 2) и по аппроксимирующей функции экспериментальных данных (табл. 2) мы можем видеть ощутимую разницу: первая частота – 16,7 Гц и 11,99 Гц; вторая частота – 25,9 Гц, 21,67 Гц и 20,91 Гц.

Зная о том, что моменты инерции определены достаточно точно, а жесткость (упругость) вычислена с методической погрешностью, к тому же в процессе работы детали притираются и изнашиваются, предложено для определения скорректированного значения жесткостей использовать известную зависимость собственных частот от упруго-массовых параметров 3-х массовой колебательной системы (2).

$$\beta 1 = \frac{1}{2\cdot\pi}\cdot\sqrt{\frac{1}{2}\cdot(P12^2+P23^2)-\sqrt{\frac{1}{4}\cdot(P12^2+P23^2)^2-C12\cdot C23\cdot\frac{Q1+Q2+Q3}{Q1\cdot Q2\cdot Q3}}}$$

$$\beta 2 = \frac{1}{2\cdot\pi}\cdot\sqrt{\frac{1}{2}\cdot(P12^2+P23^2)+\sqrt{\frac{1}{4}\cdot(P12^2+P23^2)^2-C12\cdot C23\cdot\frac{Q1+Q2+Q3}{Q1\cdot Q2\cdot Q3}})}$$

$$P12=\sqrt{\frac{Q1+Q2}{Q1\cdot Q2}\cdot C12} \quad P23=\sqrt{\frac{Q2+Q3}{Q2\cdot Q3}\cdot C23} \qquad (2)$$

Зная исходные данные, такие как: Q1, Q2, Q3 – определенные по чертежам (табл. 1) и β1, β2 – определенные по реальным осциллограммам (табл. 2), решая численным методом систему уравнений (2), определили скорректированные значения жесткостей C12 и C23, удовлетворяющие заданным условиям (табл. 3).

Таблица 3

Новые параметры 3-х массовой модели линии привода.

Q1, т·м^2	Q2, т·м^2	Q3, т·м^2	C12, МН·м/рад	C23, МН·м/рад	β1, Hz	β2, Hz
46,7	11,85	2,48	68,77	32,81	12,03	21,09

Используя в качестве основы математической модели скорректированные упруго-массовые параметры, задаваясь различной величиной зазоров, частот вращения, времени заполнения очага деформации и коэффициентов затухания удалось достичь приемлемой формы переходного процесса и добиться максимального приближения с реальными осциллограммами для клетей чистовой группы стана 1680 ПАО «Запорожсталь» (рис.4).

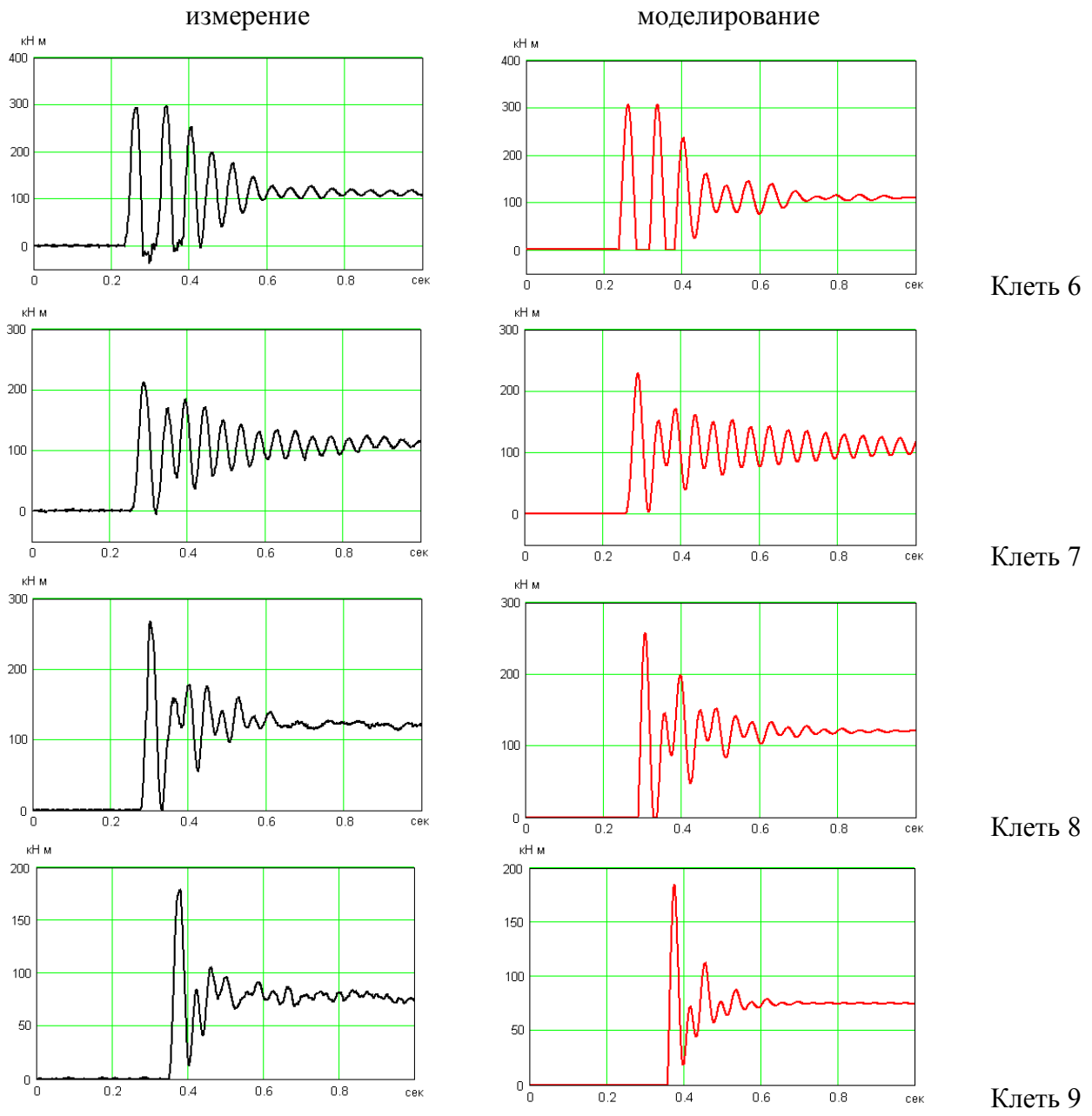


Рис. 4. Измерения на промежуточном валу и результат расчета на математической модели крутильных нагрузок при захвате в клетях стана 1680 ПАО «Запорожсталь»

Выводы. Разработана методика идентификации математической модели линии привода прокатной клети, которая с высокой точностью описывает переходные процессы в крутильной системе. Предложен новый численный способ определения первой и второй собственных частот, декрементов затухания колебаний линии привода, а также времени заполнения очага деформации при захвате полосы прокатными валками.

Список литературы

1. *Динамика* нестационарных процессов в машинах / *Кожевников С.Н.*/ Киев. Наукова думка, 1986.-288 стр.
2. *Биргер И. А*. и др. *Расчет* на прочность деталей машин: Справочник/ И. А. Биргер, Б. Ф. Шорр, Г. Б. Иосилевич. — 4-е изд., перераб. и доп. — М.: Машиностроение, 1993. — 640 с: ил.
3. *Динамика* и прочность прокатного оборудования / *Иванченко Ф.К., Полухин П.И., Тылкин М.А., Полухин В.П.*, М: Металлургия, 1970. - 487 с.

УДК 621.833+621.85

Павлов А.И.[1], д.т.н, проф,. Андриенко С.В.[1], Протасов Р.В.[2], Устиненко А.В.[2], к.т.н.,доц., с.н.с., Гречка И.П.[2], к.т.н.

[1] Харьковский Национальный автомобильно-дорожный университет
[2] Национальный технический университет "Харьковский политехнический институт"

СИНТЕЗ ЗУБЧАТЫХ И ЦЕПНЫХ ВТУЛОЧНЫХ ПЕРЕДАЧ С ЭВОЛЮТНЫМ ПРОФИЛЕМ

Введение. Основные причины выхода из строя зубчатых передач – усталостное выкрашивание и износ активных поверхностей зубьев. Интенсивный износ зубьев звездочек характерен для гусеничного движителя и для цепных передач с втулочными цепями без роликов при их применении в передачах сельскохозяйственных и горных машин. Известно, что выкрашивание и износ зубьев зависят от интенсивности контактных напряжений и скоростей скольжения в зацеплении. В свою очередь, контактные напряжения снижаются при увеличении приведенного радиуса кривизны ρ в зацеплении, что можно достичь применением выпукло-вогнутого контакта. Следовательно, разработка и исследование новых зацеплений для зубчатых и цепных передач, обеспечивающих выпукло-вогнутый контакт и позволяющих снизить скорости скольжения профилей, является актуальной задачей современного машиностроения.

Одним из перспективных путей решения этой задачи является применение так называемого эволютного зацепления. Это семейство профилей для зубчатых и цепных передач с выпукло-вогнутым контактом, разработанное украинским ученым А. И. Павловым [1] и основанное на построении Бобилье [2]. Построение заключается в замене зубчатого зацепления эквивалентным четырехзвенным шарнирно-рычажным механизмом, исследование которого существенно упрощает задачу синтеза зацепления. Регулируя геометрические размеры механизма, можно получать передачи с различными геометро-кинематическими свойствами. В нашем случае особое внимание следует уделить изменению приведенного радиуса кривизны ρ (основной геометрический параметр, влияющий на интенсивность контактных напряжений) и скорости относительного скольжения в зацеплении λ (оказывает основное влияние на интенсивность износа профилей зубьев).

Цель работы – разработка методики синтеза эволютных зацеплений для зубчатых и цепных передач на основе построения Бобилье.

Основная часть. На рис. 1, *а,б* приведено построение Бобилье в общем виде для двух зубчатых колес наружного зацепления [1]. Центры радиусов кривизны контактирующих в точке P' поверхностей находятся в точках C_1 и C_2; P – полюс зацепления.

Касательная к рабочим поверхностям при контакте в полюсе, проведенная до пересечения с лучами из центров вращения O_1 и O_2, дает положения мгновенного центра скоростей D шатуна C_1C_2 и определяет радиусы кривизны C_1C' и C_2C' контактирующих поверхностей. Для прямозубой передачи положение точки D может быть любым и в каждый момент времени иным. Один из важнейших параметров, позволяющий управлять геометрическими характеристиками синтезируемой передачи – коэффициент разновидности k,

$$k = h \sin\alpha_0,$$

где h – расстояние между полюсом зацепления P и центром вращения шатуна D заменяющего механизма; α_0 – угол зацепления в полюсе.

На основании построения Бобилье в работе [1] получено обыкновенное

дифференциальное уравнение (ОДУ) 2-го порядка, которое описывает внешнее прямозубое зацепление с выпукло-вогнутым контактом зубьев,

$$y'' = \frac{y'(1+y'^2)}{-ky'+x}. \tag{1}$$

Уравнение получено в системе координат, начало которой находится в полюсе зацепления P, а оси x и y направлены соответственно вдоль и перпендикулярно межцентровой линии (трением скольжения в зацеплении пренебрегаем).

В случае цепной передачи заменим одно из зубчатых колес цевочным и придадим цевке движение, характерное втулке цепи, с учетом фазы выстоя и условия контакта втулки с дном впадины между зубьями в этой фазе. В этом случае мы получаем построение, приведенное на рис. 1, *в* [3]. На нем показано текущее положение, соответствующее перемещению втулки по профилю зуба до момента начала фазы выстоя.

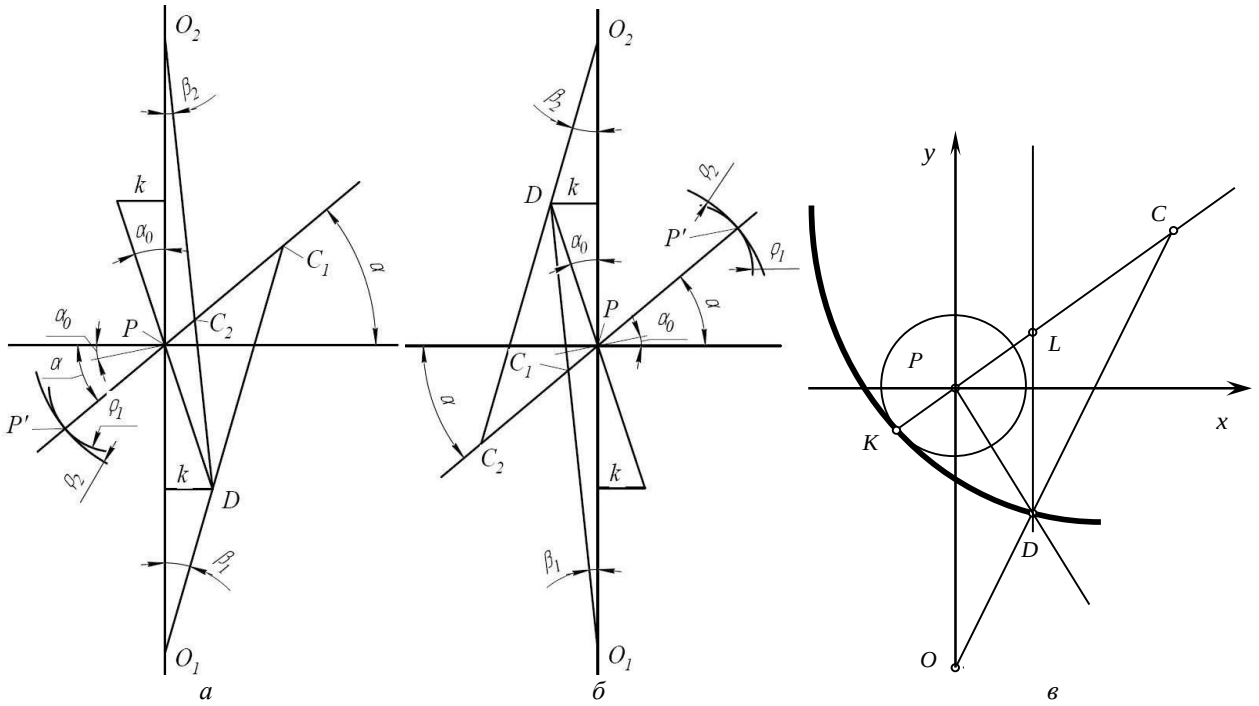


Рис. 1. Построение Бобилье:
а, б **– для дополюсного и заполюсного зубчатого зацепления (|*OP*₁|=*r*₁; |*OP*₂|=*r*₂; |*KP*|=*l*; ρ₁=*l*+|*PC*₁|; ρ₂=*l*+|*PC*₂|; *P′* – текущая точка контакта; *P* – полюс зацепления; *k* – коэффициент разновидности; *α* – текущий угол зацепления; *α*₀ – угол зацепления в полюсе; *β*₁, *β*₂ – углы смещения);**
в **– для цепного зацепления (*K* – текущая точка контакта втулки с зубом; *C* – центр кривизны боковой поверхности зуба; *KP* – полюсное расстояние)**

На основании этого построения в работе [3] получено следующее ОДУ 2-го порядка:

$$\frac{1+y_0'^2}{y_0''} = \frac{x_0}{y_0'} + \frac{r_0 k f}{(r_0 f - k)(1 - A y_0')}, \tag{2}$$

где x_0, y_0 – координаты точек профиля зуба звездочки в системе координат, центр которой совпадает с полюсом зацепления P, а ось x_0 является касательной к делительной окружности радиусом r_0; f – коэффициент трения скольжения в зацеплении; $A = k \Big/ \sqrt{(r_0 - k/f)^2 + k^2}$.

Для удобства решения запишем ОДУ (2) в форме Коши,

$$y_0'' = \frac{y_0'\left(1+y_0'^2\right)(r_0 f - k)(1 - A y_0')}{x_0 (r_0 f - k)(1 - A y_0') + y_0' r_0 k f}. \tag{3}$$

Решая уравнение (1), мы получаем исходный контур, от которого известными методами [2] можно перейти к профилю зуба. При решении уравнения (3) мы сразу получаем профиль зуба звездочки. Для решения этих дифференциальных уравнений предложено два подхода.

1. Приближенное решение в виде полинома с помощью программы Vissim [1]. В качестве начальных условий использовано прохождение кривой, описывающей профиль зуба, в начальный момент зацепления через полюс зацепления. В этом случае решение имеет вид

$$y_0(x_0) = C_1 x_0 + C_2 x_0^3 + ... + C_n x_0^n. \quad (4)$$

Преимуществом такого подхода является получение уравнения профиля зуба в явном виде, что позволяет достаточно просто профилировать зуборезный инструмент и исследовать геометро-кинематические характеристики передачи. Однако аппроксимация профиля полиномами высоких нечетных степеней (чаще всего 7-й) часто приводит к неустойчивости решения и большим отклонениям от теоретически точного профиля в приполюсной зоне (в особых точках и их окрестностях при смене знака кривизны профиля).

2. Численное решение на основе современных методов, например, Рунге-Кутта. Может быть выполнено при помощи программных пакетов, таких как Maple и MathCAD. В этом случае решение представляет собой набор координат точек профиля зуба. Преимущество такого подхода заключается в простоте компьютерной реализации, а недостаток – в отсутствии уравнения профиля зуба, что не дает возможность напрямую исследовать характеристики зацепления. Однако этот недостаток может быть устранен аппроксимацией профиля сплайнами, например, кривыми Безье. В дальнейшем по этой аппроксимации можно получить значения кривизны профиля и других геометро-кинематических характеристик [4].

В случае применения системы MathCAD решение находится при помощи встроенной функции **Rkadapt**, основанной на методе Рунге-Кутта четвертого порядка с адаптивной подстройкой шага интегрирования по требуемой точности решения,

Rkadapt(**y**, x_1, x_2, m, **F**),

которая возвращает матрицу решений методом Рунге-Кутта с переменным шагом. Здесь **y** – вектор начальных условий размерности n (n – порядок ОДУ); x_1, x_2 – начало и конец интервала интегрирования, на котором ищется решение; m – число точек (не считая начальной), в которых ищется решение; **F** – символьный вектор, содержащий правые части уравнений.

Ниже рассмотрим построение эволютного профиля для зубчатой передачи в случае получения решения в виде полинома (4), а для цепной передачи – в случае численного решения.

Зубчатая передача. Уравнение исходного контура (4) получено в относительных величинах [1], где x_0 изменяется в пределах от –1 до +1, а начало координат находится в полюсе. Для удобства моделирования выполнялось его преобразование в параметрический вид (5) с заменой координатных осей на традиционные в абсолютных единицах:

$$\left.\begin{aligned} x_1 &= f_1(x_0); \\ y_1 &= f_2(x_0). \end{aligned}\right\} \quad (5)$$

Для построения профиля зуба шестерни по заданному профилю исходного контура был использован метод профильных нормалей [2].

Сопряженный профиль в системе координат x_2, y_2, связанной с центром зубчатого колеса (ось y совпадает с осью симметрии впадины), получаем через уравненя перехода:

$$\left.\begin{aligned} x_2 &= \ (x_1 - a)\cos\varphi_2 + (y_1 + r_2)\sin\varphi_2; \\ y_2 &= -(x_1 - a)\sin\varphi_2 + (y_1 + r_2)\cos\varphi_2, \end{aligned}\right\} \quad (6)$$

где r_2 – радиус центроиды колеса; a – текущее значение поступательного перемещения рейки;

$$\varphi_2 = a / r_2.$$

Цепная передача. Профиль строится в системе координат x, y, центр которой совпадает с

центром вращения колеса, а ось y совпадает с осью симметрии зуба. Координаты точек профиля рассчитываются по зависимостям

$$\left.\begin{aligned} x_j &= r_0 \sin\psi + x_{0j} \cos\psi + y_{0j} \sin\psi; \\ y_j &= r_0 \cos\psi - x_{0j} \sin\psi + y_{0j} \cos\psi, \end{aligned}\right\} \qquad (7)$$

где ψ – центральный угол, соответствующий половине толщины зуба по дуге делительной окружности; $j = 1, 2, \ldots, n$ (n – задаваемое нами количество расчетных точек профиля).

На рис. 2 показаны примеры синтезированных профилей зубьев для зубчатой [5] и цепной [4] передач.

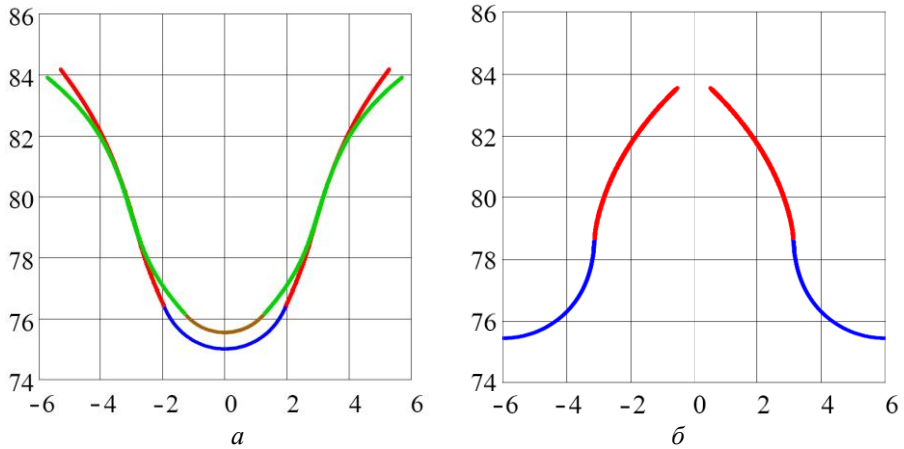


Рис. 2. Профили синтезированных зубьев:
***а* – сопряженная пара зубчатой передачи с параметрами – *m* = 4 мм; α_0 = 15°; z_1 = 20; z_2 = 40; *k* = 5;**
***б* – зуб звездочки цепной передачи с параметрами – шаг цепи *t* = 25,4 мм; *z* = 20; *k* = –5**

Выводы:

1. Эволютное зацепление с выпукло-вогнутым контактом позволяет повысить нагрузочную способность зубчатых и цепных передач по критериям контактной выносливости и износостойкости.

2. Проведен синтез профилей эволютного зубчатого и цепного зацеплений на основе построения Бобилье, которое позволяет получать передачи с требуемыми геометро-кинематическими свойствами.

3. Выполнено решение разрешающих дифференциальных уравнений, полученных на основе построения Бобилье, двумя способами:

– приближенное в виде полинома, с помощью программного комплекса Vissim;

– численное методом Рунге-Кутта, в системе MathCAD.

Список литературы

1. *Павлов А. И. Современная* теория зубчатых зацеплений / *А. И. Павлов.* – Х. : ХНАДУ, 2005. – 100 с.
2. *Литвин Ф. Л. Теория* зубчатых зацеплений / *Ф. Л. Литвин.* – М. : Наука, 1968. – 584 с.
3. *Андриенко С. В. Моделирование* профиля зуба звездочки цепной передачи на основе построения Бобилье / *С. В. Андриенко, А. В. Устиненко* // Вісник НТУ "ХПІ". Зб. наук. праць. Серія: Проблеми механічного приводу. – Х. : НТУ "ХПІ", 2013. – № 40 (1013). – С. 5–8.
4. *Андриенко С. В. Численное* моделирование профиля зуба звездочки цепной передачи / *С. В. Андриенко, А. В. Устиненко, Б. С. Воронцов* // Механіка та машинобудування. – 2014. – № 1. – С. 11–17.
5. *Протасов Р. В. Построение* рабочих профилей зубьев эволютных передач / *Р. В. Протасов, А. В. Устиненко* // Вестник НТУ "ХПИ": Сб. научн. трудов. Тем. вып. "Машиноведение и САПР". – Х. : НТУ "ХПИ", 2010. – № 19. – С. 124–128.

УДК 62-23+519.863

Бондаренко О.В., к.т.н., Устиненко О.В., к.т.н., доц., с.н.с., Сєриков В.І., к.т.н., доц., с.н.с.

Національний технічний університет "Харківський політехнічний інститут"

АЛГОРИТМІЗАЦІЯ ТА ПРОГРАМНЕ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ПРОЦЕСУ ОПТИМАЛЬНО-РАЦІОНАЛЬНОГО ПРОЕКТУВАННЯ ТРИВАЛЬНИХ КОРОБОК ПЕРЕДАЧ

Вступ. Сучасне транспортне машинобудування висуває все більш жорсткі вимоги за масогабаритними характеристиками до приводів машин і, отже, до такого їх елементу, як коробки передач. Тому максимально можливе зниження маси та габаритів останніх є актуальною задачею. Одним з перспективних шляхів в цьому напрямку є розв’язання задачі оптимально-раціонального проектування [1] за критерієм мінімізації маси та (або) габаритів.

Оптимально-раціональне проектування коробок передач може проводитись за багатьма критеріями: маса, габаритні розміри (довжина, ширина, висота, міжосьова відстань), вібрація та інше. Але, на погляд авторів, з усього різноманіття критеріїв найбільш відповідають за масогабаритні характеристики КП її міжосьова відстань, довжина та маса. Розв'язання задачі оптимально-раціонального проектування за цими критеріями для тривальних коробок передач та багатоступеневих зубчастих приводів загального призначення розглянуті у [2-4] та ін.

Мета роботи – розробка алгоритмів та програмного забезпечення процесу оптимально-раціонального проектування тривальних коробок передач.

Основна частина. Загальна схема запропонованого алгоритму оптимально-раціонального проектування з врахуванням суміщення методів пошуку [3] проілюстрована на рис. 1.

Зважаючи на представлений алгоритм оптимально-раціонального проектування тривальних коробок передач, який об’єднує математичну модель задачі (цільові функції та обмеження на змінні проектування), методи розв’язання та раціональні логічні послідовності операцій, було розроблено інтегрально-об′єднаний програмний комплекс. Його реалізація здійснювалася у середовищі Delphi 7, бо програмна мова цього пакету дає змогу якісно та раціонально описати увесь алгоритм, є досить зручною у використанні.

Отримана програма має блочно-процедурну структуру, тому може бути з легкістю модифікована за бажанням проектувальника, це дає можливість проводити оптимально-раціональне проектування інших типів зубчастих приводів з нерухомими паралельними вісями валів.

Блок-схема програми оптимально-раціонального проектування представлена на рис. 2.

Також, однією з переваг Delphi 7 є можливість створення візуальної оболонки програми у вигляді стандартного вікна. Це дає можливість користувачу легко вводити потрібні вхідні дані та зручно здійснювати перегляд отриманих даних.

Загальний вигляд вікна програми для вводу вхідних даних представлений на рис. 3.

Розглянемо функціонування алгоритму оптимально-раціонального проектування.

1. В першу чергу проектувальником *задаються вхідні данні*. Вони обираються ним в залежності від різних особливостей тієї чи іншої конструкції тривальних коробок передач, технологічних та технічних обмежень, наявності чи відсутності базових варіантів конструкції коробок передач, вимог, що висуваються до майбутньої коробки передач та інших факторів.

2. *Генерування ЛПτ-послідовності* для зондування двохвимірного простору у координатах Ω_1, Ω_2 – коефіцієнтів звуження околів параметрів проектування. Для кожної точки проводяться обчислення внутрішнього кола алгоритму, особливості якого приведено нижче.

3. *Генерування ЛПτ-послідовності (m, z, β).* Розглянемо змінні проектування – модулі зачеплень. Їхньою особливістю є те, що вони повинні приймати фіксовані стандартні значення. Вибір модулів з стандартного ряду пропонується здійснювати шляхом збільшення

координати $q_{i,j}$ [2] на порядок з наступним математичним округленням до цілого значення. За отриманим порядковим номером обираємо модуль з ряду.

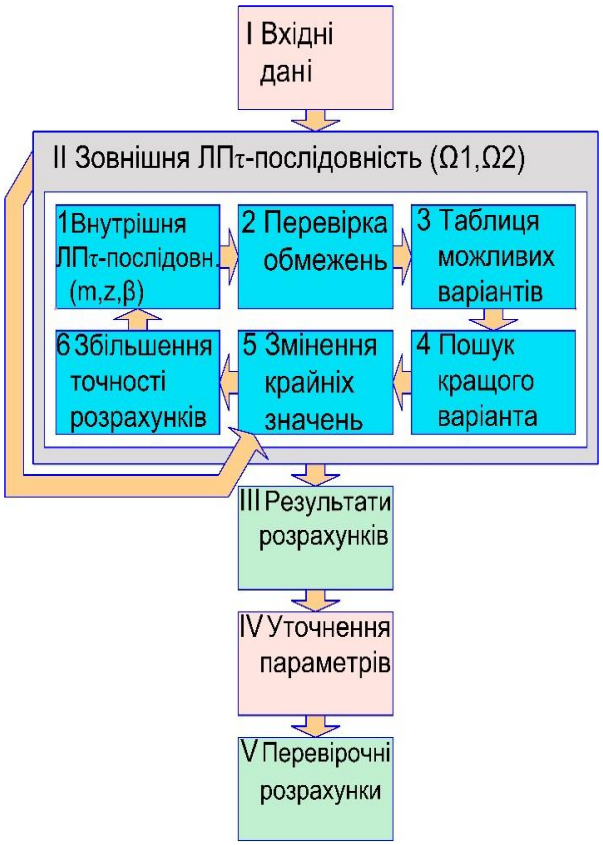


Рис. 1. Схема запропонованого алгоритму оптимально-раціонального проектування

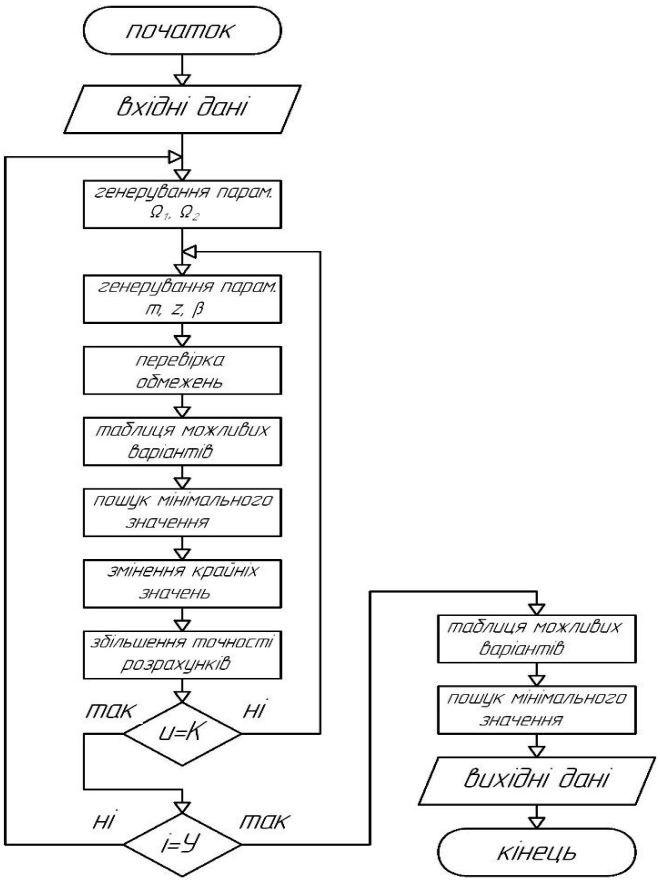


Рис. 2. Блок-схема програми оптимально-раціонального проектування: *i* та *u* – номер кроку, *Y* та *K* – кількість кроків

Наступна група параметрів – числа зубців коліс. Числа зубців повинні приймати тільки цілі значення, на відміну від координат, отриманих за ЛПτ-послідовністю. Застосування математичного округлення на ці параметри дозволяє уникнути цієї проблеми, пробні точки зсуваються за відповідними координатами.

Деякі з параметрів ($z_{2,2}$; $z_{3,2}$; $z_{4,2}$; $z_{5,2}$,…) будемо розраховувати через інші у відповідності до конструктивно-технологічних особливостей тривальних коробок передач, це суттєво зменшить кількість параметрів, що варіюються. Це також дозволить забезпечити передаточні числа коробки передач для кожної передачі (у межах похибки, що допускається).

Наведемо на рис. 4 схему вибору координат пробних точок за цією групою параметрів.

Розглянемо наступну групу. Кути нахилу зубців у зачеплені знаходимо у відповідності до ЛПτ-послідовністю у певному діапазоні значень.

З приведеного вище видно, що кількість параметрів проектування є мінімально можливою. Це було досягнуто завдяки можливості виразити деякі параметри проектування через інші (деякі значення чисел зубців), та додавання двох додаткових (коефіцієнти звуження околів).

4. Наступним етапом у внутрішньому колі алгоритму оптимізації є *перевірка обмежень*. Вона здійснюється у послідовності, що дозволяє зменшити загальний час оптимізації за рахунок своєчасного відсіву пробних точок, котрі не відповідають ряду вимог. Точка проходить послідовно перевірку за обмеженнями рівності та нерівності, і, якщо вона не задовольняє на певному етапі якійсь вимогі, то відкидається, а перевірку починає наступна точка.

Загальна схема перевірки для однієї точки може бути представлена у вигляді рис. 5.

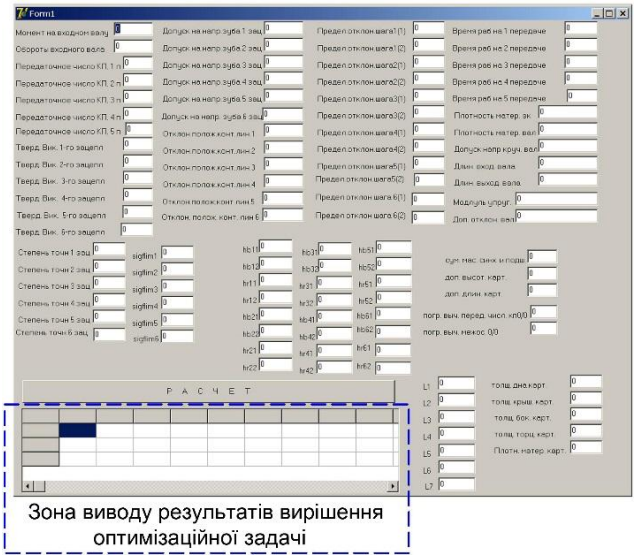


Рис. 3. Вікно програми

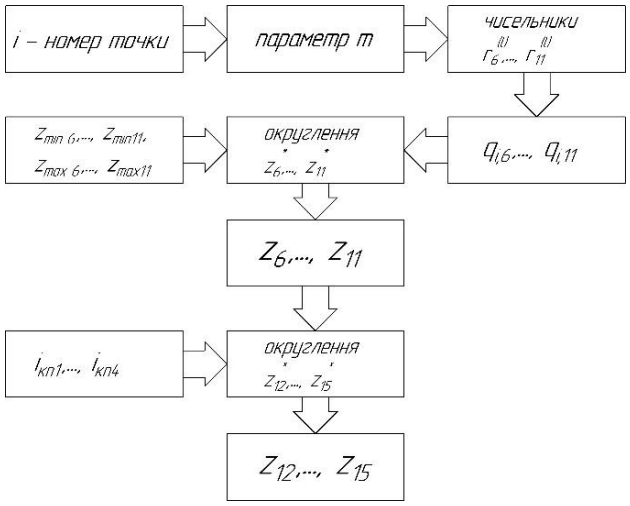


Рис. 4. Схему вибору координат пробних точок за параметрами чисел зубців

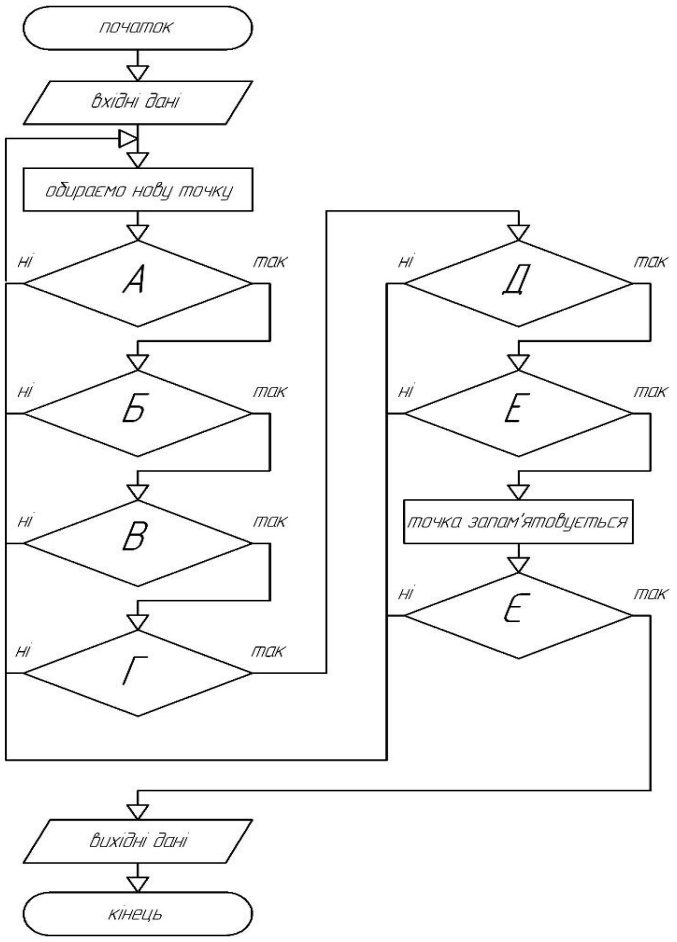


Рис. 5 – Блок-схема послідовності перевірки точок за обмеженнями:
А – габаритне співвідношення зубчастих коліс; Б – числове обмеження на числа зубців;
В – перевірка похибки передавальних відношень коробки передач;
Г – перевірка похибки розрахункових міжосьових відстаней відносно середнього значення;
Д – перевірка зубців на контактну витривалість та міцність;
Е – перевірка зубців на згинну витривалість та міцність; Є – чи всі точки перевірено

Саме таку послідовність проходження перевірки обмежень пробною точкою було обрано з урахуванням об'єму математичних обчислень. Якщо точка не задовольняє малим за об'ємом математичних обчислень умовам, то вона відкидається і не витрачається час на перевірку великих за об'ємом математичних обчислень умов.

Якщо пробна точка проходить всі умови, то вона потрапляє до таблиці можливих варіантів. Таблиця являє собою двовимірний масив, у якому кожному номеру точки відповідає набор параметрів проектування та значення цільових функцій.

5. Після того, як було складено таблицю можливих комбінацій параметрів, проводиться *пошук найкращого варіанта* (пробної точки, що відповідає мінімальному значенню цільової функції).

Пошук найкращого варіанту здійснюється сортуванням. З усього різноманіття методів сортування було обрано метод сортування вставками, який і не є самим швидким з методів, але дуже простий у програмній реалізації.

Сортування масиву проводиться окремо за кожним критерієм оптимізації. Наприкінці всіх етапів сортування маємо три впорядковані масиви, що очолюються мінімальними значеннями цільових функцій та відповідними наборами параметрів, що відповідають їх значенням.

6. Якщо точності розрахунків недостатньо, проводиться наступний етап алгоритму, а саме, *змінення крайніх значень параметрів (звуження околів простору параметрів).* У якості точок, відносно яких звужуються околи на кожному кроці, беруться точки з попереднього кроку, що відповідають мінімальним значенням цільової функції.

Як результат, на кожному кроці внутрішнього кола алгоритму граничні значення для деяких параметрів проектування звужуються, об’єм *n*-вимірного паралелепіпеда зменшується. З урахуванням того, що кількість пробних точок залишається постійною, це призводить до більш високої щільності дослідження, а як наслідок і до максимально можливого наближення до абсолютного мінімуму цільової функції.

7. На етапі *збільшення точності розрахунків* проводиться поступове зменшення на кожному кроці похибки рівності міжосьових відстаней між зубчатими зачепленнями. Похибку рівності заданих та розрахованих за параметрами передаточних чисел коробки передач зведено до декількох відсотків (<5%) завдяки чотирьом останнім виразам у (2).

Висновок. Розроблена комп’ютерна модель алгоритму оптимально-раціонального проектування тривальних коробок передач поєднує методи ЛПτ-пошуку та звуження околів, що дозволило збільшити кількість пробних точок для більш точного результату. Врахування конструктивних, технічних та технологічних особливостей тривальних коробок передач у даному алгоритмі дозволило задовольнити вимоги, що висуваються до агрегатів такого класу. Особлива послідовність алгоритму дозволила скоротити час розрахунків.

Список літератури

1. *Соболь И. М. Выбор* оптимальных параметров в задачах со многими критериями / *И. М. Соболь, Р. Б. Статников*. – М. : Дрофа, 2006. – 175 с.
2. *Бондаренко О. В. Оптимізація* співвісних ступінчастих приводів машин по масогабаритним характеристикам на прикладі тривальних коробок передач / *О. В. Бондаренко, О. В. Устиненко* // Вісник Національного Політехнічного Інституту "Харківський Політехнічний Інститут": збірник наукових праць: тематичний випуск "Машинознавство та САПР". – Харків : НТУ "ХПІ", 2012. – № 22. – С. 16–27.
3. *Бондаренко О. В. Суміщення* методів ЛПτ-пошуку та звуження околів при оптимізації тривальних коробок передач / *О. В. Бондаренко* // Механіка та машинобудування. – Харків : НТУ "ХПІ", 2010. – № 1. – С. 78–84.
4. *Бондаренко О. В. Раціональне* проектування зубчастих циліндричних двоступінчастих редукторів з урахуванням рівня напруженості зачеплень / *О. В. Бондаренко, О. В. Устиненко, В. І. Сєриков* // Вісник Національного Політехнічного Інституту "Харківський Політехнічний Інститут": збірник наукових праць: серія: "Проблеми механічного приводу". – Харків : НТУ "ХПІ", 2015. – № 35 (1144). – С. 23–27.

УДК 621

Зинченко Е.И., к.т.н., доц., Кротенко Г.А., к.т.н., доц.,

Национальный технический университет “Харьковский политехнический институт”

ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ СИНТЕЗА ШЕСТИЗВЕННЫХ МЕХАНИЗМОВ ЧЕТВЕРТОГО КЛАССА С ВЫСТОЕМ ВЫХОДНОГО ЗВЕНА

Введение. Исследуются возможности использования шестизвенных механизмов четвертого класса **(**ШМЧК) для получения приближенного выстоя выходного звена (ползуна или коромысла) и предлагается алгоритм синтеза этих механизмов.

Рычажные механизмы с двухповодковыми группами кинематически эквивалентны кулисным механизмам с криволинейными пазами [1,2]. Это свойство предлагается использовать для кинематического синтеза ШМЧК с выстоем выходного звена.

Цель. Разработка метода синтеза шестизвенных механизмов четвертого класса с выстоем выходного звена.

Основная часть. Рассмотрим постановку задачи синтеза ШМЧК с приближенным выстоем выходного звена на примере механизма с выходным звеном ползуном.

Пусть имеется шарнирный четырехзвенник (ШЧ) *BCDE*, шатунная кривая некоторой его шатунной точки в трех точках совпадает с дугой окружности радиуса *R* (рис. 1).

Если основание *BE* ШЧ *BCDE* сделать подвижным и добавить кривошип радиуса *R*, то получим механизм четвертого класса (рис. 1), который будет кинематически эквивалентен кулисному механизму с поступательно движущейся кулисой (рис. 2), и который будет иметь выстой в крайнем положении. Кинематическое исследование такого механизма достаточно простое и оно описано в [3]. Таким образом, задача кинематического синтеза ШМЧК с выстоем сводится к синтезу ШЧ *BCDE*, шатунная точка которого при движении механизма попадает в положения A_1, A_2, A_3 (рис. 2).

Так как это единственное требование к шатунной кривой, то синтез такого механизма можно выполнить не стандартным, достаточно сложным методом, а довольно простым, и сделать это можно следующим образом:

1) спроектировать ШЧ *OACB* по трем положениям кривошипа, задавшись при этом тремя положениями кривошипа, соответствующими углу выстоя проектируемого шестизвенного механизма и тремя положениями коромысла *BC*. Алгоритм синтеза такого ШЧ известен [4];

2) задавшись положением точки *D* на шатуне *AC*, получим три положения этой точки, соответствующие трем положениям кривошипа *OA* (рис. 3);

3) три точки D_i всегда лежат на одной окружности. Находим центр этой окружности *E* и принимаем его за положение оси шарнира *E*, а радиус окружности принимаем за длину коромысла *DE* (рис. 4).

Таким образом, получен ШЧ *BCDE*, шатунная точка *A* которого обязательно проходит через три точки A_1, A_2, A_3, лежащие на окружности радиуса *OA*;

4) шарниры *B* и *E* следует поместить на ползун и выбрать направление его движения. В результате получится требуемый шестизвенный механизм (рис. 1) и синтез механизма на этом заканчивается.

Указанный алгоритм синтеза очень подробно описан в [3, 5].

Выводы. Разработан метод параметрического синтеза шестизвенных механизмов четвертого класса с выстоем выходного звена (ползуна либо коромысла) в крайнем положении. Метод базируется на синтезе шарнирного четырехзвенника, шатунная точка которого приближенно описывает дугу окружности заданного радиуса.

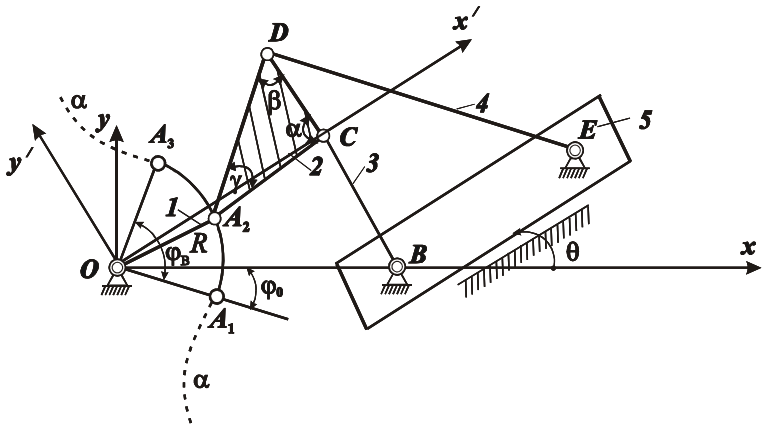


Рис. 1. ШМЧК с выходным звеном ползуном

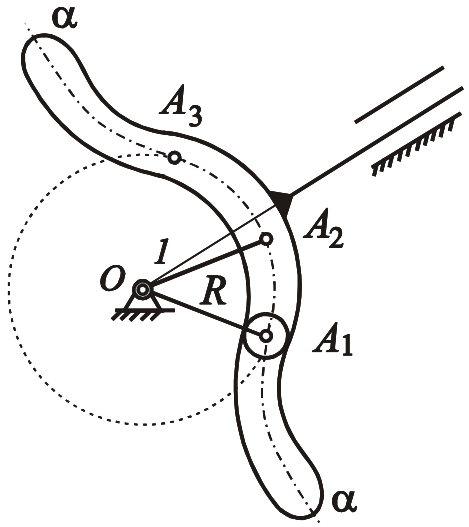


Рис. 2. Эквивалентный механизм с поступательно движущейся кулисой

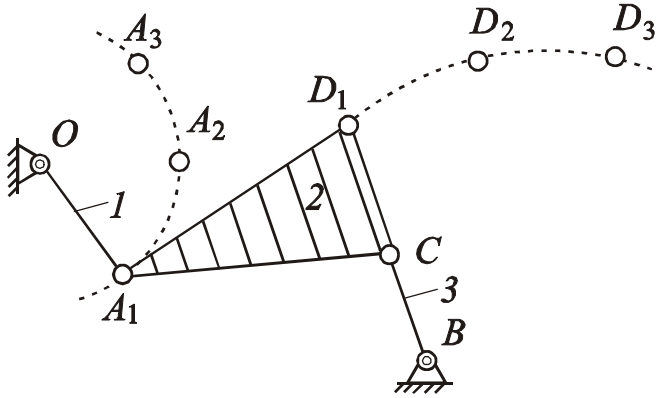


Рис. 3. Три положения точки *D*

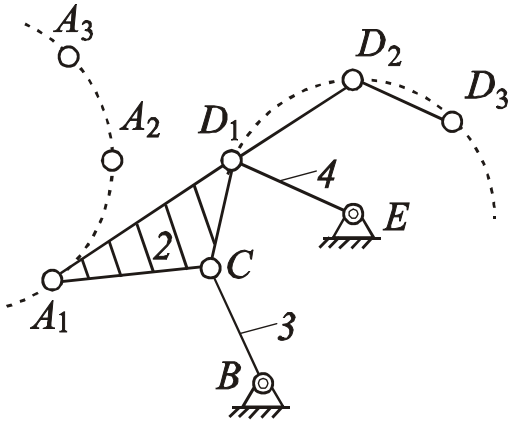


Рис. 4. Нахождение оси шарнира *E*

Список литературы:

1. *Новгородцев В.О., Зінченко О.І. Кінематика* кулісних механізмів з криволінійними пазами // Вестник Харьковского государственного политехнического университета. Выпуск 49. – Харьков: ХГПУ, 1999. – С. 73–80.
2. *Новгородцев В.А., Зинченко Е.И. Кинематика* плоских механизмов, содержащих одну структурную группу второго порядка // Динамика и прочность машин: Вестник Харьковского государственного политехнического университета. Выпуск 53. – Харьков: ХГПУ, 1999. – С. 127–132.
3. *Зинченко Е.И. Кинематический* синтез шестизвенных механизмов четвертого класса с выстоем выходного звена : Дис…канд. техн. наук: 05.02.02 – Машиноведение, технические науки / Харьков, 2004. – 190 с.
4. *Артоболевский И.И., Левитский Н. И., Черкудинов С.А. Синтез* плоских механизмов. – М.: Гос. изд-во физ.-мат.лит-ры, 1959, 1084 с.
5. *Новгородцев В.А., Зинченко Е.И., Зарубина А.А. Синтез* шестизвенных механизмов четвертого класса с приближенным выстоем ведомого звена // Технологии в машиностроении: Вестник Харьковского государственного политехнического университета. Выпуск 68. – Харьков: ХГПУ, 1999. – С. 17–21.

УДК 629.11.032+519.863

Клочков І.Є., Бондаренко О.В., к.т.н., Устиненко О.В., к.т.н., доц., с.н.с.

Національний технічний університет "Харківський політехнічний інститут"

ЦІЛЬОВА ФУНКЦІЯ ТА СИСТЕМА ОБМЕЖЕНЬ ДЛЯ ОПТИМІЗАЦІЇ ТРАНСМІСІЇ ГУСЕНИЧНОГО ТРАНСПОРТЕРА-ТЯГАЧА МТ-ЛБ ЗА МАСОЮ

Вступ. Сучасне транспортне машинобудування висуває все більш жорсткі вимоги до масогабаритних характеристик машин. Безумовно, на масу машини у цілому суттєво впливає маса її окремих агрегатів, таких як трансмісія. Отже, максимальне зниження маси останньої є актуальною науково-технічною задачею. Одним з перспективних шляхів в цьому напрямку є розв’язання задачі оптимального проектування трансмісій [1] за критерієм мінімальної маси.

Одна із найбільш поширених в Україні військових гусеничних машин – легкий багатоцільовий гусеничний транспортер-тягач МТ-ЛБ. Він був прийнятий на озброєння ще у 1964 році та випущений у кількості приблизно 9600 машин, з яких орієнтовно 7500 на теперішній час ще знаходяться у експлуатації. Сьогодні він є вже не відповідає сучасним тактико-технічним характеристикам з точки зору потужності двигуна та середніх швидкостей руху. У зв'язку з цим запропоновано багато варіантів його модернізації, але при цьому виникає проблема перевантаження агрегатів, насамперед трансмісії. Просте підвищення її навантажувальної здатності шляхом збільшення габаритів практично неможливо. Вихід полягає в оптимальному за масою проектуванні нової трансмісії при забезпеченні її навантажувальної здатності, довговічності та вимоги розміщення в існуючих габаритах.

Аналогічна задача розв'язувалась у роботах [2, 3] для тривальних коробок передач автомобілів. Як відомо [4], розв'язання будь-якої задачі оптимізації складається з наступних етапів:

1. Постановка оптимізаційної задачі, яка складається з побудови цільової функції, визначення змінних проектування та формування системи обмежень.
2. Обрання чи розробка методів розв'язання задачі оптимізації.
3. Побудова методик і алгоритмів розв'язання задачі.
4. Виконання тестових розрахунків щодо підтвердження теоретичних результатів.

Таким чином, **метою роботи** буде етап 1, а саме, побудова цільової функції, визначення змінних проектування та формування системи обмежень.

Основна частина. Кінематична схема трансмісії наведена на рис. 1 [5]. Критерій оптимальності для нашої задачі: маса трансмісії повинна приймати мінімально можливе значення при виконанні усіх обмежень. Тоді запишемо цільову функцію у наступному вигляді:

$$F_M = \sum M \to \min. \tag{1}$$

Сумарна маса $\sum M$ трансмісії складається насамперед з мас зубчастих коліс, валів, водил планетарних передач, підшипників, синхронізаторів, фрикціонів, гальм, картерів та їхніх кришок. Масами інших деталей будемо зневажати. Тоді

$$\sum M = \sum_{i=1}^{2} M_{\text{ЗК ГП}i} + M_{\text{В ГП}} + \sum_{i=1}^{n_{\text{ЗК КП}}} M_{\text{ЗК КП}i} + \sum_{i=1}^{2} M_{\text{В КП}i} + \sum_{i=1}^{n_{\text{С КП}}} M_{\text{С КП}i} + 2\sum_{i=1}^{2} M_{\text{ЗК ДР}i} +$$

$$+ 2M_{\text{В Ф}} + 2M_{\text{ФГ}} + 2\sum_{i=1}^{n_{\text{ЗК ПР}}} M_{\text{ЗК ПР}i} + 2\sum_{i=1}^{n_{\text{В ПР}}} M_{\text{В ПР}i} + 2M_{\text{ВОД ПР}} + 2M_{\text{КВ}} + 2M_{\text{ЗГ}} +$$

$$+ 2\sum_{i=1}^{n_{\text{ЗК БП}}} M_{\text{ЗК БП}i} + 2\sum_{i=1}^{n_{\text{В БП}}} M_{\text{В БП}i} + 2M_{\text{ВОД БП}} + \sum_{i=1}^{n_{\text{П}}} M_{\text{П}i} + M_{\text{К МПП}} + 2M_{\text{К БП}}, \tag{2}$$

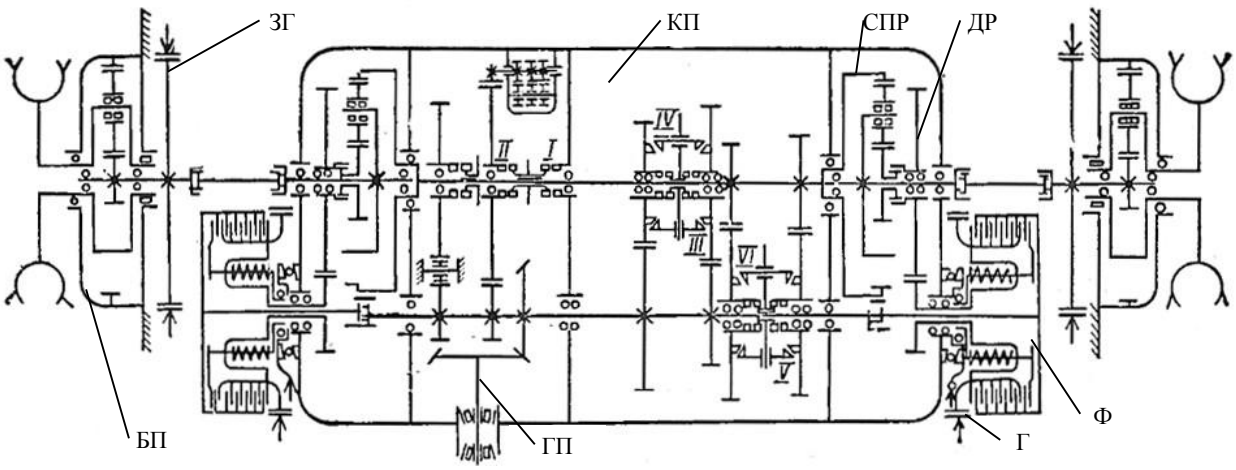


Рис. 1. Кінематична схема трансмісії транспортера-тягача МТ-ЛБ:
ГП – головна передача; КП – коробка передач; ДР – додатковий редуктор; Ф – фрикціон МПП;
Г – гальмо МПП; СПР – сумуючий планетарний ряд; ЗГ – зупиночне гальмо; БП – бортова передача

де $\sum_{i=1}^{2} M_{\text{ЗК ГП}i}$ – сумарна маса зубчастих коліс ГП; $M_{\text{В ГП}}$ – маса вхідного валу ГП; $\sum_{i=1}^{n_{\text{ЗК КП}}} M_{\text{ЗК КП}i}$ – сумарна маса зубчастих коліс КП, $n_{\text{ЗККП}}$ – кількість зубчастих коліс КП ($n_{\text{ЗККП}} = 2k+1$, де k – кількість передач переднього та заднього ходу, а одиниця враховує паразитну шестерню заднього ходу); $\sum_{i=1}^{2} M_{\text{В КП}i}$ – сумарна маса валів КП; $\sum_{i=1}^{n_{\text{С КП}}} M_{\text{С КП}i}$ – сумарна маса синхронізаторів КП, $n_{\text{СКП}}$ – кількість синхронізаторів; $2\sum_{i=1}^{2} M_{\text{ЗК ДР}i}$ – сумарна маса зубчастих коліс ДР; $2M_{\text{В Ф}}$ – сумарна маса валів фрикціонів МПП; $2M_{\text{ФГ}}$ – сумарна маса фрикціонів та гальм МПП; $2\sum_{i=1}^{n_{\text{ЗК ПР}}} M_{\text{ЗК ПР}i}$ – сумарна маса зубчастих коліс СПР, $n_{\text{ЗКПР}}$ – кількість зубчастих коліс СПР; $2\sum_{i=1}^{n_{\text{В ПР}}} M_{\text{В ПР}i}$ – сумарна маса валів та осей СПР, $n_{\text{ВПР}}$ – кількість валів та осей СПР; $2M_{\text{ВОД ПР}}$ – сумарна маса водил СПР; $2M_{\text{КВ}}$ – сумарна маса карданних валів; $2M_{\text{ЗГ}}$ – сумарна маса зупиночних гальм; $2\sum_{i=1}^{n_{\text{ЗК БП}}} M_{\text{ЗК БП}i}$ – сумарна маса зубчастих коліс БП, $n_{\text{ЗКБП}}$ – кількість зубчастих коліс БП; $2\sum_{i=1}^{n_{\text{В БП}}} M_{\text{В БП}i}$ – сумарна маса валів та осей БП, $n_{\text{ВП}}$ – кількість валів та осей БП; $2M_{\text{ВОД БП}}$ – сумарна маса водил БП; $\sum_{i=1}^{n_{\text{П}}} M_{\text{П}i}$ – сумарна маса підшипників трансмісії, $n_{\text{П}}$ – кількість підшипників трансмісії; $M_{\text{К МПП}}$ – маса картеру МПП; $2M_{\text{К БП}}$ – сумарна маса картерів БП.

Маси зубчастих коліс будуть обчислюватись, безпосередньо виходячи із значень змінних проектування з урахуванням системи обмежень. Маси інших деталей та вузлів – виходячи із розрахунків на міцність, витривалість та (або) жорсткість у відповідності із навантаженням на них, яке будемо розраховувати для кожного набору змінних проектування.

У якості змінних проектування аналогічно роботі [2] використаємо основні геометричні параметри зачеплень, а саме, модулі зачеплень m, числа зубців z_1, z_2 та кути нахилів зубців β (тут і подалі індекс 1 означає ведуче, а індекс 2 ведене колесо зубчастої пари). Тоді маємо:

Для ГП – $m_{n\text{ГП}}$; $z_{\text{ГП}1}$; $z_{\text{ГП}2}$; $\beta_{m\text{ГП}}$.

Для КП – $m_{\text{КП}1},\ldots,m_{\text{КП}k-1}$; $z_{\text{КП}1,1},\ldots,z_{\text{КП}k-1,1}$; $\beta_{\text{КП}1},\ldots,\beta_{\text{КП}k-1}$, де k–1 – кількість передач на передньому ходу.

Для ДР – $m_{\text{ДР}}$, $z_{\text{ДР}1}$, $z_{\text{ДР}2}$, $\beta_{\text{ДР}}$.

Для СПР – $m_{\text{СПР}}$; $z_{\text{СПР}c}$; $z_{\text{СПР}e}$, де $z_{\text{СПР}c}$ та $z_{\text{СПР}e}$ – числа зубців сонячної шестерні та епіциклу СПР.

Для БП – $m_{\text{БП}}$; $z_{\text{БП}c}$; $z_{\text{БП}e}$, де $z_{\text{БП}c}$ та $z_{\text{БП}e}$ – числа зубців сонячної шестерні та епіциклу БП.

Розглянуті змінні проектування входять до цільової функції у вигляді формул для розрахунку маси зубчастих коліс. Наприклад, циліндричне зубчасте колесо спрощено розглядаємо у вигляді суцільного диска, діаметр якого дорівнює ділильному діаметру. Тоді його маса

$$M_{\text{ЗК}} = \frac{\pi\, m^2\, z^2\, b_w\, \rho_{\text{ЗК}}}{4\cos^2\beta}, \tag{3}$$

де $\rho_{\text{ЗК}}$ – щільність матеріалу зубчастого колеса; b_w – робоча ширина зубчастого вінця.

Обмеження повинні враховувати конструктивні особливості трансмісії, геометричні та кінематичні характеристики зубчастих передач, міцність та витривалість зачеплень, а також габарити існуючого моторно-трансмісійного відділення (МТВ).

1) Для схеми МПП, що розглядається, міжосьові відстані зачеплень КП на передньому ходу та ДР повинні бути рівні між собою, тобто

$$\frac{m_{\text{КП}1}(z_{\text{КП}1,1}+z_{\text{КП}1,2})}{2\cos(\beta_{\text{КП}1})} = \frac{m_{\text{КП}2}(z_{\text{КП}2,1}+z_{\text{КП}2,2})}{2\cos(\beta_{\text{КП}2})} = \frac{m_{\text{КП}k-1}(z_{\text{КП}k-1,1}+z_{k-1,2})}{2\cos(\beta_{\text{КП}k-1})} = \frac{m_{\text{ДР}}(z_{\text{ДР},1}+z_{\text{ДР},2})}{2\cos(\beta_{\text{ДР}})}. \tag{4}$$

2) Зубці коліс повинні мати необхідну контактну витривалість, а також міцність при перевантаженнях, а саме, згідно перевірочного розрахунку по контактним напруженням,

$$\sigma_H \le \sigma_{HP};\ \sigma_{HM} \le \sigma_{HP}, \tag{5}$$

де σ_H та σ_{HM} – розрахункові контактні напруження при дії номінального та максимального навантаження; σ_{HP} та σ_{HPM} – відповідні контактні напруження, що допускаються.

3) Зубці коліс повинні мати згинну витривалість, а також міцність при перевантаженнях,

$$\sigma_{F\,1(2)} \le \sigma_{FP\,1(2)};\ \sigma_{FM\,1(2)} \le \sigma_{FPM\,1(2)}, \tag{6}$$

де σ_F та σ_{FM} – розрахункові згинні напруження при дії номінального та максимального навантаження; σ_{FP} та σ_{FPM} – відповідні згинні напруження, що допускаються.

4) Модулі циліндричних коліс повинні приймати числові значення зі стандартного ряду:

$$m_n = 2;\ 2{,}25;\ 2{,}5;\ 2{,}75;\ 3;\ 3{,}5;\ 4;\ 4{,}5;\ 5;\ 5{,}5;\ 6,\ldots,m_{n\max}. \tag{7}$$

У конічної передачі модуль може бути нестандартною величиною (завдяки особливостям технології зубонарізання). Тому запишемо обмеження по середньому нормальному модулю:

$$m_{n\min} \le m_n \le m_{n\max}. \tag{8}$$

5) Числа зубців коліс повинні приймати цілі значення (мають бути натуральними – N), а також обмежені верхнім $z_{\max}$ та нижнім значенням $z_{\min}$ з міркувань області існування зачеплення та технології виготовлення.

6) Числа зубців коліс планетарних рядів повинні задовольняти умовам існування останніх, а саме: співвісності, збірки (симетричного розміщення сателітів) та сусідства (гарантованого зазору між сателітами).

7) Обмеження на передавальні відношення зубчастих пар трансмісії. З вимоги габаритного співвідношення зубчастих коліс передавальні відношення не повинні перевищувати граничні значення $i_{\min}$ та $i_{\max}$, тоді маємо для циліндричних та конічних пар:

$$|i_{\min}| \le |i| = \left|\frac{\omega_1}{\omega_2}\right| = \frac{z_2}{z_1} \le |i_{\max}|, \tag{9}$$

а для планетарних рядів через внутрішнє передавальне відношення p,

$$|p_{\min}| \le |p| = \frac{z_э}{z_c} \le |p_{\max}|. \tag{10}$$

8) Кути нахилу зубців коліс повинні бути у межах від $\beta_{\min}$ до $\beta_{\max}$.

9) Коефіцієнти ширини зубчастого колеса $\psi_{bd} = b_w / d_{w1}$ для циліндричних зачеплень та $\psi_m = b_w / R_m$ для конічних повинні не перевищувати максимальні значення, це можна представити у вигляді наступних обмежень-нерівностей:

$$\psi_{bd} \le \psi_{bd\,\max}; \ \psi_m \le \psi_{m\max}. \tag{11}$$

10) Габаритні обмеження з умов розміщення нової трансмісії в існуюче МТВ:

$$L_{МПП} \le L_{МПП\,\max}; \ B_{МПП} \le B_{МПП\,\max}; \ H_{МПП} \le H_{МПП\,\max}, \ D_{БП} \le D_{БП\,\max}; \ B_{БП} \le B_{БП\,\max}, \tag{12}$$

де $L_{МПП}$, $B_{МПП}$ та $H_{МПП}$ – довжина, ширина та висота картеру нового МПП; $L_{МППmax}$, $B_{МППmax}$ та $H_{МППmax}$ – відповідні максимально можливі габарити із умови розміщення МПП; $D_{БП}$ та $B_{БП}$ – зовнішній діаметр та ширина картеру нової БП; $D_{БПmax}$ та $B_{БПmax}$ – відповідні максимально можливі габарити із умови розміщення БП.

Висновки:

1. Розв'язання задачі оптимізації трансмісії легкого багатоцільового гусеничного транспортера-тягача МТ-ЛБ є перспективним напрямком досліджень, тому що дозволяє поліпшити масові характеристики машини, а також забезпечити навантажувальну здатність та довговічність трансмісії при модернізації машини.
2. Побудовано цільову функцію оптимізації за масою, яка досить коректно моделює трансмісію, тому що враховує властивості геометрії та міцності основних деталей і вузлів.
3. Визначені змінні проектування, у якості яких обрані основні геометричні параметри зачеплень: модулі m, числа зубців z_1, z_2 та кути нахилів зубців β.
4. Побудовано систему обмежень, які накладаються на змінні проектування. Вони дозволяють раціонально окреслити простір пошуку та повністю характеризують усі зв’язки геометрії, конструкції, міцності та інших показників трансмісії.
5. У подальших дослідженнях планується обрання методів розв'язання задачі оптимізації, побудова прикладних методик і алгоритмів, виконання тестових і перевірочних розрахунків щодо підтвердження та оцінки отриманих теоретичних результатів.

Список літератури

1. *Александров Е. Е. Проблемы* многокритериальной оптимизации трансмиссий транспортных средств // Машиноведение и техносфера на рубеже *21* века. Т. *1 / Е. Е. Александров, В. Б. Самородов.* – Донецк, *1999. – С. 26–29.*
2. *Бондаренко О. В. Оптимізація* співвісних ступінчастих приводів машин по масогабаритним характеристикам на прикладі тривальних коробок передач / *О. В. Бондаренко, О. В. Устиненко* // Вісник Національного Політехнічного Інституту "Харківський Політехнічний Інститут": збірник наукових праць: тематичний випуск "Машинознавство та САПР". – Харків : НТУ "ХПІ", 2012. – № 22. – С. 16–27.
3. *Бондаренко О. В. Суміщення* методів ЛПτ-пошуку та звуження околів при оптимізації тривальних коробок передач / *О. В. Бондаренко* // Механіка та машинобудування. – Харків : НТУ "ХПІ", 2010. – № 1. – С. 78–84.
4. *Реклейтис Г. Оптимизация* в технике: Пер. с англ. / *Г. Реклейтис, А. Рейвиндран, К. Рэгсдел.* – М. : Мир, 1986. – Т. 1. – 349 с.
5. *Легкий* многоцелевой гусеничный транспортер-тягач МТ-ЛБ. Техническое описание и инструкция по эксплуатации. – М. : Военное изд-во, 1985. – 447 с.

УДК 621.833+621.85

Протасов Р.В.[1], Устиненко А.В.[1], к.т.н., доц., с.н.с., Андриенко С.В.[2], Коноваленко О.Е.[1]

[1] Национальный технический университет "Харьковский политехнический институт"
[2] Харьковский Национальный автомобильно-дорожный университет

ПРИМЕНЕНИЕ ПРОГРАММНЫХ ПРОДУКТОВ AUTODESK ДЛЯ МОДЕЛИРОВАНИЯ ЭВОЛЮТНОГО ЗАЦЕПЛЕНИЯ И АНАЛИЗА ЕГО НДС

Введение. Современное проектирование и расчет деталей машин часто выполняется при помощи компьютерных программ. Появление высокопроизводительной компьютерной техники выводит процесс синтеза и анализа машиностроительных изделий сложной формы на новый уровень, что способствует уменьшению массы и габаритов машин и механизмов. К таким изделиям можно отнести новые зубчатые колеса и звездочки цепных передач с эволютным зацеплением, обеспечивающим выпукло-вогнутый контакт [1]. В работах [1–3] были рассмотрены методики синтеза рабочего профиля и переходной кривой, а в работе [4] описан процесс построения трехмерной модели в системе Pro/ENGINEER и создания на ее основе конечно-элементной модели для анализа напряженно-деформированного состояния (НДС) в CAE-системе ANSYS. Однако эти CAD- и CAE-системы имеют низкую степень взаимной интеграции при передаче данных, а также достаточно сложны при работе с ними.

На сегодняшний день компания Autodesk успешно решила задачу интеграции CAD- и CAE-систем в программном комплексе для моделирования Autodesk Inventor при условии установки модуля Nastran In-CAD для анализа НДС.

Цель работы –разработка методики построения 3D-моделей зубчатого и цепного эволютного зацеплений в CAD-системе Autodesk Inventor и анализ НДС зацеплений методом конечных элементов (МКЭ) в CAE-модуле Nastran In-CAD.

Основная часть. Результатами расчетов по методикам синтеза [1–3], являются массивы координат точек профиля эволютного зуба. Далее по данным массивов строятся графики, отображающие полный профиль зуба. Для решения этой задачи была выбрана система MathCAD, которая обладает удобством работы, наглядностью проводимых вычислений и отображения результатов. Однако, использование только MathCAD не позволяет выполнить исследование объемного НДС зуба. Решить подобную задачу можно применением CAE-систем, как ANSYS, Femap, Abaqus, COSMOS и т.д., которые позвляют импортировать координаты точек, построить по ним кривые профиля эволютного зуба, создать твердотельную модель и провести анализ НДС. Но ряд особенностей данных программ при их взаимодействии с CAD-системами приводит к некоторым сложностям при двусторонней передаче данных 3D-модели, связанных с параметризацией. В некоторых случаях возможна полная потеря параметризации ввиду передачи модели через нейтральный формат (step, parasolid).

Большинство современных CAD-систем имеют в своем составе программу для анализа НДС, но точность расчетов в них невысока. Поэтому компания Autodesk для своей CAD-системы Inventor создала встраиваемое приложение Nastran In-CAD, позволяющее проводить расчет НДС, используя известный решатель Nastran. Последний хорошо сбалансирован по скорости расчетов, требуемым ресурсам компьютера и точности полученных результатов.

Рассмотрим основные этапы подготовки модели к созданию конечно-элементной (КЭ) сетки и расчету при помощи МКЭ.

В системе MathCAD, для получения координат точек рабочей и переходной кривых была задана высокая степень точности, т.к. значительная погрешность при расчете координат

проявится в переменной кривизне ("дребезге") профиля на участке в несколько точек. Путем тестовых расчетов и построений была выбрана точность в 7 знаков после запятой. По этой же причине задано количество точек, описывающих рабочий профиль, равное 200. Полученные данные с координатами точек можно экспортировать в файл Excel либо в формат csv.

Результат решения уравнений, описывающих синтезированные рабочий профиль и переходную кривую, выдается системой MathCAD в виде табличных данных с координатами точек отдельно для осей x и y. Перед импортом точек в систему Autodesk Inventor необходимо сохранить эти данные в одном файле Excel. Таблица точек должна находиться в начале файла и начинаться в ячейке A1.

По умолчанию точки импортируются в качестве точек 2D-эскиза. Импортированные точки не связаны с исходным файлом Excel. Изменения, вносимые в исходный файл после импорта, не влияют на геометрию в модели Inventor.

Точки соответствуют строкам таблицы. Первая импортированная точка соответствует первой строке координат и так далее.

При импорте точек в Autodesk Inventor возможно выбрать способ интерпретации данных: импорт только точек; импорт точек и их соединение отрезками; импорт точек и соединение сплайном. В последнем способе автоматическое построение сплайна или линии начинается в первой точке через другие точки в зависимости от порядка, в котором они были импортированы. Этот способ является наиболее предпочтительным, так как позволяет получить готовый профиль зуба шестерни или звездочки цепной передачи.

Кривая профиля эволютного зуба, импортированная в систему Inventor, расположена на делительном радиусе и симметрична относительно вертикальной оси координат. Для создания трехмерной модели была создана зеркальная копия кривой, что позволило получить полный контур впадины между зубьями шестерни или звездочки цепной передачи. Далее, использовав инструменты "Выдавливание" и "Массив по окружности", была получена полная 3D-модель.

В качестве расчетной модели зубчатой пары приняты секторы шестерни и колеса, а для цепной передачи использован сектор звездочки и одна втулка цепи. В обоих случаях сектор состоит из пяти зубьев и обода толщиной 3 модуля. Используется половина ширины шестерни и звездочки, так как расчетная модель предполагает нагрузку передачи без перекоса. Также принято допущение, что фаски и скругления не оказывают влияние на НДС, в результате чего они были удалены. В зоне контакта зубьев зубчатой передачи и контакта втулки с зубом звездочки создается область в виде полуцилиндра диаметром 1 мм. Это необходимо для задания размера КЭ, сопоставимых с размером пятна контакта. Такие упрощения позволят сэкономить время расчета и ресурсы компьютера без ухудшения точности результата.

В зубчатой передаче расчет проводился для случая контакта в полюсе зацепления, а для цепной передачи – в момент входа ролика цепи в зацепление с зубом звездочки.

Переход из среды проектирования Inventor в среду расчета НДС Nastran In-CAD осуществляется соответствующей командой на панели инструментов "Среды". Для расчета нужно внести или создать следующие данные:

– создание поверхностей контакта в полюсе с коэффициентом трения 0,1;

– применение свойств материала (сталь): коэффициент Пуассона $\nu = 0{,}3$; модуль упругости $E_1 = E_2 = 2{,}1 \cdot 10^5$ МПа; плотность $\rho = 7850$ кг/м^3;

– тип элементов – "tetrahedrons";

– размер элемента: для области в зоне контакта 0,1 мм; для остальной части 3 мм;

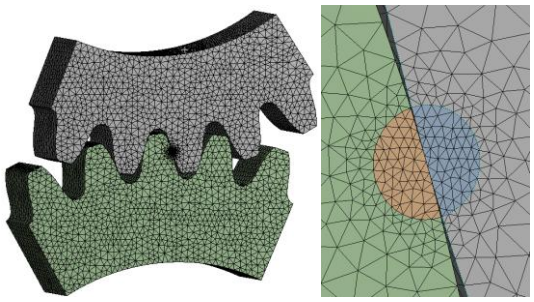
– создание крутящего момента на шестерне вокруг оси z величиной 280 Н·м; вокруг оси z звездочки – 2 Н·м;

– внесение граничных условий для зубчатого колеса – полное фиксирование; для шестерни – шарнир вращения вокруг оси z;

– внесение граничных условий для звездочки цепной передачи – шарнир вращения с заданным крутящим моментом, для торца ролика цепи – фиксация.

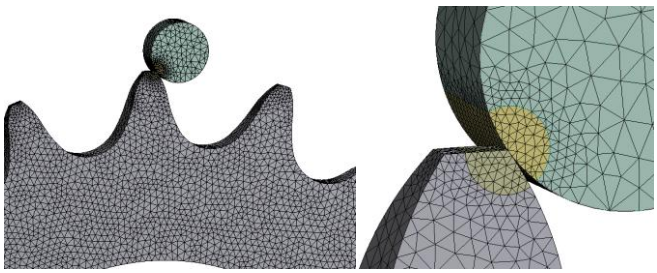
В результате создания КЭ модели зубчатой пары было получено 295 тыс. узлов и 198 тыс. элементов. Для цепной передачи эти показатели составили 61 тыс. узлов и 36 тыс. элементов. На рис. 1, *а* показан общий вид КЭ модели зубчатой пары, а на рис. 1, *б* – область в зоне контакта зубьев с более мелкой сеткой. На рис. 2, *а* показана КЭ модель цепной передачи, а на рис. 2, *б* – КЭ сетка в зоне контакта.

По результатам расчета были получены общая картина НДС и контактные давления исследуемых передач с эволютным зацеплением. Из анализа результатов видно, что в зубчатой передаче перемещения составили 0,19 мм (рис. 3, *а*), а напряжения по Мизесу – 620 МПа (рис 3, *б*). Анализ цепной передачи показал, что перемещения составили 0,12 мм (рис. 4, *а*), а напряжения по Мизесу – 450 МПа (рис. 4, *б*). Также ниже рассмотрены результаты расчета контактных давлений в зубчатой и цепной передачах (рис. 5, *а*, *б*; 6).



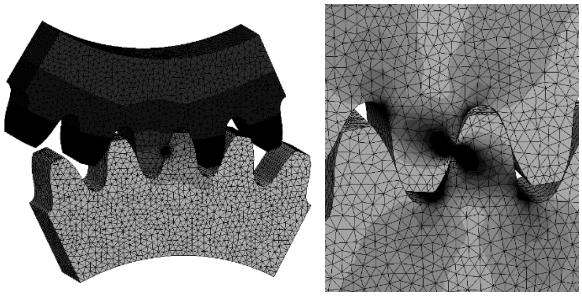
а *б*

Рис. 1. Конечно-элементная модель зубчатой пары:
***а* – общий вид КЭ сетки;**
***б* – КЭ сетка в зоне контакта**



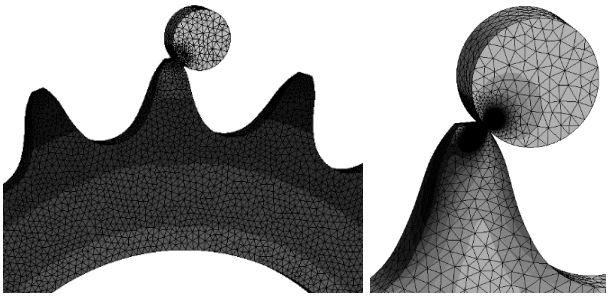
а *б*

Рис. 2. Конечно-элементная модель цепной передачи:
***а* – общий вид КЭ сетки;**
***б* – КЭ сетка в зоне контакта**



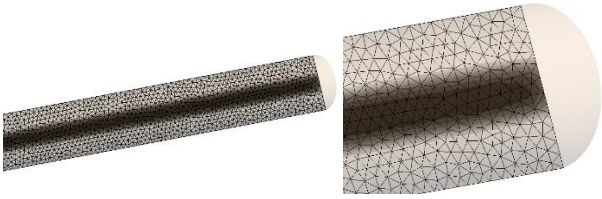
а *б*

Рис. 3. НДС зубчатой пары с эволютным зацеплением:
***а* – перемещения;**
***б* – напряжения по Мизесу в зоне контакта**



а *б*

Рис. 4. НДС цепной передачи с эволютным зацеплением:
***а* – перемещения;**
***б* – напряжения по Мизесу в зоне контакта**



а *б*

Рис. 5. Контактные давления в зубчатой передаче:
***а* – пятно контакта; *б* – краевой эффект**

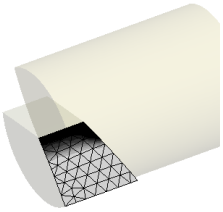


Рис. 6. Контактные давления в цепной передаче

При расчете контактных давлений по формуле Герца полученные значения одинаковы по всей длине контактной линии. Расчет с использованием МКЭ учитывает краевые эффекты, поэтому в случае равной ширины зубчатых венцов шестерни и колеса контактные напряжения у торцов зубьев уменьшаются (рис 5, *а*).

Как видно из рис. 5, *а* и 6, размер КЭ в области контакта удовлетворяет условию – 4 элемента на ширину пятна контакта, что является достаточным при решении контактной задачи.

Был проведен повторный расчет с размером КЭ в зоне контакта 0,05 мм для определения погрешности расчета. Статистика КЭ моделей и результаты расчетов по МКЭ и формуле Г. Герца приведены в таблице 1.

Таблица 1

Анализ результатов расчета с различными КЭ сетками

Размер элемента, мм	Узлов, тыс.	Элементов, тыс.	Контактные напряжения по МКЭ, МПа	Контактные напряжения по Герцу, МПа
0,1	295	198	680	802
0,05	490	387	750	

Анализ полученных результатов показывает, что с уменьшением размера КЭ повышается точность результата, что вполне очевидно, однако серьезно возрастают временные и вычислительные затраты.

Выводы:

1. Обзор существующих CAD- и CAE-систем демонстрирует низкую степень их взаимной интеграции, что снижает скорость расчета НДС и приводит к частичной потере данных. Использование CAD-системы Autodesk Inventor совместно с CAE-модулем Nastran In-CAD устраняет этот недостаток.
2. Выполнен синтез профилей эволютного зубчатого и цепного зацеплений в программе MathCAD. Получены координаты точек рабочих профилей и переходных кривых.
3. Массивы координат были экспортированы через файл Excel в систему Autodesk Inventor для построения 3D-моделей зубчатых колес и звездочек с последующим анализом НДС и контактных давлений в CAE-модуле Nastran In-CAD.
4. Усовершенствованные методики построения компьютерной модели и анализа ее НДС показали высокую точность результатов, сопоставимых с полученными при помощи других CAD/CAE-систем. Общее время на подготовку модели к расчету и ее анализ оказалось ниже, чем при использовании CAD/CAE-систем от разных производителей.
5. Проведен анализ НДС зуба цилиндрической и цепной передач. Определены контактные напряжения и эквивалентные напряжения по Мизесу.
6. Анализ данных, полученных при помощи МКЭ и на основе решения контактной задачи Герца, показал схожие результаты – при расчете с размером КЭ в зоне контакта 0,1 мм погрешность составила 15%, а при размере КЭ 0,05 мм – 10%, что является допустимым для инженерных расчетов.

Список литературы

1. *Павлов А. И. Современная* теория зубчатых зацеплений / *А. И. Павлов.* – Х. : ХНАДУ, 2005. – 100 с.
2. *Протасов Р. В. Построение* рабочих профилей зубьев эволютных передач / *Р. В. Протасов, А. В. Устиненко* // Вестник НТУ "ХПИ": Сб. научн. трудов. Тем. вып. "Машиноведение и САПР". – Х. : НТУ "ХПИ", 2010. – № 19. – С. 124–128.
3. *Андриенко С. В. Численное* моделирование профиля зуба звездочки цепной передачи / *С. В. Андриенко, А. В. Устиненко, Б. С. Воронцов* // Механіка та машинобудування. – 2014. – № 1. – С. 11–17.
4. *Протасов Р. В. Формирование* конечно-элементной модели и анализ напряженно-деформированного состояния эволютной передачи / *Р. В. Протасов, А. В. Устиненко, В. И. Сериков* // Вісник НТУ "ХПІ": Зб. наук. праць. Серія: Проблеми механічного приводу. – Х. : НТУ "ХПІ", 2014. – № 31 (1074). – С.140–144.

УДК 539.3

Ткачук Н.Н., к.т.н., Скрипченко Н.Б., к.т.н.

Национальный технический университет "Харьковский политехнический институт"

КОНТАКТНОЕ ВЗАИМОДЕЙСТВИЕ СЛОЖНОПРОФИЛЬНЫХ ДЕТАЛЕЙ МАШИН: МОДЕЛИ, МЕТОДЫ, ЗАКОНОМЕРНОСТИ

Введение. Актуальность проблемы обусловлена тем, что большое количество машин военного и гражданского назначения содержит элементы, находящиеся в условиях контактного силового и кинематического взаимодействия (сопряжения). С целью уменьшения контактного давления в этих зонах проектировщики стремятся выполнить сопряженные поверхности близкой или совпадающей формы. Это, например, "бочкование" рабочих поверхностей зубьев различных зубчатых передач, модификация поверхностей роликоподшипников, модификация беговых дорожек гидропередач танковых трансмиссий и погонов танковых башен, профилирования поршней двигателей внутреннего сгорания по высоте и в окружном направлении, их корундирования или дискретное укрепления и тому подобное. Традиционные методы моделирования контактного взаимодействия приводят в таких случаях или к значительным погрешностям в полученных результатах, или к чрезмерно громоздким численным моделям. Решение всех перечисленных проблемных вопросов в полной мере и в завершенном виде до настоящего времени отсутствует. В свою очередь, потребности машиностроения в разработке методов решения данного типа задач переоценить трудно. В результате сложилось противоречие между потребностями машиностроения, с одной стороны, и возможностями механики, – с другой. Устранение этого противоречия предполагает решение масштабной научно-практической проблемы, которая заключается в разработке и реализации методов решения физически и структурно нелинейных задач определения напряженно-деформированного состояния (НДС) для обеспечения конструкционной прочности сложнопрофильных элементов машиностроительных конструкций.

Целью работы является разработка теоретических основ исследования напряженно-деформированного состояния и обеспечения прочности путем создания и применения в расчетной практике нелинейных моделей поведения материала поверхностных слоев контактирующих сложнопрофильных деталей машин военного и гражданского назначения на основе новых нелинейных моделей и новых методов исследований. Проблема, поставленная в работе, решается на основе анализа обобщения результатов работ [1–8].

Основная часть. Для решения задачи о контактном взаимодействии в получаемой системе сложнопрофильных тел (СПТ) привлекаются 3 подхода. Первый из них основан на локальной формулировке задачи о контакте полубесконечных тел. Он базируется на выполнении условий совместности нормальных перемещений точек поверхности взаимодействующих тел (рис. 1):

$$u_\nu^{(1)} + u_\nu^{(2)} \le h\,. \tag{1}$$

Здесь $u_\nu^{(1)}, u_\nu^{(2)}$ – нормальные перемещения точек поверхности тел 1 и 2 соответственно, а $h = h_1 + h_2$ – зазор в сопряжении контактирующих тел по нормали ($\nu^{(1)} = -\nu^{(2)}$).

Представляя нормальные перемещения точек поверхностей сложнопрофильных тел в виде

$$u_\nu^{(i)} = \delta^{(i)} - w^{(i)},\ i = 1, 2\,, \tag{2}$$

где $\delta^{(i)}$ – смещение бесконечно удаленных точек тел 1 и 2, $w^{(i)}$ – распределение прогибов точек границы полупространства, вызванное контактными давлениями *p*, получаем соотношение, связывающее локальное сближение $w = w^{(1)} + w^{(2)}$, общее сближение тел $\delta = \delta^{(1)} + \delta^{(2)}$, распределение зазора h и контактное давление *p:*

$$w=\left[\frac{1-\nu_1^2}{E_1}+\frac{1-\nu_2^2}{E_2}\right]\int_{(S)}\frac{p(\xi,\eta)}{\rho(x,u,\xi,\eta)}d\xi d\eta\le\delta-h. \qquad (3)$$

Это граничное интегральное уравнение может быть дискретизировано с применением, например, базисных функций, представленных на рис. 2. Тогда система соотношений принимает вид [6–8]:

$$\left\{\sum_j C_{i,j}\,p_j=\delta-h_i,\ p_j\ge 0,\quad \frac{\sqrt{3}}{2}c^2\sum_i p_i=P.\right. \qquad (4)$$

Здесь C – матрица коэффициентов влияния, определяющая перемещение в i–м узле сетки дискретизации при действии давления p_j единичной величины и с распределением по базисной функции, соответствующей j–му узлу (рис. 2), h_i – узловые зазоры.

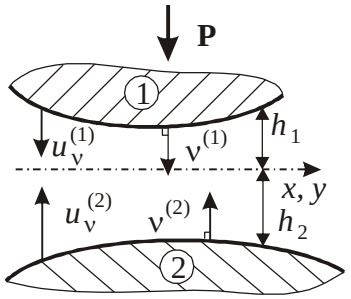


Рис. 1 – Контактное взаимодействие тел 1 и 2

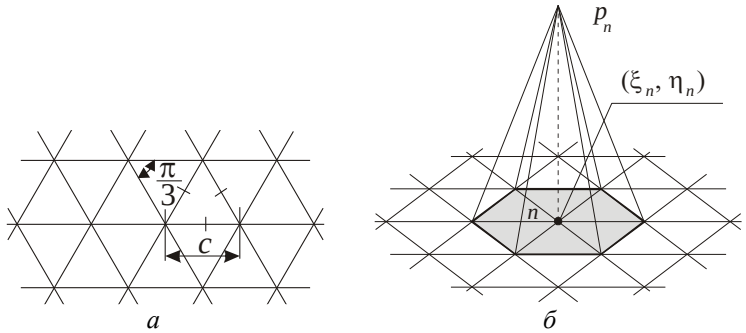


Рис. 2 – Предлагаемая базисная функция: *а* – регулярная треугольная сетка, *б* – пирамидальный элемент давления

Если между контактирующими телами находится упругий слой с физически нелинейными характеристиками

$$w^{(i)}=w^{(i)}(p),\ i=3,4, \qquad (5)$$

то в соотношения (4) войдут дополнительные слагаемые:

$$\sum_j C_{ij}\,p_j+w_i^{(3)}(p)+w_i^{(4)}(p)=\delta-h_i. \qquad (6)$$

Здесь $w_i^{(3)}(p), w_i^{(4)}(p)$ – дополнительные перемещения за счет деформирования слоев на поверхностях контактирующих тел 1 и 2. Это могут быть, например, слои шероховатости, для которых справедливы соотношения

$$w=\lambda p^s. \qquad (7)$$

Здесь λ, p – параметры, определяемые микромеханическими характеристиками шероховатости (средняя высота выступов шероховатости R_a, физико-механические характеристики материала и вид механообработки поверхности). Эти параметры могут быть рассчитаны на основе статистических микромеханических моделей контакта шероховатых тел или из экспериментальных данных.

Получается в общем случае нелинейная система уравнений и неравенств, отличительной особенностью которой является наличие нелинейных слагаемых в условиях совместности перемещений. Эта особенность отличает созданную модель от традиционных [3, 4, 7, 8], в которых в левой части уравнений и неравенств (4) присутствуют только линейные члены. Структурная нелинейность этих соотношений, обусловленная наличием условий типа неравенств, дополняется также и физической. При этом слагаемые, ответственные за последнюю, присутствуют в соотношениях, описывающих первую. В результате получаем связанные нелинейные условия контактного взаимодействия, далее в работе называемые структурно-физической нелинейностью.

Постановкой, альтернативной локальной, является вариационная формулировка контактной

задачи. В данном случае можно рассмотреть два наиболее перспективных варианта. Первый вариант следует из постановок задач о контактном взаимодействии упругих тел на основе теории вариационных неравенств (ТВН). В исследуемом случае в качестве такого нелинейного упругого тела в системе присутствует слой, материал которого подчиняется закону (7). Преобразовав это соотношение, контактные давления p можно в дальнейшем трактовать как напряжения в тонком контактном слое типа винклерова, а, соответственно, можно изменить подход ТВН, сводящей исходную задачу в конечном счете к минимизации функционала полной внутренней энергии исследуемой системы тел:

$$I(u) \to \min . \tag{8}$$

Здесь u – множество распределений перемещений точек взаимодействующих тел, в.т.ч и нелинейно-упругого слоя. Применяя к этому функционалу (8) процедуру дискретизации, например, по методу конечных элементов (МКЭ), получаем в итоге функционал в виде суммы квадратичной и линейной формы, отвечающих за энергию линейно-упругой части исследуемой системы, и нелинейного слагаемого I^n, соответствующего энергии нелинейно-упругого слоя:

$$I(u) \approx \frac{1}{2} X^T KX - FX + I^n(X) . \tag{9}$$

Известные методы решения (9) обладают тем общим недостатком, что в качестве массива искомых величин (при применении, например, МКЭ) выступают узловые перемещения всех узлов конечно-элементной сетки взаимодействующих тел: и в объеме, и на поверхности. Таким образом, при применении итерационных процедур решения задачи требуется оперирование с большими массивами узловых переменных, в то время как в контактных условиях задействована только та часть узловых перемещений, которая находится в зоне возможного контакта.

Данного недостатка лишен подход, основанный на применении вариационного принципа Калькера. Он формируется относительно искомых контактных давлений, т.е. физическая размерность задачи снижается на единицу. В итоге, расширив известную формулировку принципа Калькера, получаем задачу минимизации функционала дополнительной энергии

$$\Phi(p) = \frac{1}{2}\int_S p\left(u_{z_1} + u_{z_2}\right)dS + \int_S p(h-\delta)dS + \Phi_n(p) \to \min \tag{10}$$

на неотрицательных давлениях p. Данный выпуклый функционал состоит из суммы квадратичной формы давлений и нелинейной части Φ_n, соответствующей нелинейно-упругому слою. Применение квадратурных формул переводит задачу (10) к виду:

$$Cp + D(p) = \delta - h . \tag{11}$$

Здесь С – матрица коэффициентов влияния (порождается квадратичной частью функционала), $D(p)$ – компонента, порождаемая нелинейной частью функционала, p – массив значений контактных давлений в узлах квадратурных формул, а δ, h – имеют тот же смысл, что и в (4).

При применение определенного вида квадратурных формул, как это было показано в [6–8], полученные соотношения (11) для случая контакта гладких тел совпадают с соотношениями, полученными в локальной постановке. В то же время вариационная постановка дает возможность более строго обосновать существование, единственность и сходимость численного решения контактной задачи.

Из трех описанных выше подходов в качестве ведущего был выбран последний. Это объясняется тем, что он обладает математической строгостью, универсальностью и естественным переходом к дискретной форме. С другой стороны, в сравнении с традиционной конечно-элементной постановкой резко снижается размерность массива искомых переменных (т.к. в качестве варьируемых выступают узловые значения давлений на сетке, наброшенной только на поверхность, а не на весь объем, занимаемый СПТ), и во многих случаях это дает возможность поднять оперативность решения задач анализа при сохранении точности получаемых результатов. Данное свойство особенно важно на первых этапах проектных исследований, когда требуется проведение

большого объема многовариантных расчетов НДС СПТ с учетом контактного взаимодействия.

Получение разрешающих уравнений типа (11) является только начальной частью поставленной в работе проблемы. Далее эти уравнения необходимо решить. Однако применение традиционных методов решения в данном случае напрямую неприемлемо. С другой стороны, уже существуют методы решения схожих задач для гладких тел и тел с линейно-упругими слоями, продемонстрировавшие работоспособность и эффективность [7, 8]. В связи с этим перспективным является развитие и обобщение данных методов на исследуемый случай. В частности, систему (11) можно представить в виде

$$Cp = \delta - [h + D(p)], \tag{12}$$

что дает возможность организовать итерационный процесс уточнения решения, трактуя последнее слагаемое в (12) как некоторый дополнительный зазор ($s = 0,1,2,...$):

$$\left\{ p^{(s+1)} = C^{-1}\left[\delta - \tilde{h}(p^{(s)})\right]; \quad \tilde{h}(p^{(s)}) = h + D(p^{(s)}). \right. \tag{13}$$

Соотношения (13) отражают суть метода дополнительных зазоров (МДЗ). С другой стороны, систему (11) можно представить в виде:

$$\left[C + \lambda^{\wedge}(p)\right]p = \delta - h, \tag{14}$$

где переменная контактная податливость $\lambda^{\wedge}(p)$ определяется равенством

$$\lambda^{\wedge}(p) \cdot p = D(p). \tag{15}$$

Это дает возможность организовать итерационный процесс ($s = 0,1,2,...$):

$$\left\{ p^{(s+1)} = \left[C^{(s)}\right]^{-1}[\delta - h]; \quad C^{(s)}(p) = C + \lambda^{\wedge}(p^{(s)}). \right. \tag{16}$$

Соотношения (16) реализуют метод переменных параметров податливости (МППП).

Представленные методы (МДЗ и МППП) сводят исходную структурно-физически нелинейную задачу к последовательности контактных задач для гладких тел или тел с линейно упругим промежуточным слоем между ними.

Выводы. В работе представлены новые методы анализа контактного взаимодействия сложнопрофильных тел. Построенная система разрешающих соотношений описывает структурно-физическую нелинейность в контакте. Разработаны методы их решения. Созданные модели, методы и способы дают возможность решать новые задачи анализа контактного взаимодействия и синтеза проектных параметров по критериям прочности элементов машин.

Список литературы

1. *Sysala S. Discretization* and numerical realization of contact problems for elastic-perfectly plastic bodies. PART I – discretization, limit analysis / *Sysala S. & oth.* // ZAMM. –2015. – Vol. 95. – No. 4. – P. 333–353/
2. *Vollebregt E.A.H. Assessing* the accuracy of different simplified frictional rolling contact algorithms / *Vollebregt E.A.H.* // Vehicle System Dynamics. – 2012. – Vol. 50. – P. 1–17.
3. *Popov V. Method* of Dimensionality Reduction in Contact Mechanics and Friction / *Popov Valentin, Heß Markus*. – Berlin Heidelberg: Springer-Verlag, 2016 – 265 p.
4. *Johnson KL. Adhesive* Contact of Elastic Bodies: The JKR Theory, Encyclopedia of Tribology / *KL Johnson, JA Greenwood*. – Publisher Springer US, 2013. – P. 42–49.
5. *Мартиняк Р.М. Контакт* пружних тіл за наявності нелінійних вінклерівських поверхневих шарів / *Р.М. Мартиняк* // Математичні методи та фізико-механічні поля. – 2013. – Т.56. – № 3. – С. 43–56.
6. *Tkachuk M.A. Numerical* tools for analysis of complex-shaped bodies in mechanical contact / *M.A. Tkachuk, N. Skripchenko, A. Grabovskiy, M.M. Tkachuk* // Book of Proceedings of the 56th International Conference of Machine Design Departments (ICMD 2015). – P. 393–398.
7. *Ткачук Н.Н. Анализ* контактного взаимодействия гладких и шероховатых тел методом граничных элементов: модели и разрешающие соотношения. 1. Постановка задачи. 2. Кинематическая модель контакта гладких тел / *Ткачук Н.Н., Мовшович И.Я., Ткачук Н.А., Скрипченко Н.Б., Литвиненко А.В.*// КШП. ОМД. – М.: ООО "Тисо Принт", 2014. – № 3. – С. 3 –10.
8. *Ткачук Н.Н. Анализ* контактного взаимодействия гладких и шероховатых тел методом граничных элементов: модели и разрешающие соотношения. 3. Прямой и вариационный методы решения задачи негерцевского нормального контакта гладких тел. 4. Модель контакта шероховатых тел / *Н.Н. Ткачук, Мовшович И.Я., Ткачук Н.А., Скрипченко Н.Б., Литвиненко А.В.* // КШП. ОМД. – М.: ООО "Тисо Принт", 2014. – № 4. – С. 3 –8.

УДК 629.42

Добров И.В., Рубан В.Н.

Национальная металлургическая академия Украины

К ВОПРОСУ РАВНОМЕРНОГО ФРЕЗЕРОВАНИЯ ПРИ РЕМОНТЕ ПОВЕРХНОСТИ КАТАНИЯ КОЛЕСНЫХ ПАР МАШИН РЕЛЬСОВОГО ТРАНСПОРТА

Одной из важнейших проблем рельсового транспорта является повышение долговечности и износостойкости пары колесо-рельс. В сложных физико-механических условиях контактного взаимодействия, при наличии высоких статических и динамических нагрузок, температурного воздействия и присутствия абразива происходит интенсивный износ рабочих поверхностей колес и бандажей, а также верхнего строения пути, что снижает их долговечность, уменьшает межремонтный срок, приводит к большим экономическим затратам на их восстановление или ремонт.

Приводные колеса машин рельсового транспорта работают в тяжелых условиях эксплуатации (рис. 1), что определяет интенсивный износ исходного профиля колес

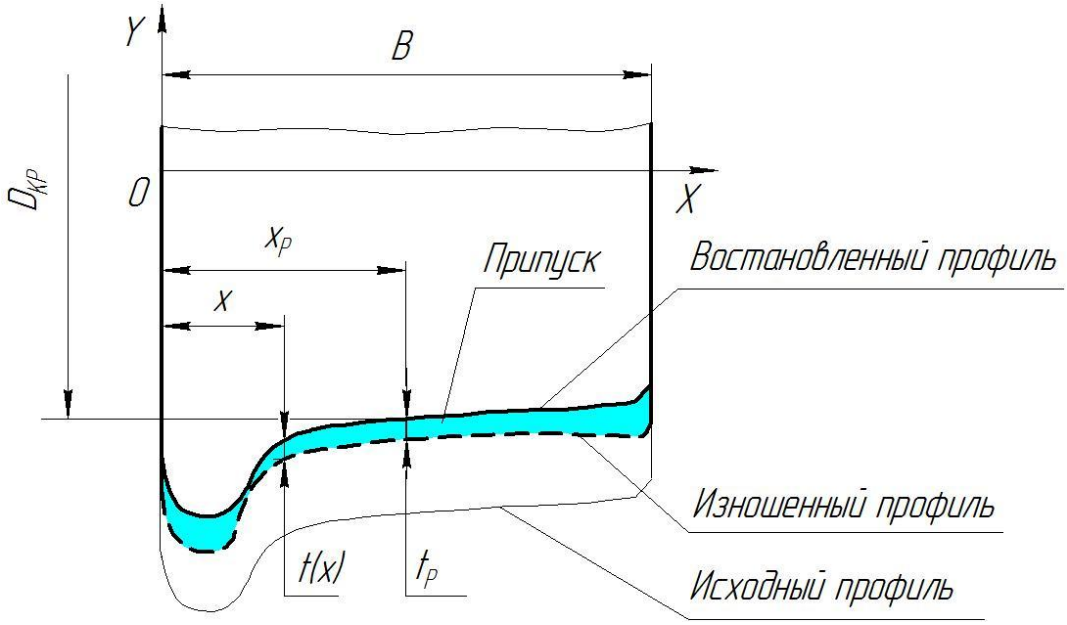


Рис. 1 Профиль поверхности катания колеса локомотива

(тонкая линия) до предельного состояния, при котором начинается интенсивный износ профиля (пунктирная линия). Ремонтный размер восстановленного профиля (сплошная линия на рис. 1) регламентируется нормативными документами [1] и тем самым определяется припуск на обработку (фрезерования) колеса шириной B мм с переменной глубиной резания $t(x)$. В этом случае расчетная глубина припуска на обработку составляет

$$t_P = t(x_p) \le 10 \text{ мм}, \tag{1}$$

где $x_p = \dfrac{\int_0^B t(x)xdx}{\int_0^B t(x)dx}$ - расстояние от торца колеса до сечения, в котором расположен расчетный припуск t_P.

Колесофрезерные станки КЖ-20 предназначены для восстановления фасонного профиля поверхности катания колесных пар подвижного состава железнодорожного транспорта без выкатки из-под локомотива.

Ремонт (фрезерование) поверхности катания колесной пары осуществляется в условиях локомотивного депо на специальном станке КЖ-20 комплектом из двух симметричных сборных фрез (рис. 2), каждая из которых состоит из корпуса 1, вставных ножей фасонного профиля 2 (10 штук), в которых по винтовой линии установлены цилиндрические резцы 3 (от 10÷13 шт. в каждом ноже, в зависимости от профиля поверхности катания), режущие кромки резцов расположены по профильной линии ножа, соответствующего профилю поверхности катания колеса,

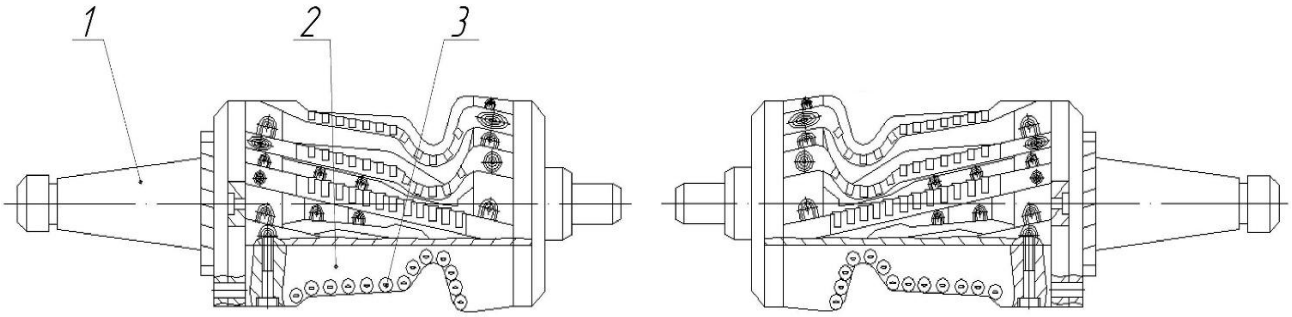


Рис. 2. Геометрия сборной фрезы для обрабоки колеса локоматива

Режущими элементами фасонной фрезы являются твердосплавные чашечные резцы ∅12мм, марка сплава которых - Т14К8. Конструктивная особенность фрез предполагает взаимное перекрытие резцов, т.е. чашечные резцы расположены по винтовой линии.

Конструкция фрез должна быть такой, чтобы каждая чашка обрабатывала новый участок поверхности профиля локомотивного колеса. Это позволяет довольно точно восстанавливать профиль рабочей поверхности бандажа при восстановительном ремонте на станке КЖ-20. Расположение каждой чашки индивидуально, характеризуется двумя координатами, глубиной и углом наклона.

В процессе фрезерования колесных пар, при постоянных ударах и вибрации ослабляются крепления чашечных резцов (иногда рвутся винты), ослабляются отверстия под чашечными резцами, что приводит к выкрашиванию режущей кромки чашечных резцов, а иногда приводят к разрушению чашечных резцов.

Для обеспечения равномерного фрезерования (рис. 3) необходимо чтоб постоянно в работе находилось постоянное количество (не меньше двух) ножей [2,3]. Это условия

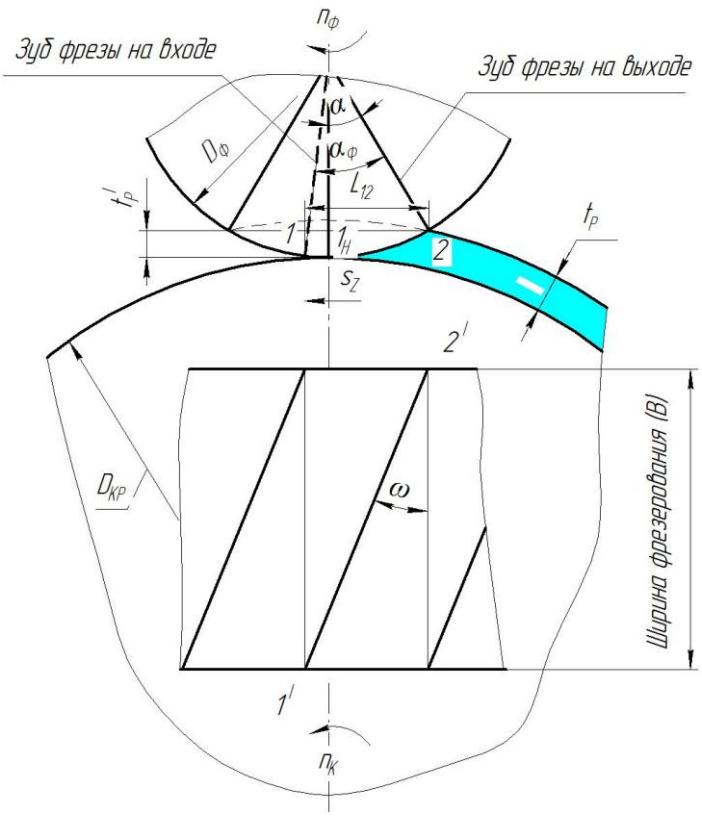


Рис. 3 Расчетная схема условия равномерного фрезерования колесной пары

будет выполняться при

$$L_{12} = Btg\,\omega \tag{2}$$

Из уравнения(1) если расстояние от точки 1’ до точки 2’ равно осевому шагу t_0 зубьев фрезы, фрезерование будет равномерным при ширине фрезерования $B = t_0$.

Равномерное фрезерование будет соблюдаться если угол наклона ножа определить из выражения

$$\frac{B \cdot z}{\pi \cdot D \cdot K_p} = ctg\omega \tag{1}$$

где B – ширина фрезерования;

z – число ножей;

π – число пи;

D – диаметр фрезы;

$K_p = \dfrac{B}{t_0}$ - коэффициент равномерности, принимаем 1.

Равномерное фрезерование обеспечивает постоянство окружной силы и крутящего момента.

Список литературы

1. *Есаулов В.П.,* Козловский А.И., Староселецкий М.И. *Цельнокатаные* железнодорожные колеса с комплексно-криволинейной поверхностью катания / Есаулов В.П., Козловский А.И., Староселецкий М.И. – Днепропетровск «Січ», 1997. – 273 с.
2. *В.Ф. Бобров*. *Основы* теории резания металлов / В.Ф. Бобров –М.: Машиностроение, 1975. – 344 с.
3. *Косилова А.Г.*, Мещерякова Р.К. *Справочник* технолога-машиностроителя / Косилова А.Г., Мещерякова Р.К. - М.: Машиностроение, 2001. – 694 с.

УДК 531.43

Добров И.В., д.т.н., проф.

Национальная металлургическая академия Украины

К ВОПРОСУ КЛАССИФИКАЦИИ СИЛ ТРЕНИЯ СКОЛЬЖЕНИЯ В ПОСТУПАТЕЛЬНЫХ КИНЕМАТИЧЕСКИХ ПАРАХ

Силы внешнего трения в зависимости от энергосиловых параметров процесса относительного скольжения, физико-химических свойств и механических характеристик скользящих тел проявляют себя как силы:

- препятствующие относительному перемещению тел [1,2];
- обуславливающие относительное перемещение тел [3,4];
- определяющие износ поверхностей трения, нагрев и т. д. [1,5].

Перечисленные выше признаки проявления действия сил трения взаимосвязаны между собой, т. к. являются следствием действия на трибоэлементы [1] одних и тех же по своей природе сил. Этим обусловлено использование в научно-технической литературе [1-3] терминов, которые могут иметь различную смысловую нагрузку в зависимости от объекта исследования процессов трения.

Постановка задачи. В работе предлагается вопрос о классификации сил трения скольжения в механике машин, рассматривать с позиции классификации сил в прикладной механике (рис. 1) как самостоятельного раздела классической механики [6], базирующегося на одновременном и безусловном соблюдении законов И. Ньютона и закона сохранения энергии.

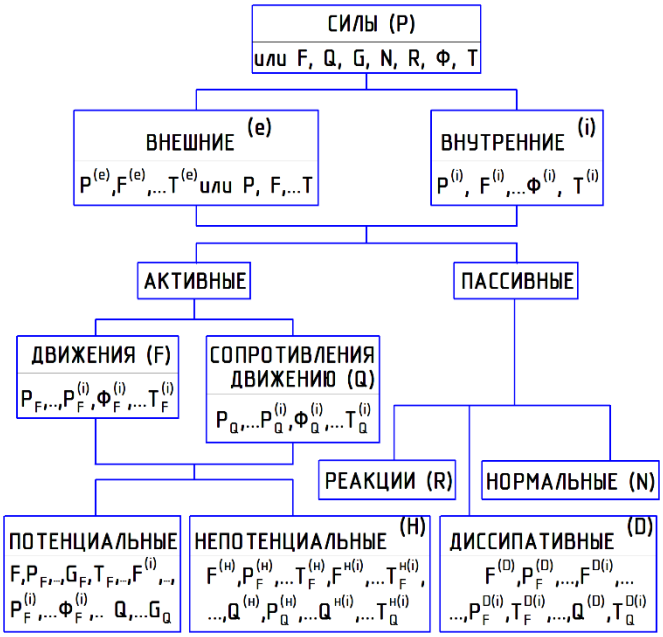


Рис. 1. Классификация сил в прикладной механике:

$F = P_F$ **- сила движения,** $Q = P_Q$ **- сила сопротивления движению;** $G = P_G$ **- сила тяжести,** $N = P_N$ **- нормальная сила,** $R = P_R$ **- сила реакции,** $\Phi = P_\Phi$ **- сила инерции,** $T = P_T$ **- сила трения.**

Для классификации сил трения скольжения в поступательных кинематических парах рассмотрим (рис. 2) поступательную пару трения твердых тел, расположенных на роликах *P*.

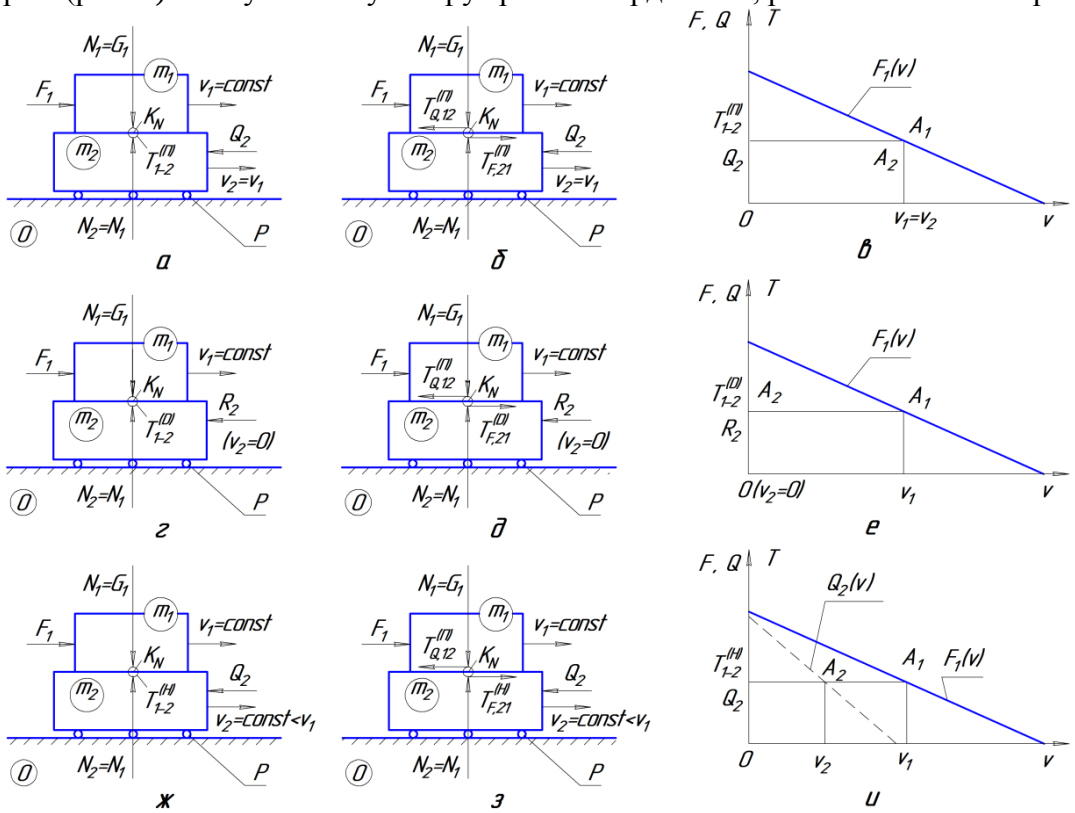


Рис. 2. Энергосиловые параметры процессов трения скольжения в поступательных кинематических парах: схемы действия сил трения покоя (потенциальных сил трения) (*а, в*), диссипативных сил трения (*г, д*) и непотенциальных сил трения (*ж, з*); взаимосвязь внешних характеристик источников энергии внешних сил [2] пары трения с характеристикой силы «сухого трения» (*в, е, и*)

При этом учитывалось [4], что сила трения $T_{1-2}^{(i)}$, действующая в точке K_N между телами m_1 и m_1 (рис. 2, *а*; 2 *г*; 2 *ж*), является внутренней силой и не оказывает влияние на равновесие внешних сил, но, являясь силой сопротивления относительному скольжению тел пары трения, определяет величину внешних сил пары трения.

$$|T_{1-2}| = |T_{12}| = |T_{21}| = f \cdot N_1, \tag{1}$$

где T_{12} и T_{21}- составляющие силы трения T_{1-2}, действующие на каждое из тел пары трения в точке (K_N) пересечения линии действия нормальной силы N_1, прижимающей тела пары трении друг к другу, с поверхностью трения; f - коэффициент трения скольжения в условиях действия закона «сухого трения».

Из (1) получим

$$T_{1-2} = f \cdot N_1 \cdot \frac{v_1}{v_1} = f \cdot N_1 \cdot \frac{v_2}{v_1} + f \cdot N_1 \cdot \frac{v_1 - v_2}{v_1} = T_{1-2}^{(П)} + T_{1-2}^{(D)}, \tag{2}$$

где $T_{1-2}^{(П)} = f \cdot N_1 \cdot \frac{v_2}{v_1}$ - потенциальная составляющая силы трения скольжения; $T_{1-2}^{(D)} = f \cdot N_1 \cdot \frac{v_1 - v_2}{v_1}$ - диссипативная составляющая силы трения скольжения.

В зависимости от кинематических параметров тел плоской кинематической пары из (1) и (2) следует:

$$\int_{(S)} \tau(S) \cdot dS = \begin{cases} f^{(П)} \cdot N_1 = T_{1-2} = T_{1-2}^{(П)} = \left| T_{Q,12}^{(П)} \right| = T_{F,21}^{(П)} \ при\ v_1 = v_2 = 0; \\ f \cdot N_1 = T_{1-2} = T_{1-2}^{(D)} = \left| T_{Q,12}^{(П)} \right| = T_{R,21}^{(D)} \ при\ v_1 > v_2 = 0; \\ f \cdot N_1 = T_{1-2}^{(i)} = T_{1-2}^{(H)} = \left| T_{Q,12}^{(П)} \right| = T_{F,21}^{(H)} \ при\ v_1 > v_2 > 0. \end{cases} \quad (3)$$

где $\tau(S)$ - удельная сила трения на поверхности трения S (поверхности контакта тел пары трения); $f^{(П)}$- коэффициент трения покоя ($0 < f^{(П)} \le f$); $T_{Q,12}^{(П)}$, $T_{F,21}^{(П)}$, $T_{R,21}^{(D)}$, $T_{F,21}^{(H)}$ - соответственно составляющие внутренних сил трения $T_{1-2}^{(П)}$, $T_{1-2}^{(D)}$, $T_{Q,12}^{(П)}$.

Независимо от характеристики составляющих сил трения потенциальных (при $v_1 = v_2 > 0$), диссипативных (при $v_1 > v_2 = 0$)) или непотенциальных (при $v_1 > v_2 > 0$), их взаимодействие между собой (рис.: 2, *б*; 2, *д*; 2, *з*) и внешними силами пары трения (F_1, Q_2 или R_2) определяется третьим законом Ньютона

$$\overline{F}_1 = -\overline{T}_{Q,12}^{(П)} \equiv \begin{cases} \overline{T}_{F21}^{(П)} = -\overline{Q}_2; \\ \overline{T}_{R,21}^{(D)} = -\overline{R}_2; \\ \overline{T}_{F,21}^{(H)} = -\overline{Q}_2, \end{cases} \quad (4)$$

и балансом мощности внешних и внутренних сил пары трения, вытекающим из закона сохранения энергии

$$W_F = W_Q + W_{T_{1-2}} = \begin{cases} W_Q\ (\text{рис. } 2, в); \\ W_{T_{1-2}^{(D)}}\ (\text{рис. } 2, е); \\ W_Q + W_{T_{1-2}^{(D)}}\ (\text{рис. } 2, и), \end{cases} \quad (5)$$

где $W_F = F_1 \cdot v_1$ - мощность источника энергии внешней силы движения F_1, характеристику которого представляет зависимость $F_1(v_1)$; $W_Q = Q_2 \cdot v_2$ - мощность источника энергии внешней силы сопротивления движению Q_2, характеристику которого представляет зависимость $Q_2(v_2)$; $W_T^{(D)} = f \cdot N_1 \cdot (v_1 - v_2)$ - мощность сил трения скольжения $T_{1-2}^{(D)}$, которая обеспечивает диссипацию механической энергии ($v_2 = 0$) или ее части (при $v_2 \ne 0$) источника энергии силы F_1 на поверхности трения, когда $T_{1-2}^{(i)}(v) = const$. В этом случае (рис.: 2, *в*; 2, *е*; 2, *и*) скорость перемещения ведущего тела (m_1) определяется

точкой (A_1) пересечения внешней характеристики силы движения $F_1(v)$ и внешней характеристики $T_{1-2}^{(i)}(v)$, а скорость перемещения ведомого тела (m_2) определяется точкой (A_2) внешней характеристики силы сопротивления движению $Q_2(v)$ или силы реакции $R_2(v)$ с внешней характеристикой $T_{1-2}^{(i)}(v)$.

При $F_1(v_1)=Q_2(v_2=v_1)=f^{(П)}\cdot N_1$ (рис. 2, *в*) между телами трения действует сила трения покоя $T_{1-2}^{(П)}$. Мощность составляющих $T_{Q,12}^{(П)}$ и $T_{F,21}^{(П)}$ этой силы (рис. 2, *б*) обеспечивает передачу мощности источника механической энергии силы F_1 к мощности источнику механической энергии силы Q_2.

При $F_1(v_1)=R_2(v_2=0)=f\cdot N_1$ (рис. 2, *е*) в паре трения действует диссипативная сила трения скольжения $T_{1-2}^{(D)}$. Мощность составляющих $T_{Q,12}^{(П)}$ и $T_{R,21}^{(D)}$ этой силы (рис. 2, *д*) обеспечивает передачу мощности источника механической энергии силы F_1 на контактной поверхности тел пары трения, обеспечивая нагрев и увеличение внутренней тепловой мощности тел пары трения.

При $F_1(v_1)=Q_2(v_2<v_1)=f\cdot N_1$ (рис. 1 *и*) в паре трения действует непотенциальная сила трения скольжения $T_{1-2}^{(П)}$. Мощности составляющих $T_{Q,12}^{(П)}$ и $T_{F,21}^{(H)}$ силы $T_{1-2}^{(П)}$ (рис. 2, *д*), которые обеспечивают как передачу части мощности источника механической энергии силы F_1 к мощности источника механической энергии силы Q_2, которая перемещается со скоростью v_2, так и диссипацию части мощности механической энергии источника силы F_1 на контактной поверхности тел пары трения.

Вывод

В зависимости от кинематики поступательной кинематической пары сила трения скольжения, являясь силой сопротивления движению тел пары трения, может проявлять себя: как потенциальная внутренняя сила, которая обеспечивает передачу механической энергии от источника внешней силы движения к источнику энергии внешней силы сопротивления движению; как диссипативная внутренняя сила, которая обеспечивает диссипацию механической энергии внешней силы движения на поверхности контакта тел пары трения и как внутренняя непотенциальная сила, которая обеспечивает как частичную передачу механической энергии от источника энергии внешней силы движения к источнику энергии внешней силы сопротивления движению, так и диссипацию механической энергии источника энергии внешней силы движения на поверхности контакта тел пары трения.

Список литературы

1. *Чичинадзе А.В. Основы* трибологии (трение, износ, смазка): Учебник для технических вузов. 2-е изд. переработ. и доп. / А.В. Чичинадзе, Э.Д. Браун, Н.А. Буше и др.; Под общ. Ред. А.В. Чичинадзе. – М.: Машиностроение, 2001. – 664 с.
2. *Журавлев В.И. 500 лет истории* сухого трения / В.И. Журавлев // Вестник МГТУ им. Баумана. Сер. «Естественные науки». – 2014. - №2. – С. 21-31.
3. *Капланов В. И. Динамика* и трибоника высокоскоростной тонколистовой прокатки. Мировая тенденция и перспектива [текст]: монография / В. И. Капланов. – Мариуполь: изд-во «Рената», 2008. – 456 с.
4. *Добров И.В. Физические* основы процессов внешнего трения при решении задач прикладной механики / И.В. Добров // Трение и смазка в машинах и механизмах. – 2007. - №7. – С.3-10.
5. *Добров И. В. К вопросу* о механизме износа поверхностей пар трения в процессе эксплуатации / И. В. Добров // Техническая механика – № 2 – 2000 – С. 119–131.
6. *Dobrov I. V. Development* of scientific bases of the dynamics of machines as a section of applied mechanics / I. V. Dobrov // Procedia Engineering – V.129 – 2015 – P. 863–872.

УДК 539.3

Кострова М.М., аспирантка, Ахундов В.М., д. ф.-м. н., профессор

Национальная металлургическая академия Украины

ДЕФОРМИРОВАНИЕ ЭЛАСТИЧНОГО ЦИЛИНДРА С КОЛЬЦЕВЫМИ ВОЛОКНАМИ ПРИ СВОБОДНОЙ ПОСАДКЕ

Деформация круглых цилиндров из однородных материалов под воздействием вращения вокруг оси симметрии подробно изучена в линейной механике деформирования. Библиография данных исследований достаточно полно представлена в [1]. В [2] рассмотрены инерционные накопители энергии (маховики) из жестких композитных материалов с цилиндрической ортотропией упругих свойств. В [3] выявляется перераспределение напряжений в диске с эластомерной матрицей в условиях релаксации напряжений при ползучести материала. Решение задачи производится при геометрически и физически линейной постановке. Исследование больших деформаций армированных волокнами цилиндров под воздействием центробежных сил вращательного движения на основе одноуровневой прикладной и двухуровневой каркасной теорий представлено в работах [4, 5]. Описания другими авторами больших деформаций цилиндров под воздействием центробежных сил в научной литературе, интернет-ресурсах и других источниках не обнаружили.

Модель кусочно-однородной среды методологически наиболее точно отражает поведение тел волокнистого строения. В данном подходе матрица и волокна рассматриваются как контактно взаимодействующие тела на базе уравнений МДТТ для матрицы и каждого из волокон систем армирования. Но из-за ограниченности вычислительных ресурсов модель кусочно-однородной среды может быть применена лишь для небольшого перечня тел с однонаправленным армированием при частных нагружениях. В качестве такого объекта по данной модели исследовали цилиндр под воздействием вращения, эластичная матрица которого армирована кольцевыми волокнами квадратного сечения из более жесткого эластичного материала. Цилиндр моделировали как сборку кольцевых элементов. Кольцевой элемент представляет собой кольцевое волокно квадратного сечения внутри другого кольца квадратного сечения из матричного материала, как его армирующая сердцевина.

Цилиндр с внутренним радиусом $a = 100$ мм и внешним $b = 200$ мм включает 100 цилиндрических слоев толщиной $h = 1$ мм с кольцевыми волокнами в них. Осевые линии волокон при этом располагаются в срединных поверхностях слоев и концентрически в плоскостях поперечных сечений цилиндра при расстояниях между ними также $h = 1$ мм (квадратная упаковка волокон). При указанном расположении волокон и скольжении краев цилиндра в плоскостях их исходного расположения его длина оставалась неизменяемой. В силу условий симметрии задачу решали для половинного дискового слоя цилиндра справа от центрального сечения. Решение поставленной краевой задачи для дискового слоя цилиндра производили методом конечных разностей с использованием конечно-разностных соотношений второго порядка точности на основе уравнений нелинейной механики МДТТ [6].

Результаты представляем для случая армирования цилиндра волокнами с длиной сторон поперечного сечения $\delta = 0{,}6$ мм, когда коэффициент наполнения $k_f = 0{,}36$. На рис.1 представлены контурные линии осевого сечения цилиндра в исходном и при угловой скорости $\omega = 2\pi \cdot 80c^{-1}$ состояниях и график изменения радиальных перемещений $u_{(3)}$ в центральном сечении цилиндра $t = 0$ в зависимости от радиальной координаты r. При используемом масштабе изображения образующие внутренней и внешней граничных поверхностей

деформированного цилиндра в пределах погрешностей графического изображения представляют собой прямые линии, параллельные его оси. Радиальное перемещение изменяется от значения $u_{(3)} = 66{,}1$ мм при $r = 100$ мм до $u_{(3)} = 45{,}6$ мм при $r = 200$ мм.

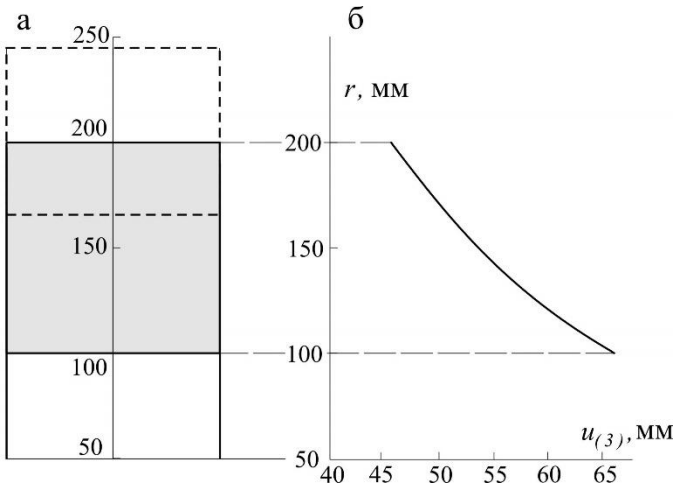


Рис. 1. Контур осевого сечения цилиндра в исходном (——) и при вращении $\omega = 2\pi \cdot 80c^{-1}$ (- - - -) состояниях (а) и распределение радиальных перемещений в центральном сечении цилиндра (б)

На рис.2 представлены радиальные перемещения во внутренней и внешней поверхностях цилиндра в зависимости от скорости вращательного движения $\omega / 2\pi$ (числа оборотов в секунду). При используемом масштабе изображения кривые зависимостей отражают изменения внутреннего и внешнего радиусов поперечных сечений цилиндра для всего интервала их положений $0 \le t \le h/2$. Расстояния между данными кривыми вдоль вертикального направления определяют уменьшения толщины стенки цилиндра с увеличением скорости его свободного вращения.

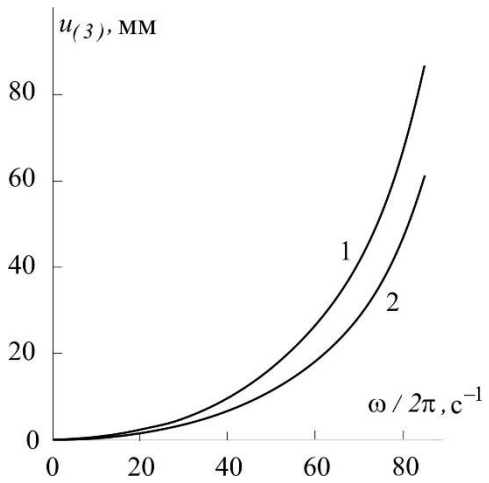


Рис.2. Зависимости радиальных перемещений $u_{(3)}$ во внутренней (1) и внешней (2) поверхностях цилиндра от скорости вращения $\omega / 2\pi$

На рис. 3 изображены конфигурации осевых сечений половин сборок кольцевых элементов, расположенных в цилиндре справа от центрального сечения, представляющие конфигурацию цилиндра при $\omega = 2\pi \cdot 80c^{-1}$. Каждая из сборок включает три концентрически расположенных кольцевых элемента. Первая сборка выделена из недеформированного цилиндра, конфигурация ее осевого сечения не зависит от места сборки в цилиндре, приведена для сопоставления с ней деформированных сборок.

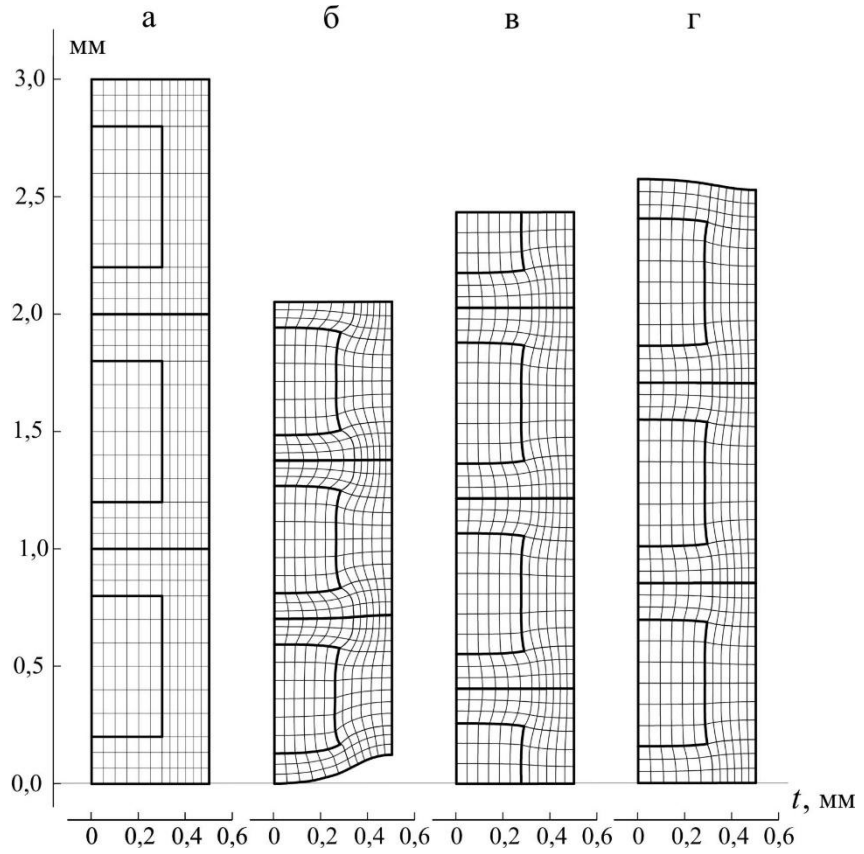


Рис.3 Конфигурации осевых сечений сборок кольцевых элементов цилиндра: а) – сборка из трех элементов без вращения цилиндра; б), в) и г) – сборки при вращении $\omega = 2\pi \cdot 80c^{-1}$, включающие 1-й, 2-й и 3-й элементы, половину 49-го, 50-й, 51-й и половину 52-го элемента, 98-й, 99-й и 100-й элементы соответственно

Остальные сборки выделены из деформированного цилиндра. Вторая сборка включает 1-й, 2-й и 3-й кольцевые элементы, примыкающие к внутренней граничной поверхности цилиндра $r = a$, ограничена поверхностями $z = 0$ и $z = 3h$. Третья сборка образована из верхней половины 49-го элемента, 50-го, 51-го элементов и нижней половины 52-го элемента, расположена между поверхностями $z = 48{,}5h$ и $z = 51{,}5h$. Четвертая сборка из примыкающих к внешней поверхности цилиндра $r = b$ 98-го , 99-го и 100-го элементов между поверхностями $z = 97h$ и $z = 100h$.

Конфигурации кольцевых элементов в сборках представлены сетками координатных линий $t = t_i$, $z = z_j$, проходящих в их осевых сечениях через узловые точки (t_i, z_j) конечно-

разностной схемы решения задачи. Они демонстрируют насколько более интенсивно деформируются кольцевые элементы цилиндра, расположенные ближе к его внутренней поверхности по сравнению с более удаленными от нее элементами.

Наиболее сильно изменяется конфигурация 1-го элемента. Материал матрицы возле внутренней граничной поверхности существенно перемещается во внутрь области $\delta/2 \le t \le h-\delta/2$ между волокнами цилиндра из рассматриваемого дискового слоя и смежного с ним другого дискового слоя. Это обусловлено как воздействием центробежных сил на матрицу из более мягкого материала, чем материал волокон, так и неизменяемостью длины цилиндра при его деформировании (расстояния между поверхностями $t=0$ и $t=h/2$). Стрела прогиба внутренней поверхности цилиндра $f=0{,}12$ мм (12% от высоты $h=1$ мм поперечного сечения элемента в недеформированном состоянии). Значительно меньше данный эффект выражен возле внешней поверхности цилиндра. Она прогибается также во внутрь области, занимаемой матрицей, со стрелой прогиба $f=0{,}05$ мм. Здесь центробежные силы и сохраняемость длины цилиндра оказывают противоположное воздействие на матрицу. Но превалирует воздействие последнего фактора, несмотря на большую интенсивность центробежных сил, чем возле внутренней поверхности.

Деформированные конфигурации 1-го и 2-го кольцевых элементов значительно различаются между собой. Для 2-го и 3-го элементов различия в их конфигурациях слабо выражены. Что касается 3-го и 4-го и последующих пар смежных элементов, то их конфигурации в пределах погрешности представления графического материала неотличимы между собой. Это продолжается включительно до 98-го и 99-го элементов. И только конфигурация 99-го элемента заметно отличается от конфигурации 100-го. Приходим к заключению, что приповерхностный эффект возле внутренней поверхности цилиндра проникает на глубину двух периодов армирования кольцевыми волокнами, а возле его внешней поверхности – на глубину одного периода армирования.

В качестве прикладного приложения отметим разработку методики расчета эластичного цилиндрического тела как аккумулятора кинетической энергии, запас которой при задаваемом развитии конфигурации можно регулировать армированием волокнами по окружным направлениям.

Список литературы

1. *Loffer K. Die* berechnung von Rotierenden Scheiben und Schalen. — Gottingen: Springer — Verlag OHG, 1961.
2. *Композиционные* материалы: Справочник / Под общ. ред. *В. В. Васильева*, Ю. М. Тарнопольского. — М.: Машиностроение, 1990. — 512 с.
3. *Portnov G. G.* and Bakis Ch. E. *Estimation* of limit strains in disk-type flywheels made of compliant elastomeric matrix composite undergoing radial creep // Mechanics of Composite Materials. — 2000. — Vol. 36, No. 1. — P. 87—94.
4. *Ахундов В.М.*, Скрипочка Т.А. *Большие* деформации однородных и армированных нитями цилиндров под воздействием центробежных сил // Механика композит. материалов. – 2009. – Т.45, №3. – С.347-366.
5. *Ахундов В.М. Моделирование* больших деформаций волокнистых тел вращения на основе прикладной и каркасной теорий. 3. Вращательное движение // Механика композит. материалов. – 2014. Т. 50, № 6. – С. 1131 – 1142.
6. *Черных К.Ф. Нелинейная* теория упругости в маниностроительных расчетахз. – Л. Машиностроение, 1986. – 336 с.

УДК 621.9.047

Марунич В.А., к.т.н., доц., Есаулова Ю.Р., студент

Национальная металлургическая академия Украины

МЕХАНИКА СКОЛЬЗЯЩЕГО РЕЗАНИЯ МЕТАЛЛОВ

Введение: машиностроение и металлообработка непрерывно находятся в процессе постоянного развития и совершенства, а их главной задачей является обеспечение выпуска высококачественной, конкурентоспособной техники. Повышение конкурентоспособности продукции напрямую связано с улучшением свойств машин, полученных в результате формирования поверхностного слоя при обработке резанием. Поверхностный слой деталей определяет качественно новую совокупность свойств машин.

Процесс резания является сложным комплексом физико-химических явлений, таких как механические, тепловые, электрические, диффузионные, адгезионные и др., возникающие в результате взаимодействия инструмента с заготовкой. Причем перечисленные явления проявляются в таких предельных условиях, которые обычно не встречаются ни при испытаниях материалов, ни в других технологических процессах. Одной из главных задач исследования процесса резания является изучение деформации обрабатываемого материала.

Деформация обрабатываемого материала лежит в основе процесса резания и в значительной степени предопределяет протекание всех других явлений, сопровождающих процесс резания: тепловыделение, теплопередачу, диффузию, адгезию, наклеп, фазовые превращения, химическое взаимодействие со средой и т.д. Установлено, что при резании металлов более 99,5% работы переходит в теплоту [8,9], которая в большей степени определяется теплотой деформации, то есть теплотой выделяемой в результате внутреннего трения атомов или молекул обрабатываемого материала. В этой связи, главнейшей научной проблемой является преобразование энергии деформации в работу разрушения межатомных или молекулярных связей при отделении части обрабатываемого материала (стружки) и образование новых поверхностных слоёв деталей.

Для решения научной проблемы предлагается принципиально новый метод обработки материалов резанием, названный скользящим резанием, позволяющий управлять процессом упругих и пластических деформаций при отделении срезаемого слоя и достигать высокой точности и качества деталей. Под скользящим резанием понимается процесс обработки, при котором скольжение режущей кромки, во время рабочего цикла, по обрабатываемой поверхности в направлении главного движения превалирует над ее перемещением в направлении движения подачи. Положительное влияние эффекта скользящего резания с целью достижения высокого качества обработанной поверхности и условие его проявления приведены во многих работах. Необходимым условием проявления эффекта скользящего резания для управления интенсивностью физических процессов, происходящих в зоне резания, является установление угла наклона кромки λ в пределах: $70^{\circ} \leq \lambda \leq 90^{\circ}$.

Такое положение режущей кромки лезвия инструмента в принципиальной кинематической схеме резания существенным образом меняет соотношение угловых и линейных скоростей элементарных абсолютных движений, сообщаемых лезвию и заготовке. Анализ и теоретическое исследование возможных принципиальных кинематических схем

резания и движения их составляющих с эффектом скольжения кромки по обрабатываемой поверхности, открывают широкие возможности для создания новых, в настоящее время еще неизвестных, методов обработки и конструкций режущих инструментов.

При скользящем резании обеспечивается гораздо лучшее проникновение лезвия в металл и за счет «кинематического заострения». Дело в том, что в результате новой кинематики, осуществляемой при скользящем точении, существенно изменяются угловые кинематические параметры, которые в значительной степени отличаются от кинематических параметров при традиционном точении.

Выведены формулы для расчета кинематических угловых параметров при скользящем точении металлов:

Определим зависимость для кинематического угла заострения βк лезвия проходного резца для скользящего точения от угла заострения βи и инструментального угла наклона кромки λи:

$$\beta_{\text{к}} = arctg[tg\beta_u \cdot cos(\lambda_u - \eta)]$$

Кинематический передний угол γк:

$$\gamma_{\text{к}} = arctg\frac{tg\gamma_u}{cos(\lambda_u - \lambda)}$$

Значение кинематического заднего угла αк:

$$\alpha_{\text{к}} = arctg[tg\alpha_u \cdot cos(\lambda_u - \lambda)]$$

Выводы:

1. Разработан новый метод обработки резанием металлов, названный скользящим резанием, позволяющий управлять процессами упругих и пластических деформаций при отделении срезаемого слоя (стружки) и образовании новых поверхностных слоев деталей. Метод позволяет обеспечить высокое качество обработанной поверхности при точении металлов: Ra=0.18мкм, Rz=1.1мкм; Rmax=1,16мкм; Sm=24.5мкм; S=7.96мкм.
2. Характерным для скользящего точения металлов является низкая температура в зоне резания из-за преобразования энергии деформации в работу разрыва межатомных связей обрабатываемого материала при отделении части материала (стружки) и формирования новых поверхностных слоев деталей.
3. Выведены формулы для определения числовых значений кинематического угла заострения βк и переднего угла γк для скользящего продольного точения материалов. При этом установлено, что при скользящем резании имеет место существенное «кинематическое заострение». Кинематический угол заострения βк уменьшается более чем в 4 раза по сравнению с инструментальным углом заострения βи, а кинематический передний угол γк увеличивается более чем в 4 раза по сравнению с передним инструментальным углом γи.

УДК 621.78

Абрамов С.О., аспірант, Воронищева К.А., студент

Національна металургійна академія України

ВЗАЄМОЗВ'ЯЗОК МІЖ ПЛОЩЕЮ КОНТАКТУ ЛАМЕЛЕЙ ТА ГІБРИДНИМИ ПАРАМЕТРАМИ ШОРСТКОСТІ

Вступ. Контакт поверхонь деталей машин носить дискретний (точкових) характер. Одним з перших вчених, котрі звернули на це увагу був вчений А.В. Верховський.

Дійсна (фактична) площа контакту завжди виходить менше, ніж номінальна площа. При цьому під фактичною площею контакту розуміється сума площ малих ділянок фактичного зіткнення тіл, через які передається тиск. Ці ділянки розташовані на різних висотах і під різними кутами. Відношення номінальної площі контакту до фактичної залежить від навантаження і часто становить частки відсотку.

Велике значення для величини фактичної площі контакту мають хвилястість поверхні і відхилення форми.

У процесі стиснення різні виступи поверхні будуть перебувати під різною напругою. Виступи, які розташовані далі від протилежної поверхні, мають менші напруги, а розташовані ближче до поверхні притискання контртіла - великі. Частина виступів може перебувати в режимі пружною деформації, тоді як інша частина – в режимі пластичної деформації. Питомий тиск є сумірним з твердістю матеріалу (іноді в 3-5 разів перевищують твердість наклепаного матеріалу). Хвилі і мікронерівності деформуються пружно. При знятті навантаження хвилі і ті виступи, які деформувалися пружно, приймуть початкові розміри. Виступи, деформовані пластично свою форму не відновлюють. В результаті цього при наступних навантаженнях фактична площа контакту зміниться. Якщо повторне навантаження не перевищує першого, то в подальшому поверхні контактують пружно в результаті зміцнення матеріалу мікровиступів.

Наведений приклад контактування поверхонь показує наскільки складний цей процес.

Величина зближення двох шорстких поверхонь залежить не тільки від тих параметрів шорсткості, а й від радіусів заокруглення вершин і кутів профілю мікронерівностей, кроку поздовжньої і поперечної шорсткості, їх відношення до R_{max}, параметрів b і ν, характеризують початкову частину опорних кривих і т. д.

У зв'язку з цим теоретичне визначення величини зближення шорсткуватих поверхонь є актуальним.

Тому метою дослідження є визначення методики аналізу взаємозв'язку між дійсною (фактична) площею контакту та параметрами шорсткості, а саме форми профілю.

Основна частина. Традиційно контрольовані параметри шорсткості поверхні Ra і Rz не дають повної оцінки експлуатаційних властивостей, оскільки не відображають форму мікрорельєфу, що є надзвичайно важливим для забезпечення заданих експлуатаційних властивостей функціональних поверхонь ламелей.

У цьому зв'язку, заслуговує на увагу досвід західноєвропейських держав, зокрема Німеччини, де контролюються не тільки параметри мікрогеометрії поверхні, але і форма профілю з використанням опорної лінії (кривої Аббота-Файрстоуна) та кривої щільності розподілу амплітуд [1]. Графічні елементи профілографи представлені на рис. 1.

Крива Аббота-Файрстоуна графічно відображає залежність значень відносної опорної довжини профілю (t_p) та рівня перетину.

Характеристика t_p містить найбільшу інформацію про висотні властивості профілю, т. я. аналогічна функції розподілу (розподіл Гаусса).

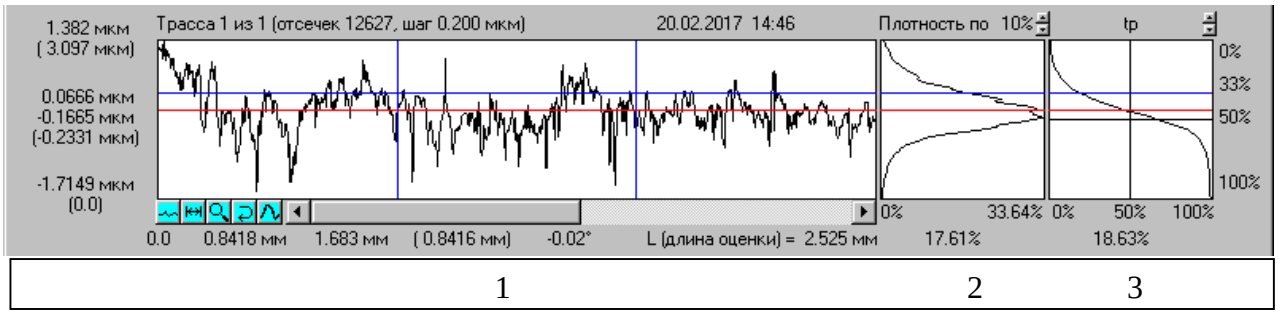


Рис. 1. Графічні елементи профілографи:
1 – довжина оцінки; 2 - крива щільності розподілу амплітуд; 3 - крива Аббота-Файрстоуна.

У поздовжньому напрямку t_p характеризує фактичну площу контакту при контактуванні шорсткуватих поверхонь на заданому рівні перетину. Характеристика t_p досить повно описує форму нерівностей профілю на рівні p, що дозволяє нормувати найважливіші експлуатаційні властивості поверхні, які залежать від висотних властивостей профілю і визначаються формою нерівностей.

Рівень p відкладається від лінії виступів і виражається, в свою чергу, в процентах від максимальної висоти профілю R_{max}. Опорна довжина профілю на рівні p являє собою суму відрізків в межах базової довжини, що відсікаються на заданому рівні p в матеріалі виступів профілю лінією, еквідистантної середньої лінії. Якщо рівень p плавно змінювати від 0 до 100%, то відносна опорна довжина t_p буде також змінюватися в межах від 0 до 100%.

Для побудови графіка щільності необхідно задавати ширину «ковзаючого» вікна усереднення, за замовчуванням воно має відповідне в більшості випадків значення 10%.

У роботі було проаналізовано дванадцять профілограм з визначенням для кожного t_p, R_a, Щ. За отриманими даними побудован графік залежності, відповідно за кожним параметром (рис. 2).

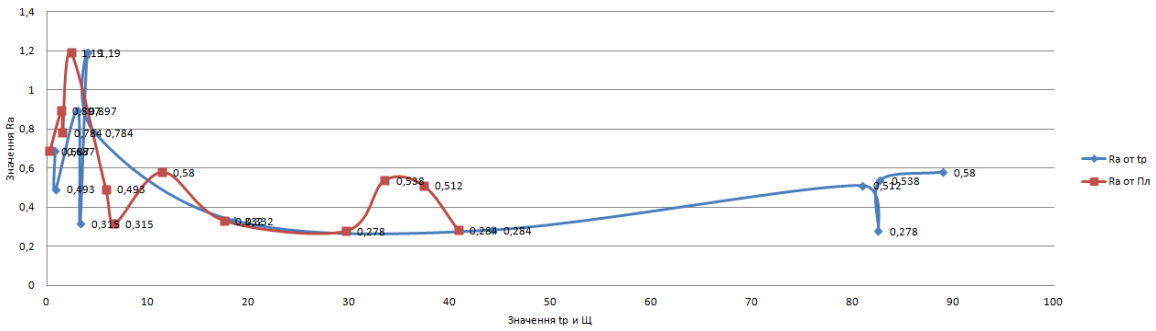


Рис. 2. Графік залежності
щільності розподілу амплітуд (Щ,%), тавідносної опорної довжини профілю (t_p,%) від середнього арифметичного відхилення профілю (R_a, мкм)

Висновки. Згідно отриманих результатів визначено, що при збільшенні щільності розподілу амплітуд збільшується коефіцієнт відносної опорної довжини профілю та зменшується значення середнього арифметичного відхилення профілю. Проте розподіл значень за кожнім параметром свідчить, що більш менш залежність мають параметри щільності розподілу амплітуд та середнє арифметичне відхилення профілю.

Список літератури

1. *Кравцов В.И. Управление* деформированием гибкими пространственно искривленными элементами // Проблеми тертя та зношування. наук.-техн. зб., Вип.№50., НАУ-друк, 2008. – С. 113–121.

УДК 621.941.01+62-185.6

Карабут В.Н., ас., Родионов Н.А., к.т.н., ас.

Национальная металлургическая академия Украины

ИССЛЕДОВАНИЕ РЕЗОНАНСНЫХ ЧАСТОТ КОЛЕБАНИЙ ПРИ ТОНКОМ ТОЧЕНИИ ВАЛА ПЕРЕКЛЮЧЕНИЯ СТАНКА 16К20

Постановка проблемы. Тонкое точение широко применяют в промышленности при обработке цилиндрических и конических (наружных и внутренних), а также торцовых поверхностей, уступов и др. При тонком точении шероховатость обработанных поверхностей получается Ra 1,25..0,32, а точность размеров деталей соответствует 7-8-му, а иногда и 6-му квалитету точности. Данный тип обработки по точности размеров и шероховатости поверхности не уступает шлифованию [1].

При тонком точении обрабатываемая деталь вращается с повышенными числами оборотов (2000-6000 об/мин), что, с учетом конструкции обрабатываемой детали и с учетом переменного припуска (0,01-0,2), способствует возникновению вибраций. Источником вибраций может являться резонанс, т. е. когда собственные частоты колебаний обрабатываемой детали могут совпасть с вынужденными частотами колебаний от периодически действующей силы резания и центробежных сил от неуравновешенных масс детали. Появление вибраций при тонком точении ведет к уменьшению точности металлообработки и, в некоторых случаях, к отклонению от заданного допуска и технологических требований [2].

Цель работы. Определить методом конечных элементов группы частот колебаний модели детали «Вал переключения» (рис. 1), на которых возможно возникновение резонанса.

Основной материал. Вал переключения коробки скоростей токарно-винторезного станка 16К20 в настоящее время изготовляется в единичном и мелкосерийном производстве для обеспечения проведения ремонтных работ данного типа оборудования. Высокие показатели качества его поверхностей обеспечиваются тонким точением. Однако, на определенных режимах резания, происходит снижения качества обработки, обусловленное повышением шероховатости и отклонения форм поверхности. Опытные испытания показывают явную зависимость данного явления от угловой скорости вращения шпинделя. Это является признаком возникновения резонанса.

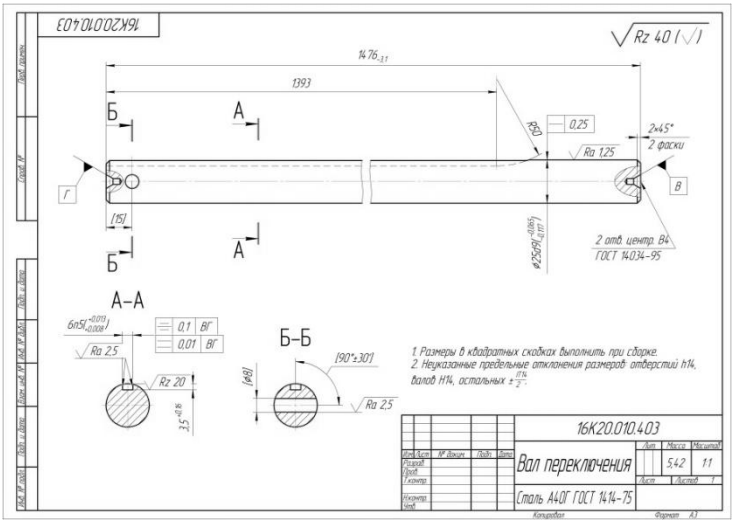


Рис.1. Чертеж детали «Вал переключения»

Для подтверждения этого, в ознакомительной версии программы SolidWorks [3], разработана трехмерная модель детали «Вал переключения» (рис. 2), по геометрическим и физическим параметрам соответствующая стадии финишной обработки.

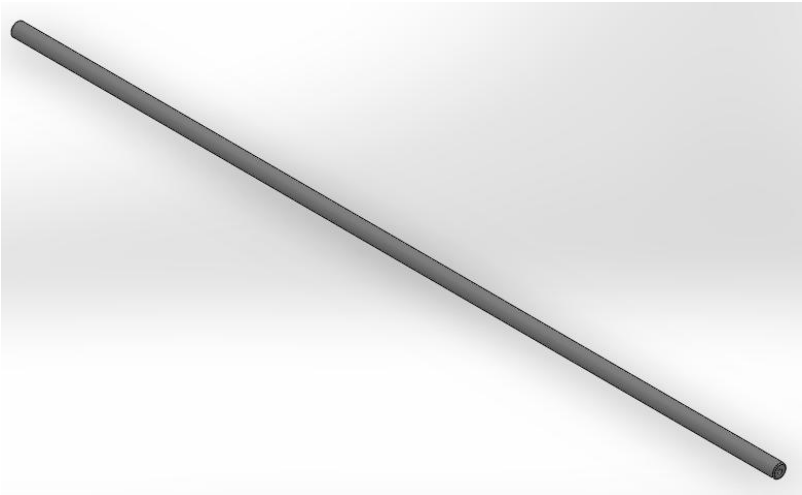


Рис.2. 3D модель детали «Вал переключения»

В модуле SolidWorks Simulation [3], в соответствии с технологическим процессом тонкого точения, произведено ограничение подвижности модели, соответствующее закреплению вала в центрах. Смоделирован процесс возникновения частот собственных колебаний детали. В результате получен список частот, на которых возможно появление резонанса (рис. 3-4).

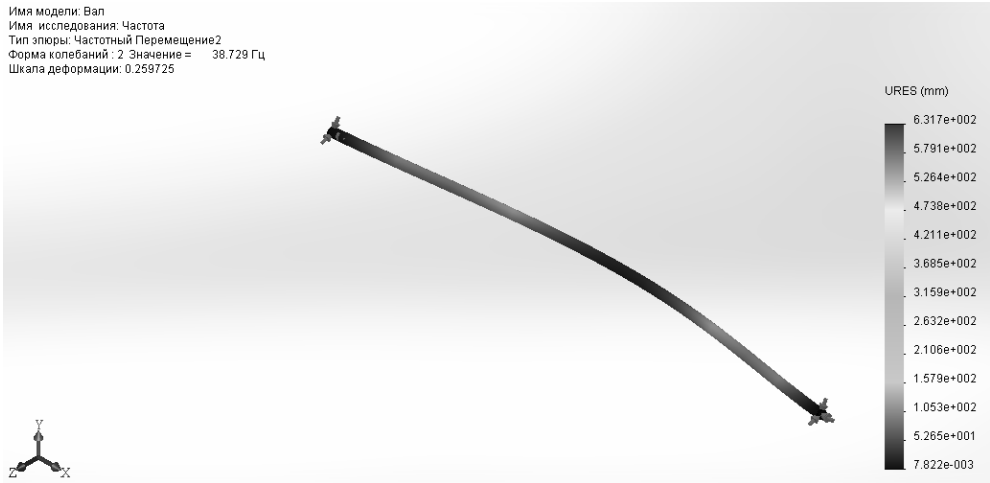
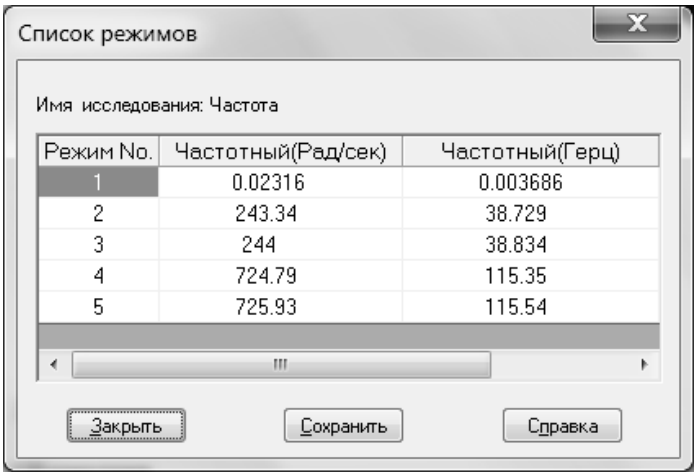


Рис.3. Эпюра частот собственных колебаний модели детали «Вал переключения» при частоте 38,729 Гц

Частота вынужденных колебаний от периодически действующей силы резания определяется конкретно для каждой схемы обработки. При точении, частоту вынужденных колебаний можно определить по формуле[2]:

$$\omega = n \cdot z \text{, } сек^{-1},$$

где n – частота вращения обрабатываемой детали (об/сек);
z – число возмущений за 1 оборот.



Режим No.	Частотный(Рад/сек)	Частотный(Герц)
1	0.02316	0.003686
2	243.34	38.729
3	244	38.834
4	724.79	115.35
5	725.93	115.54

Рис.4. Список резонансных частот

При точении частоту вынужденных колебаний обычно определяют, принимая z=3, так как на обрабатываемой заготовке всегда найдутся 3 наиболее удаленные отоси вращения линии, где снимаемый припуск будет наибольшим[2].

С учетом того, что при тонком точении обрабатываемая деталь вращается с повышенными числами оборотов (2000-6000 об/мин), частоты вынужденных колебаний равны:

$$\omega = (2000/60)\cdot 3...(6000/60)\cdot 3 = 100...300\,\text{Гц}.$$

Из эпюр частот собственных колебаний модели детали «Вал переключения» и расчетных частот вынужденных колебаний видно, что при таких их соотношениях производить обработку невозможно.

Рекомендуется повышать собственную частоту за счет повышения жесткости (применять люнет). А также организовывать технологический процесс так, чтобы на всех режимах обработки частота вращения обрабатываемой тонким точением детали «Вал переключения» находилась в послерезонансной области и удаление от резонансной зоны было не менее 20-25% [2], что соответствует частотам вращения 3050-6000 об/мин.

Выводы:

1. Применение программы SolidWorks и её модуля SolidWorks Simulation[3] позволило определить частоты собственных колебаний модели детали «Вал переключения» при ее обработке в режиме тонкого точения.

2. Из анализа соотношенийчастот собственных и вынужденных колебаний, полученных расчетным путем, определен диапазон частот вращения шпинделя с обрабатываемой деталью, на которых гарантированно не возникнет резонанс. Приняв к сведению полученные данные при разработке технологического процесса, можно значительно уменьшит шероховатость обработанных поверхностей и увеличит точность получаемых размеров исследуемой детали.

Список использованных источников

1. *Денежный П.М.,* Стискин Г.М., Тхор И.Е. *Токарное* дело. – М.: Высшая школа, 1976. – 240с.
2. *Маталин А.А. Технология* машиностроения: Учебник для машиностроительных вузов по специальности «Технология машиностроения, металлорежущие станки и инструменты». – Л.: Машиностроение, 1985. – 496с.
3. *3D* CAD DesignSoftware _ SOLIDWORKS – Website [Электронный ресурс]. - Режим доступа: http://www.solidworks.com

УДК 621.9.06-868

Криворучко О.М., к.т.н., доц., Макєєв С.Ю., к.т.н., с.н.с., Трунов Ю.Н., студент

Національна металургійна академія України

ЗНЯТТЯ ЗАЛИШКОВИХ НАПРУГ ПРИ ЗВАРЦІ ТРУБ МЕТОДОМ ВІБРОСТАБІЛІЗУЮЧОЇ ОБРОБКИ ЗАГОТІВКИ

Постановка проблеми. При виготовленні труб з низьколегованих сталей в зварному шві відбувається перерозподіл і релаксація внутрішньої залишкової розтягуючої напруги, що призводить до порушення геометричних розмірів труби, а також до підвищення швидкості загальної корозії, що, у свою чергу, призводить до корозійного розтріскування металу і збільшення його корозійної втоми.

Мета роботи. Для забезпечення розмірної стабільності деталей в сучасному машинобудуванні дуже часто використовують традиційні технологічні процеси – низькотемпературний відпал і природне старіння заготівки [1]. Актуальним питанням зараз є розвиток технології компенсації внутрішньої напруги шляхом вібростабілізуючої обробки заготівки труби при зварці, що дозволить понизити собівартість виготовлення труби без втрати якості обробки.

Системи, призначені для віброобробки, розрізняються типом вживаного віброзбудника, основним параметром якого є частотний діапазон [2]. При проведенні експериментальних досліджень був розроблений вібростіл з дебалансным віброзбудником, що дозволяє змінювати частоту коливань вібростола від 5 до 200 гц.

Дослідження. При проведенні досліджень визначався розподіл залишкової напруги по довжині зразків труби при ручній дуговій зварці з вібрацією і без неї. Окрім цього, досліджувалися зразки труби, отримані в заводських умовах методом ТВЧ.

Визначення напруги проводилося за допомогою вимірника концентрації напруги ІКН – 1М4 – приладу неруйнуючого контролю, заснованого на використанні методу магнітної пам'яті металу. Принцип дії приладу заснований на реєстрації і аналізі розподілу власних магнітних полів розсіяння на поверхні виробу з метою визначення зон концентрації напруги, дефектів, неоднорідності структури металу в зварних з'єднаннях. Аналіз результатів дослідження показав, що зразок труби, звареною зваркою електродуги без вібрації на довжині шва 280-300 мм екстремальні (max/min) значення поля Нр (А/М) в зоні контролю составляють 78 Нр и 120 Нр. При різниці напруженості поля 42 Нр свідчить про те, що при дуговій зварці без вібрації, в області зварного шва в металі виникає значна залишкова напруга. В області зварного шва отриманою зваркою ТВЧ значення напруженості поля змінюється від 70 Нр до 45 Нр при перепаді напруг 25 Нр. При електродуговій зварці з вібрацією заготівки з частотою 50 гц напруженість поля змінюється від 10 Нр до 0 Нр с перепадом напруг 10 Нр.

Висновки. Таким чиномом, при електродуговій зварці з вібрацією спостерігається зниження залишкової напруги – градієнт напруженості поля складає до 10 Нр.

Цей висновок підтверджують дослідження структури поверхні шліфів зварних з'єднань, які показують, що структура шва при дуговій зварці з вібрацією має одноріднішу структуру і нижчу шорсткість поверхні труби.

Список літератури

1. Снятие остаточных напряжений низкочастотной виброобработкой. Авт. Л.П. Летуновский, А.А. Антонов, О.Н. Стеклов. Журн. «Заготовительные производства в машиностроении». № 8, 1912.
2. Вибрационные приводы в металлообработке. В.Н. Шаповал, В.Е. Маслов, Н.М. Чиглаков. Киев, «Техника», 1983, 120 с.

УДК 621.9.047

Ласкин В.М., ст. преп., Есаулова Ю.Р., студент

Национальная металлургическая академия Украины

ВОССТАНОВЛЕНИЕ ИЗНОШЕННЫХ ОПРАВОК ДЛЯ СТАНОВ ХПТ ЭЛЕКТРОЭРОЗИОННЫМ МЕТОДОМ

В трубопрокатном производстве широко применяются различные инструменты, в том числе и оправки для станов ХПТ. Из-за износа рабочей поверхности 75-80% оправок выходят из строя. Как правило, оправки подвергаются перешлифовке, после чего могут быть использованы для прокатки труб меньшего диаметра отверстия. Однако такой возможный ремонт оправок может быть исчерпан. Большинство оправок можно восстановить нанесением металлопокрытий различными методами, в том числе электроискровой обработкой (Рис. 1, 2).

Рис.1 – Процесс легирования оправки электродами ВК8

Рис.2 – Восстановленная оправка

Межремонтный ресурс восстановленных деталей определяется эксплуатационными характеристиками модифицированной поверхности, а в итоге – ее геометрией, физико-химико-механическими свойствами наплавленных поверхностных слоев и остаточными напряжениями в них.

Процесс ЭИО с использованием компактных электродов в виде стержней включает следующие этапы: пробой межэлектродного промежутка (МЭП) и появление электрического контакта между обрабатываемой поверхностью детали (катод) и электродом (анод) при сближении электродов или постоянном МЭП; эрозия материалов электродов; полярный перенос разрушенных материалов; формирование измененного поверхностного слоя; разрыв электрического контакта.

Эффективность электроискровой наплавки повысится при увеличении количества разрушаемого материала анода (впоследствии закрепившегося на поверхности катода) в единицу времени. Одним из важных условий переноса является полярный эффект эрозии, заключающийся в том, что по величине эрозия анода превосходит эрозию катода. Выразить это можно через критерий полярности КП:

$$К_П = \frac{\gamma_а}{\gamma_к} \gg 1$$

На основании условия преимущественного переноса материала анода на катод Л.С. Палатником сформулирован критерий выбора материала электрода (анода) Dм:

$$D_{\text{м}} = \frac{\text{C}_{\text{к}} \cdot \rho_{\text{к}} \cdot \lambda_{\text{к}} \cdot (\text{T}^{\text{к}}_{\text{пл}} - \text{T}^{\text{к}}_{\text{хл}})^2}{\text{C}_{\text{к}} \cdot \rho_{\text{к}} \cdot \lambda_{\text{к}} \cdot (\text{T}^{\text{а}}_{\text{пл}} - \text{T}^{\text{а}}_{\text{хл}})^2} \cdot \frac{r_{\text{к}}}{(r_{\text{а}} - r_{\text{к}})} \cdot \frac{1}{\alpha^*_{\text{а}} \cdot \alpha^*_{\text{к}}} \gg 1$$

где С, ρ, λ, Тпл, Тхл – соответственно удельные теплоемкость, плотность, теплопроводность, температуры плавления и хладноломкости для материалов анода и катода; rа, rк – атомный радиус материала анода и катода; αа* αк* – коэффициент учета ковалентности межатомной связи материалов анода и катода (~1 для металлов).

Таким образом, на эрозию анода и на толщину и качество получаемых слоев большое влияние оказывают характеристики материала электрода, энергия единичного разряда, длительность импульсов. При некоторых фиксированных значениях энергии единичного разряда, длительности импульсов тока и характеристик материала электрода толщина и качество слоя определяются в основном кинематическим движением электродов.

При анализе результатов металлографических исследований наблюдается значительная неоднородность получаемых покрытий, которые состоят из нескольких слоев. В некоторых случаях удалось выявить отдельные закристаллизовавшиеся «капли», которые образовались вследствие высокой скорости охлаждения (до 104 град/с) расплавленного материала анода после осаждения его на подложку. Заметно, что пористость верхнего слоя больше, чем нижнего. Толщина наносимых слоев изменяется вдоль поверхности из-за неравномерности потока расплавленного материала при осаждении на подложку. При увеличении скорости подачи толщина покрытия уменьшается вследствие увеличения расстояния между соседними проходами электрода.

Наличие пор в покрытии обусловлено окислением расплавленного материала (обработка происходит в воздушной среде) и играет особую роль в формировании механических параметров поверхностей, получаемых методом ЭИО. При последующей механической обработке на поверхности образуются углубления («канавки»), в которых задерживается смазка, в результате чего улучшаются эксплуатационные характеристики поверхностного слоя.

Величина микротвердости покрытий (HV) определялась методом Виккерса. Вид зависимостей HV от глубины модифицированного слоя характерен для всех режимов обработки. За начало отсчета выбрана граница покрытие–подложка. Этот выбор объясняется тем, что она достаточно ровная и легко определяется при последующем травлении.

Судя по общему характеру зависимостей, поведение HV в покрытии обусловливается его послойным нанесением, когда каждый последующий слой наносится на предыдущий. В результате происходит частичный отжиг (исчезновение дефектов в структуре) последнего. Термическое воздействие явилось и причиной уменьшения величины микротвердости в приграничном слое.

Выводы

1. Экспериментально подтверждено постоянство средней плотности материала покрытий, сформированных методом ЭИО электродами из стали, при изменении режима нанесения.

2. Результатом термоэлектродинамического воздействия электроискрового импульсного разряда является формирование мезонанокристаллического состояния вещества (средний размер зерен материала образующихся покрытий 20…35 нм).

3. Триботехнические испытания пар трения выявили увеличение износостойкости восстановленных в оптимальных режимах поверхностей в 1,4…5 раз по сравнению с другими исследуемыми режимами.

УДК 621.74+62-118+621.822.83

Родионов Н.А., к.т.н., ас., Щербина Е.И., студент

Национальная металлургическая академия Украины

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ОТКЛОНЕНИЯ ОТ КРУГЛОСТИ НАРУЖНОГО КОЛЬЦА ПОДШИПНИКА НА УПРУГУЮ ДЕФОРМАЦИЮ В ЗОНЕ КОНТАКТА ТЕЛА КАЧЕНИЯ И БЕГОВОЙ ДОРОЖКИ

Постановка проблемы. Существует ряд механизмов и машин, подшипниковые шарниры и опоры которых работают в режиме т.н. качательного движения малой угловой амплитуды. В этом случае, при эксплуатации подшипников качения, происходит непосредственный контакт тел качения с беговой дорожкой, сопровождаемый полным разрушением масляного слоя между ними (рис. 1). Такой режим работы со временем приводит к появлению поперечных вмятин на поверхности беговых дорожек, что значительно сокращает срок службы подшипников [1].

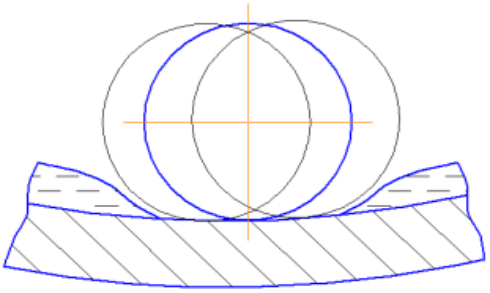


Рис. 1. Характер перемещения тела качения по беговой дорожке в режиме качательного движения подшипника

Повышение срока службы подшипников, работающих в режиме качательного движения, возможно несколькими путями: совершенствованием параметров смазывания шарниров и опор, снижением воздействия динамических нагрузок в звеньях механизмов, повышением качества элементов эксплуатируемых подшипников [2]. Последний случай предполагает проведения ряда исследований.

Цель работы. Исследование влияния отклонений формы колец подшипников на параметры их контакта с телами качения.

Основной материал. В качестве объекта исследования был принят роликовый радиальный сферический подшипник 22316Е верхнего рычага механизма качания кристаллизатора сортовой МНЛЗ (рис. 2), работающий в режиме качательного движения с амплитудой возвратно-вращательного перемещения рычага 0,5-2,0 градуса.

Конструктивные особенности шарнирно-рычажного механизма качания кристаллизатора МНЛЗ определяют сложное динамическое нагружение его подшипниковых опор и шарниров, обусловленное комплексным воздействием на механизм различных переменных нагрузок: технологической нагрузки от вытягивания слитка из кристаллизатора, уравновешивающего усилия пневматических амортизаторов, сил и моментов инерции подвижных звеньев. В результате, силы реакций в опорах и шарнирах изменяются за цикл качания механизма по сложным законам и имеют переменное направление. Динамическая нагрузка изменяется в пределах 8…40 кН.

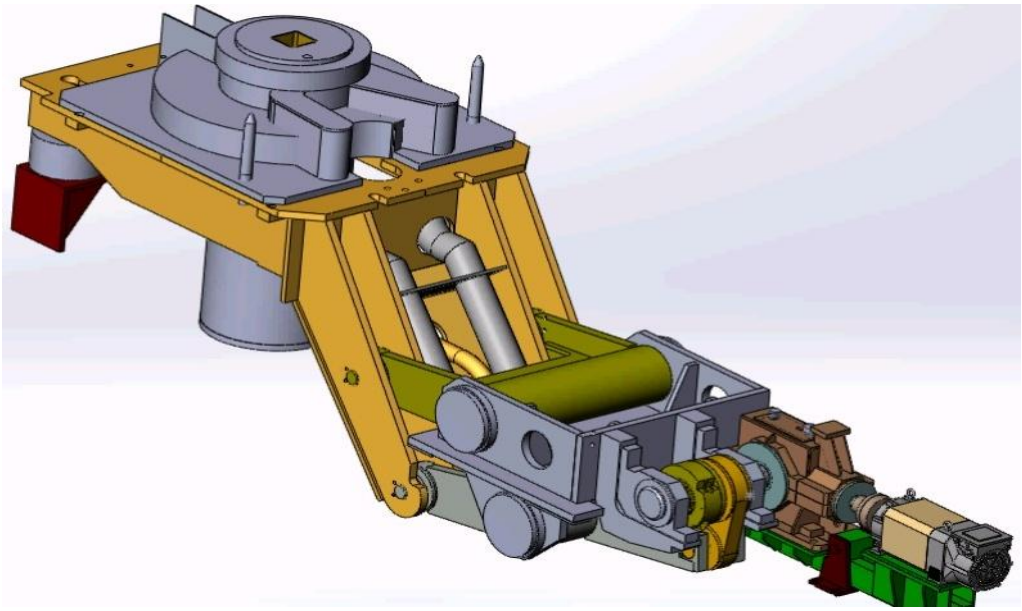


Рис. 2. Общий вид механизма качания кристаллизатора сортовой МНЛЗ

При работе подшипников верхних и нижних рычагов в режиме качательного движения, если смазка не успевает сразу заполнить данное пространство, то, в момент изменения направления движения тела качения, произойдет его непосредственный контакт с беговой дорожкой. При очень малых амплитудах качания, когда площадки контакта в крайних положениях тела качения перекрываются, нарушение слоя смазки имеет постоянный характер. На основании исследований условий работы и анализа поврежденных поверхностей дорожек подшипника (рис. 3), вид износа определен как "ложное бринеллирование", т.е. износ, возникающий при ударном взаимодействии контактирующих тел с попаданием в зону удара абразивных частиц, чаще всего образующихся в результате разрушения защитных поверхностных оксидных пленок. Причиной проскальзывания абразивных частиц в зоне контакта беговых дорожек с телами качения может быть различная упругая деформация контактирующих поверхностей, обусловленная разностью их кривизны, и происходящая в результате изменения нагрузки за цикл качания механизма, т.е. обусловленная динамической составляющей силы реакции соответствующего шарнира или опоры, и колебательным режимом работы подшипников [2].

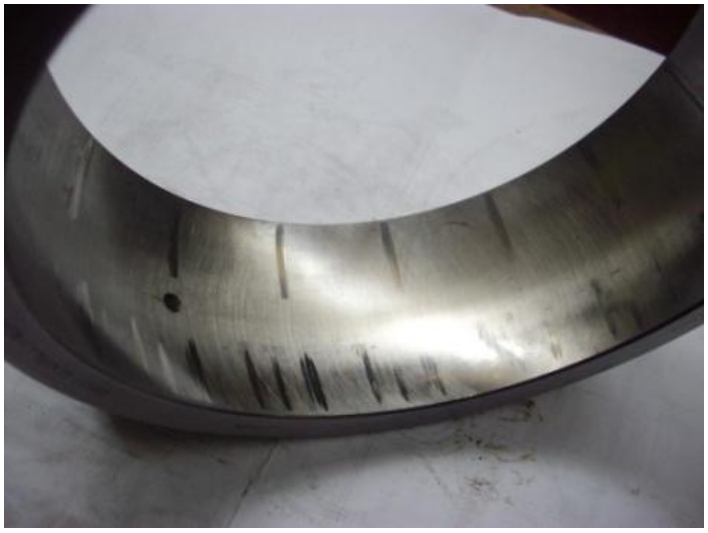
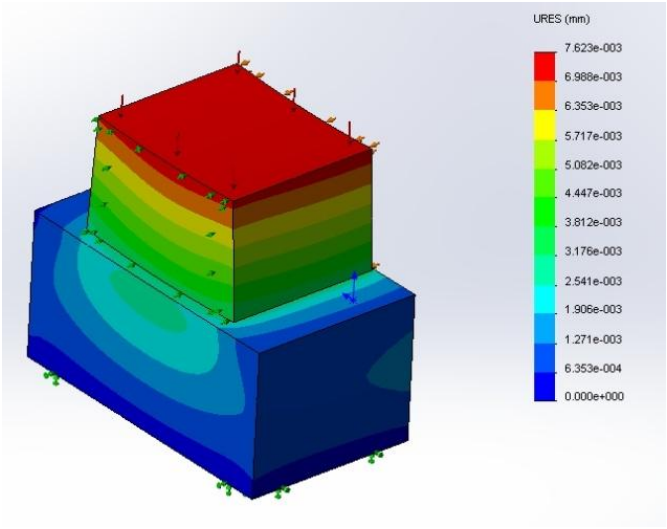


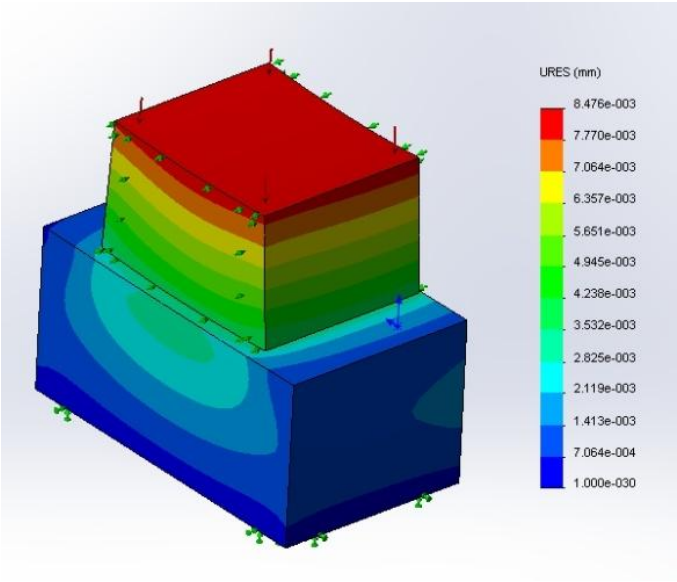
Рис. 3. Характер перемещения тела качения по беговой дорожке в режиме качательного движения подшипника

Соответственно, различные отклонения форм поверхности беговых дорожек, не оказывающие влияния на срок службы подшипника при сохранении в нем нормального масляного слоя, при режиме качательного движения могут значительно усилить эффект проскальзывания.

Для обоснования данного утверждения, было проведено моделирование и исследование методом конечных элементов упругой деформации в зоне контакта наиболее нагруженного ролика и беговой дорожки подшипника 22316Е, при силовом нагружении, соответствующем промышленной эксплуатации механизма качания. Для этого разработаны трехмерные модели контактирующих фрагментов ролика и кольца подшипника для двух вариантов формы беговой дорожки: с отклонением от круглости 2,1 мкм, соответствующее допуску на промышленное производство данного типа подшипников и 0,6 мкм, отклонением, которое может быть получено путем использования современных методов финишной обработки поверхности.



а



б

Рис. 4. Характер перемещения тела качения по беговой дорожке в режиме качательного движения подшипника
а) - отклонением от круглости 2,1 мкм; б) - отклонением от круглости 0,6 мкм

После программного задания материала, соответствующего контактирующим поверхностям, и приложения к ним соответствующих эксплуатационным нагрузок и ограничений, были получены качественные характеристики распределения полей деформации в исследуемой зоне контакта (рис. 4).

Как видно из полученных эпюр распределения деформации в зоне контакта наиболее нагруженного тела качения и беговой дорожки, отклонение от круглости приводит к увеличении разницы деформаций, пропорциональной коэффициенту проскальзывания. В случае отклонения 2,1 мкм, разность деформаций составляет 0,71…1,71 мкм, а в случае 0,6 мкм, достигаемого оптимизацией метода финишной обработки, - 0,56-1,12 мкм, что соответствует 30%.

Снижение отклонения формы поверхности от круглости до 0,6 мкм может быть достигнуто при использовании имитационной безабразивной обработки колец подшипника 22316Е. Ее выполнение предполагает использование инструментальной обоймы с комплектом роликов, по форме и размерам соответствующим обрабатываемому кольцу подшипника. При этом технологические режимы обработки выбираются таким образом, чтобы скорость перемещения инструментальных роликов по обрабатываемой поверхности беговой дорожки соответствовала скорости движения тел качания при эксплуатации роликоподшипника в рабочем узле. Это позволяет максимально снизить конечные погрешности формы [3].

Выводы:

1. Проведено моделирование и исследование методом конечных элементов упругой деформации в зоне контакта наиболее нагруженного ролика и беговой дорожки подшипника 22316Е верхнего рычага механизма качания кристаллизатора при силовом нагружении, соответствующем промышленной эксплуатации.
2. Получены качественные характеристики распределения полей деформации в исследуемой зоне контакта. Установлено, что отклонение от круглости поверхности беговой дорожки приводит к увеличению разницы деформаций, пропорциональных коэффициенту проскальзывания.
3. Установлена предпосылка для совершенствования процесса обработки колец подшипника 22316Е, работающего в режиме качательного движения. Одним из путей снижения отклонения от круглости может быть применение имитационных методов финишной обработки.

Список литературы

1. *Родионов Н.А. Исследование* долговечности подшипников шарнирно-рычажного механизма качания кристаллизатора МНЛЗ / Н.А. Родионов // Современное машиностроение. Наука и образование: Материалы 3-й Межд. науч.-практ. конф. / Под ред. М.М. Радкевича и А.Н. Евграфова. – СПб: Изд-во Политехн. ун-та, 2013. – С. 371-378.
2. *Sotnikov O.L. Failure* analysis of the hinge-lever mould oscillator bearings of the continuous casting machine. / O. Sotnykov, M. Rodionov, P. Maruschak, J. Brezinova, A. Guzanova, Y. Apostol // Strength, Fracture and Complexity. – 2014. – №8. – P. 135-143.
3. Известия вузов. Машиностроение. 2003. №10. *М.К. Решетников. Имитационные* технологии производства подшипников качения. – с. 71.

УДК 621.926: 622.73

Титов А.А., к.т.н., доц.

Государственное ВУЗ «Национальный горный университет»

ВЛИЯНИЕ ВНЕШНЕГО ТРЕНИЯ НА МЕХАНИКУ ДЕФОРМИРОВАНИЯ ГОРНОЙ МАССЫ МЕЖДУ РАБОЧИМИ ПОВЕРХНОСТЯМИ ДЕЗИНТЕГРАТОРОВ

Введение. Учет сил внешнего трения традиционно важен для расчета параметров рабочих органов дробильно-измельчительного оборудования. В работе [1] приведен расчет геометрии рабочей зоны щековых, конусных и валковых дробилок с учетом коэффициента внешнего трения скольжения крупного куска породы о футеровку. Аналогичные соображения приведены и в работе [2] для случая захвата крупной частицы между шарами барабанных мельниц. Однако, как показано позднее [3], при деформировании между рабочими поверхностями нескольких слоев кусковой горной массы дополнительно необходимо учитывать и ее внутреннее трение. Если выделить в отдельное рассмотрение частное влияние коэффициента внешнего трения материала (при постоянном коэффициенте внутреннего трения), то результаты [4] позволяют предположить снижение деформируемости материала с увеличением коэффициента трения скольжения по рабочей поверхности и, соответственно, уменьшение деформации слоя горной массы в зависимости от усилия прижатия. Это обстоятельство повлияет на затраты энергии для деформирования и разрушения горной массы, поэтому учет влияния фактора внешнего трения является актуальным при проектировании рабочей зоны дезинтеграторов.

Цель работы – экспериментально установить масштаб влияния коэффициента трения материала об рабочую поверхность дезинтегратора на деформируемость слоя горной массы.

Основная часть. Опыты проводились на гранитном песке фракции менее 0,5 мм с помощью пресса с максимальным усилием 30 кН.

Навеска материала массой 0,5 кг помещалась между двумя горизонтальными рабочими поверхностями, укладывалась путем свободной засыпки без боковых ограничений, и после установки верхней плиты и динамометра имела вид усеченного конуса (рис. 1).

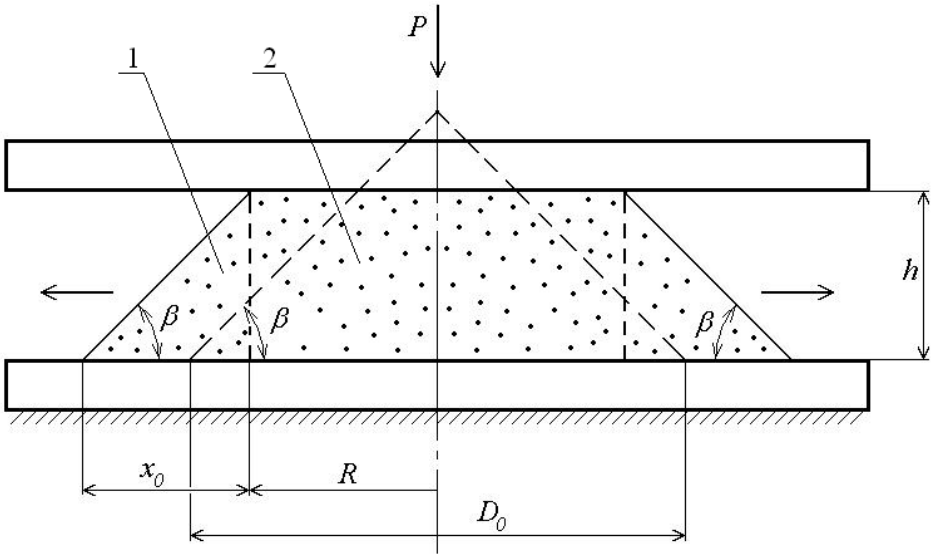


Рис. 1. Схема расположения материала:
1 – боковая зона; 2 – центральная зона

На первом этапе материал укладывался непосредственно между металлическими поверхностями. Производилось сжатие на прессе от начальной высоты около 20 мм до получения усилия прессования близкого к максимальному. Снимались данные зависимости высоты зоны деформирования *h* от усилия *P*, которые преобразовывались к виду, показанному на рис. 2.

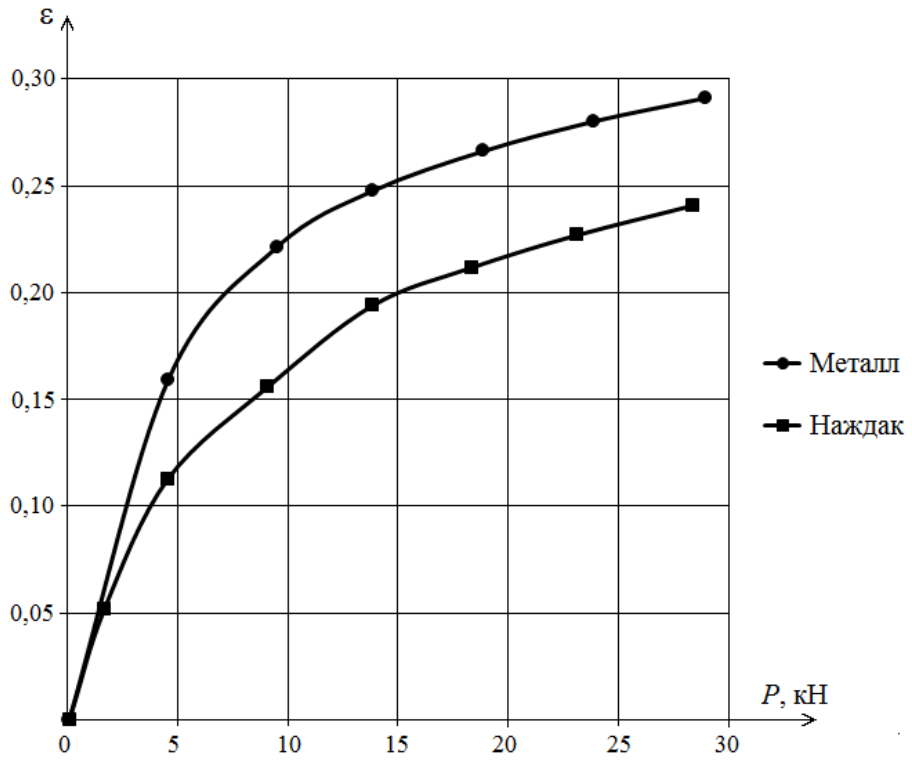


Рис. 2. Зависимости относительной деформации слоя материала от усилия прессования

На втором этапе деформирование материала производилось между шкурками из наждака, наклеенными на металлические поверхности.

Как показывают приведенные графики, с увеличением коэффициента трения не менее чем в 2 раза снижение относительной деформации материала составило, соответственно, порядка 29…30% при усилии 5…10 кН и 17…18% при усилии 25…30кН.

Выводы.

1. Существенное увеличение коэффициента трения материала о рабочую поверхность приводит к достаточно небольшому снижению относительной деформации материала, эффект которого уменьшается с ростом усилия.

2. Увеличение коэффициента трения материала о рабочую поверхность дезинтегратора позволяет достичь заданных параметров напряженно-деформированного состояния дробимого материала при меньших энергозатратах.

Список литературы

1. *Андреев С.Е. Дробление*, измельчение и грохочение полезных ископаемых / С.Е. Андреев, В.А. Перов, В.В. Зверевич. 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Недра, 1980. – 415 с.
2. *Труды* европейского совещания по измельчению. – М.: Стройиздат, 1966. – 603 с.
3. *Анциферов А.В. Определение* угла захвата измельчителей тонкодисперсных материалов / А.В. Анциферов, А.А. Титов // Вибрации в технике и технологиях. – 2004. - № 1(33). – С. 28-30.
4. *Надутый В.П. Анализ* напряженного состояния плоской зоны деформирования вибрационных дезинтеграторов с учетом выброса материала / В.П. Надутый, А.А. Титов // Вибрации в технике и технологиях. – 2016. – № 3. – С. 54-58.

УДК 621.881

Луців І.В., д.т.н., проф., Стахурський О.О., аспірант, Кашуба Н.П., асистент

Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя

АНАЛІЗ ВІБРАЦІЙ ДЕТАЛІ ПРИ ОБРОБЦІ І ДРОБЛЕННІ СТРУЖКИ ТРИРІЗЦЕВИМИ ГОЛОВКАМИ ІЗ ЕЛЕКТРОМАГНІТНИМИ ПРИВОДАМИ

Вступ. Підвищення техніко-економічної ефективності процесів різання в значній мірі вирішується використанням систем адаптивного керування процесом різання. Використання цих самоналагоджувальних систем потребує постійного спостереження за динамікою зміни режимних умов обробки на основі постійного моніторингу процесу різання, що допомагає враховувати навіть ті фактори, які є невідомими на етапі технічної підготовки виробництва. В основу самоналагоджувального різання може бути закладений принцип, що однаковим різальним лезам, які розміщені симетрично відносно оброблюваної поверхні, забезпечено по одному ступеню вільності в напрямку, який співпадає з напрямком подачі, а зазначені леза пов’язані між собою в цьому напрямку з допомогою механізмів чи засобів, які здійснюють кінематичний міжінструментальний зв’язок адаптивного типу. В загальній структурі технологічної системи різання таке верстатне оснащення носить визначальний характер [1]. При цьому можна досягнути одночасно дроблення зливної стружки. Однак можливості дроблення при цьому визначаються не тільки властивостями застосовуваних пристроїв, але і характеристиками самої стружки. Зокрема, дроблення стружки при різанні із змінними параметрами здійснюється дискретним різанням, що є різновидом вібраційного різання металів, при якому закон коливань відрізняється від гармонійного.

Постановка задачі. Ідея прогресивної багатолезової обробки адаптивного типу з електромагнітним приводом враховує інформаційні і динамічні властивості всіх елементів системи, що функціонує на основі принципу зворотного зв’язку, для виконання цільового завдання, а саме для забезпечення регулювання перехідних процесів різання [2]. При цьому можуть бути усунені пружні деформації, які негативно впливають на шорсткість поверхні деталі, розмірну точність, точність форми, стійкість інструменту та довговічність верстату і призводять до погіршення точності та якості поверхні, а також зменшення продуктивності металооброблювального обладнання. На основі прогнозу і аналізу розвитку сучасних конструкцій для вирішення вищевказаних задач поряд із вдосконаленням технології обробки і верстатного обладнання розробляються принципово нові мехатронні головки, на базі інтеграції засобів прецизійної механіки та електроніки, зокрема для багаторізцевої обробки адаптивного типу [3]. Для адаптації цих головок в умовах виробництва істотним є аналіз динамічних особливостей їх роботи.

Результати досліджень. На кафедрі конструювання верстатів, інструментів та машин Тернопільського національного технічного університету імені Івана Пулюя розроблено багаторізцеву головку (рис.1) [4], яка складається з корпусу 1, в якому через 120° розміщені три різцетримачі 2, які за допомогою пружних пластинчастих напрямних 3 з’єднані із корпусом 1. У різцетримачах 2 встановлені виставлені на розмір різці 4. Різцетримачі жорстко з’єднані з якорями електромагнітів 5, і ці електромагніти нерухомо прикріплені до корпусу. На якорях встановлені пружні елементи у вигляді пластин 6, причому пластини 6 оснащені тензометричними давачами 7. Електромагніти, як виконавчі органи та пружні елементи з тензодатчиками з’єднані з системою ЧПК.

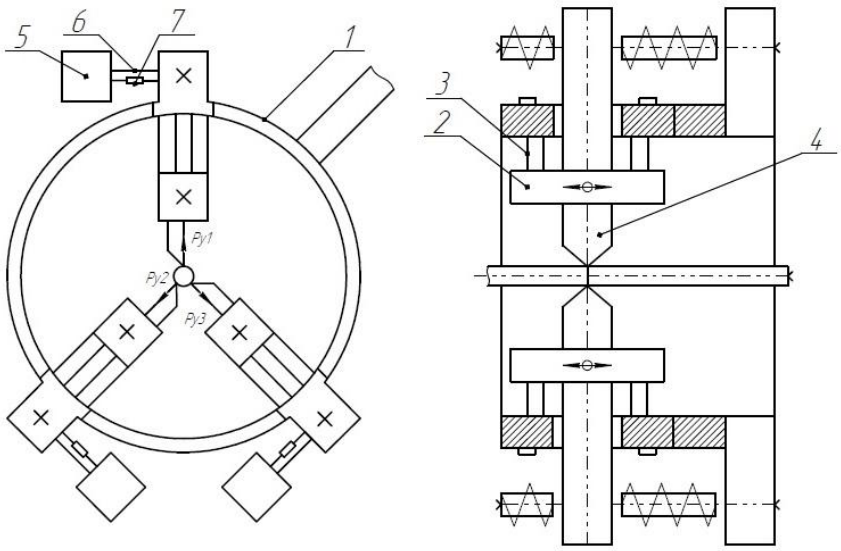


Рис. 1. Схема конструкції багаторізцевої головки із електромагнітними приводами

Для динамічного аналізу особливостей роботи трирізцевої токарної головки з електромагнітними приводами спочатку слід розглянути випадок однорізцевої обробки. При цьому розрахункову модель представимо одномасовою системою (рис.2,а) із приведеною до радіального напрямку массою M_y, коефіцієнтом демпфування коливань H_y, і радіальною жорсткістю C_y:

$$M_y\ddot{y} + H_y\dot{y} + C_y y = -\Delta Py, \tag{1}$$

де ΔPy - зміна складової зусилля різання, внаслідок зовнішніх збурень (наприклад коливань, що викликані ексцентриситетом обробки (відомий коефіцієнт *e*).

При цьому радіальну складову зусилля різання представимо ступеневою моделлю у вигляді:

$$Py = Cp_y \cdot t^X \cdot S^{Yp} \cdot V_r^{np},$$

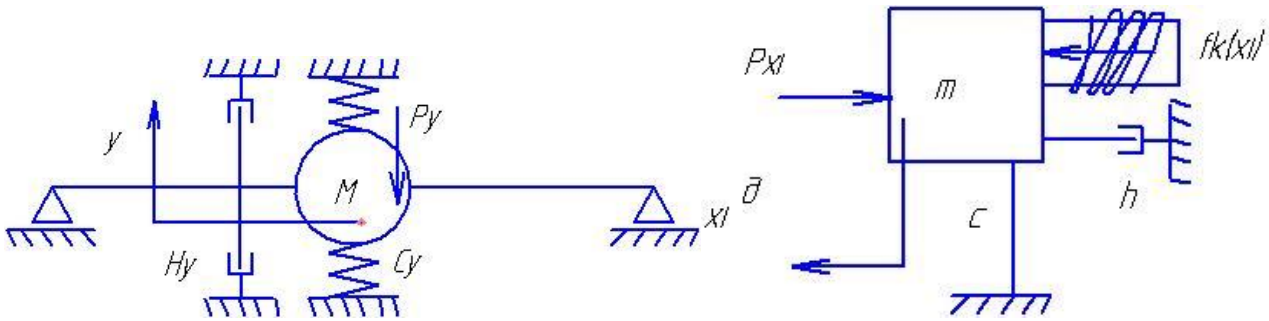
де Cp_y – коефіцієнт, що залежить від умов різання; *t* – миттєве значення глибини різання (мм); *S* – миттєве значення подачі (мм/об); V_r^{np} – швидкість різання (м/хв) при діаметрі обробки *D* (мм), і частоті обертання *n* (об/хв). При цьому *X*, Y_p, n – суть ступені відповідних значень глибини, подачі і швидкості різання.

Запишемо значення радіальної сили різання, що викликає вібрації наступним рівнянням:

$$\Delta Py = Cp_y \cdot V_r^{np}\left\{\left[t_0(1+e\sin(\omega t))\right]^x S^{Yp} - t_0^x S_0^{Yp}\right\},$$

де t_0 - усталене значення глибини різання; S_0 - усталене значення подачі; ω - кругова частота обертання заготовки ($\omega = 2\pi nd/30$).

Моделювання трирізцевої обробки головкою з пружними напрямними базується на врахуванні особливостей розрахункових схем елементів головки, а саме різальних елементів інструменту, які з допомогою пружних напрямних зв'язані з корпусом (рис.2,б).



а) б)

Рис. 2. Розрахункові моделі:
а) одномасової системи; б) елементу трирізцевої головки

Модель такого елементу представлено одномасовою схемою: приведена маса елементу з різцем *m*, приведені коефіцієнти жорсткості і демпфування пружної напрямної відповідно *C* і *h*. Кожен із трьох різальних елементів знаходиться під дією осьової складової елементної сили різання Px_i *(i=1,2,3)*, його зміщення від стану рівноваги становить x_i, причому співвідношення осьової складової із радіальною складовою складає 0.4, тобто $Px_i = 0.4Py_i$. В даному контексті мають на увазі статичні значення вказаних складових без їх варіацій внаслідок зміни умов різання.

Оскільки кожен із різальних елементів, що рухомі завдяки пружним напрямним, керується за допомогою додаткового електромагнітного приводу, то видно, що при розгляді вібраційного руху різальних елементів слід враховувати керуючу дію електромагнітів, що виражена функцією $fk_i(x_i)$, $(x_i = 1,2,3)$, які є різними для окремих різальних елементів відповідно до конкретного алгоритму керування.

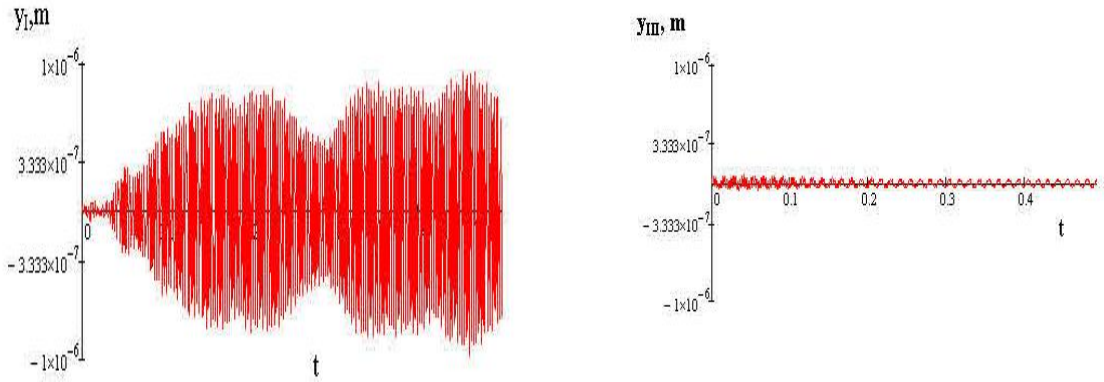
Загалом диференціальне рівняння руху окремого різального елементу можна представити у вигляді:

$$m\ddot{x}_i + h\dot{x}_i + Cx_i^d = -\Delta Px_i \qquad (2)$$

де ΔPx_i - зміна осьової складової зусилля різання на окремому елементі, яка, окрім того, що залежить від зміни умов різання, ще й враховує дію функції керування. Такою функцією можу бути сигнал сумарної рівності нулю переміщень окремих різальних елементів.

Врахуємо динамічні значення переміщень кожного із трьох різальних елементів, зміни глибин різання внаслідок наявності ексцентриситету закріплення заготовки і значення миттєвих подач на кожному із різальних, що залежні від відносних швидкостей їх переміщень з врахуванням дії керуючого сигналу. Тоді можна сформулювати значення зміни рівнодійної радіальних складових зусиль різальних елементів, що діє на деталь з приведеною масою M_y, у вигляді диференціального рівняння другого порядку, що враховує відносний осьовий рух різальних елементів стосовно зміни умов різання і керуючих сигналів щодо стабілізації сумарних осьових переміщень різців. В цій формулі k_x – це стала величина, яка враховує коефіцієнт C_{pz}, що залежить від умов різання та співвідношення осьової і тангенціальної складових сил різання, що діють на окремі різальні елементи. Таким чином маємо залежність (можна розв'язати з допомогою пакету «Math Cad» методом Рунге Кутта з врахуванням початкових умов):

$$
\begin{aligned}
& M_y\ddot{y} + H_y\dot{y} + C_y y = \\
& = k_y\left\{t_0\left[(1+e\sin\omega t)\right]^{Xp}\left[S_0/3+\left[\dot{x}_1-0,5(\dot{x}_2+\dot{x}_3)\right]\cdot 10^{-3}/60n_d\right]^{Yp} - t_0^{Xp}S_0^{Yp}/3\right\}+ \\
& +k_y\left\{t_0\left[\left(1+e\sin\omega t+\frac{2\pi}{3}\right)\right]^{Xp}\left[S_0/3+\left[\dot{x}_2-0,5(\dot{x}_1+\dot{x}_3)\right]\cdot 10^{-3}/60n_d\right]^{Yp} - t_0^{Xp}S_0^{Yp}/3\right\}+ \\
& +k_x\left\{t_0\left[\left(1+e\sin\omega t+\frac{4\pi}{3}\right)\right]^{Xp}\left[S_0/3+\left[\dot{x}_3-0,5(\dot{x}_1+\dot{x}_2)\right]\cdot 10^{-3}/60n_d\right]^{Yp} - t_0^{Xp}S_0^{Yp}/3\right\}
\end{aligned}
\quad (3)
$$



а) б)

Рис. 3. Осцилограма коливань деталі при:
а) однорізцевій обробці; б) при обробці трирізцевою головкою з електромагнітними приводами

При однакових початкових даних отримаємо постійну картину вібрацій деталі в її середній частині при однорізцевій обробці і для випадку обробки деталі трирізцевою головкою із електромагнітним керуванням приводами різальних елементів (рис 3).При цьому амплітуда коливань зменшується для різних випадків комп'ютерних обчислень від 2-4 до 10-16 разів.

Висновки. Було проаналізовано вібрації деталі при обробці запропонованою трирізцевою головкою із електромагнітними приводами в порівнянні із однорізцевою обробкою. Теоретичне моделювання розроблялося у вигляді розрахункових схем і диференціальних рівнянь другого порядку. Ці рівняння розв'язувались за допомогою використання програмного забезпечення та комп'ютерних графічних програм. В результаті були отримані осцилограми, що ілюструють вібрації заготовки та різальних елементів головки, що були отримані в процесі обробки.

Результати дослідження підтверджують продуктивність розроблюваних трирізцевих головок в порівнянні із однорізцевою обробкою. Досягається підвищення динамічної точності обробки від 2-4 до 10-16 разів.

Список літератури

1. *Технологічне* оснащення для високоефективної обробки деталей на токарних верстатах. Монографія / *Ю. М.Кузнєцов, І. В. Луців, О. В. Шевченко, В. Н. Волошин*. – Тернопіль: Терно-граф, 2011. – 320 с.
2. *Луців І. В. Алгоритми* керування обробкою при тонкому точінні багаторізцевою головкою / *І. В. Луців, В. М. Шарик, М. Стрембіцький.* // Технологічні комплекси. Луцьк – 2014. – С. 57–62 с..
3. Пат. 82786 Україна, МПК B23B29/00. *Пристрій* для точіння / *Луців І.В., Кривий П.Д., Підгайний Ю.Б., Шарик В.М.*; заявник і патентовласник: Тернопільський державний технічний університет, Тернопіль; заявл. 25.01.2013; опубл.12.08.2013, Бюл. №15.
4. Пат. 85871Україна, МПК B23B29/24. *Багаторізцева* головка для точіння / *Луців І.В.,Кривий П.Д., Шарик В.М.*; заявник і патентовласник: Тернопільський державний технічний університет, Тернопіль; заявл. 29.03.2013; опубл.10.12.2013, Бюл. №23.

УДК 621.566.1

Огородников В.А., д.т.н, проф., Полищук Л.К., к.т.н., доц., Губанов А.В.

Винницкий национальный технический университет

ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЙ КРИТЕРИЙ ИЗНОСА УЗЛОВ ТРУЩИХСЯ ПОВЕРХНОСТЕЙ ДЕТАЛЕЙ МАШИН

В процессе эксплуатации деталей машин элементы конструкции воспринимают знакопеременные динамические нагрузки, что вызывает интенсивный износ контактных трущихся поверхностей.

Качество поверхностного слоя может быть оценено путем идентификации механических свойств в локальных точках поверхностного слоя [1]. Однако часто возникает проблема количественной оценки меры работоспособности узлов деталей машин. В работе разработан метод оценки предельных параметров величины износа, по достижению которых элементы конструкции должны быть заменены.

Предлагается феноменологический критерий износа, основанный на экспериментальном методе измерения твердости трущихся поверхностей [2] – измерение твердости до начала и в процессе эксплуатации по исходной твердости определяют универсальную механическую характеристику материала – кривую течения в координатах интенсивность напряжений σ_u, интенсивность деформаций ε_u, описываемую уравнением

$$\sigma_u = A\varepsilon_u^n, \tag{1}$$

где A, n – коэффициенты аппроксимации. Интегрированием кривой течения определяем удельную потенциальную энергию, затраченную на износ.

Верхний предел интеграла ε_u^*

$$W_{\text{уд}} = \int_0^{\varepsilon_u^*} \sigma_u d\varepsilon_u = A\int_0^{\varepsilon_u^*} \varepsilon_u^n d\varepsilon_u = \frac{A\varepsilon_u^{n+1}}{n+1}$$

определяем с помощью зависимости

$$K_{\text{Н}} = \frac{H_{\text{деф}}}{H_0} = f\left(\frac{W_{\text{уд}}}{W_0}\right).$$

Для стали 40ХФА, например, коэффициенты $A = 769\text{МПа}, n = 0{,}19$,

$$W_0 = \frac{\sigma_{0,2}^2}{2E},\ \sigma_{0,2} = 329\text{МПа}.$$

Зависимость $K_{\text{Н}} = f\left(\frac{W_{\text{уд}}}{W_0}\right)$ и $K_{\text{Н}} = f(\varepsilon_u)$ аппроксимировали выражениями

$$W_{\text{уд}} = W_0 = exp\left(\frac{ln\frac{K_H}{D}}{C}\right), \tag{2}$$

где для стали 40ХФА $D = 0{,}357, C = 0{,}235$.

$$\varepsilon_u = exp\frac{ln\frac{K_H}{B}}{F}, \tag{3}$$

где $B = 1{,}9, F = 0{,}17$.

Полученные значения $W_{\text{уд}}$ умножают на объем охваченный упруго-пластической деформацией.

Приведем пример расчета энергии, затраченной на износ подшипника скольжения масляного насоса НШ-10. Основываясь на справочные данные и ранее проведенный расчет, получаем следующие характеристики: $n = 0{,}25$, $A = 260$ МПа, $\varepsilon_u = 0{,}12$.

$$W_{\text{уд}} = A\frac{\varepsilon_u^{n+1}}{n+1} = 260\frac{0{,}12^{1{,}28}}{1{,}28} = 13{,}42\ \text{МПа}.$$

Умножаем полученное значение $W_{уд}$ на объем, охваченный деформацией V=0,967см^3, рассчитываем энергию деформации:

$$W_{def} = W_{уд} \cdot V = 12{,}98 \text{ Дж.}$$

Выводы

Разработан метод оценки энергии затраченной на износ трущихся поверхностей деталей машин.

Метод позволяет на стадии эксплуатации измерением твердости с помощью предложенных в работе соотношений оценивать возможность дальнейшей эксплуатации деталей изделий машиностроения.

Список литературы

1. *Никитин Ю. А. Новые* направления в оценке качества поверхности материалов / Ю. А. Никитин, В. В. Запорожец // Сучасні процеси механічної обробки інструментами з НТМ та якість поверхні деталей машин: Зб. наук. праць (серія Г «Процеси механічної обробки, верстати та інструменти») НАН України ім. Бакуля. – Київ, 2003. – 332 с.
2. *Огородников В. А. Энергия.* Деформации. Разрушение (Задачи автотехнической экспертизы). : Монография / В. А. Огородников, В. Б. Киселев, И. О. Сивак. – Винница : Универсум-Винница, 2005. – 204 с.

УДК 629.3.027.1

Лиходій О.С., Малий В.М., Костенко О.С.

ДВНЗ «Придніпровської державної академії будівництва та архітектури»

ЗАСТОСУВАННЯ СУЧАСНИХ САПР ДЛЯ КОНСТРУЮВАННЯ СКЛАДАЛЬНИХ ОДИНИЦЬ ЛАНОК СІДЕЛЬНОГО АВТОПОЇЗДА

Вступ. Становлення класичної механіки починається з праць Архімеда та закінчується законами механіки Ісаака Ньютона, до теперішнього часу усі сформульовані положення залишаються актуальними. Тому, основними напрямками наукових досліджень залишається удосконалення моделювання систем з метою збільшення точності та зменшення часу на розрахунки, що можливо за рахунок удосконалення математичної моделі та розробки більш досконалих комп'ютерних програм. Для дослідження цього питання вибрані наступні програмні комплекси: SolidWorks, ANSYS, ADAMS та MatLab, які є популярними у всьому світі.

Складність конструювання складальних одиниць для колісних транспортних засобів викликана як складною геометрією деталей, так і взаємодією окремих різних за природою підсистем (механічних, гідравлічних, електричних, електронних, пневматичних), об'єднаних в одному вузлі. Так, для перевірки міцності, жорсткості та стійкості як окремих деталей, так і складальних одиниць у цілому на стадії проектування [1] реальна конструкція вузла заміняється спрощеною розрахунковою моделлю. Такі розрахунки можуть бути використані для попереднього визначення геометричних та фізичних параметрів окремих деталей складальних одиниць. Для знаходження раціональної форми деталей, як правило, використовується метод кінцевих елементів [2], який є доцільним тільки для статичних розрахунків. Для визначення кінематичних та динамічних параметрів механічної системи можуть бути використані такі програмні комплекси, як ANSYS та MatLab. До того ж, останній програмний комплекс як найкраще підходить до засобу вирішення питань алгоритмізації

керування механічними системами, що є актуальним при розробці автономних колісних транспортних засобів.

Мета. Оцінити ефективність конструювання складальних одиниць колісних транспортних засобів за допомогою сучасних програмних комплексів таких як SolidWorks, ANSYS, ADAMS та MatLab.

Основна частина. На рис. 1 запропонована схема послідовності конструювання будь-якої складальної одиниці механічної системи. Спочатку виконується конструювання твердотільної моделі складальної одиниці в середовищі SolidWorks з подальшим кінцевоелементним аналізом у додатку SolidWorks Simulation для визначення параметрів міцності. Коли умови міцності досягнуті, за допомогою додатку SolidWorks Motion розроблена модель експортується з розширенням .adm у пакет для моделювання кінематики та динаміки системи (MSC ADAMS). Експортована в ADAMS модель включає всі взаємозв'язки та залежності між компонентами, які були раніше прийняті в SilidWorks. Проте ці зв'язки є жорсткими, та ADAMS дозволяє замінити їх пружними зв'язками там, де вони в значній мірі можуть впливати на загальну поведінку динамічної системи. Прикладами таких зв'язків може бути підшипникове з'єднання, контакт шини з дорогою або моделювання гумово-металічних втулок. Окремо від цього проводиться моделювання системи керування з використанням додатку Simscape програмного комплексу MatLab із розробкою логічного блоку у додатку StateFlow. Наступним етапом являється інтегрування Simulink-моделі в середовище ADAMS. На початку використовується додаток ADAMSControls в якому вказуються всі вхідні і вихідні параметри в динамічну модель. Прикладом вихідного сигналу можуть бути кути повороту коліс, а вхідного сигналу – сила на штокові гідроциліндра.

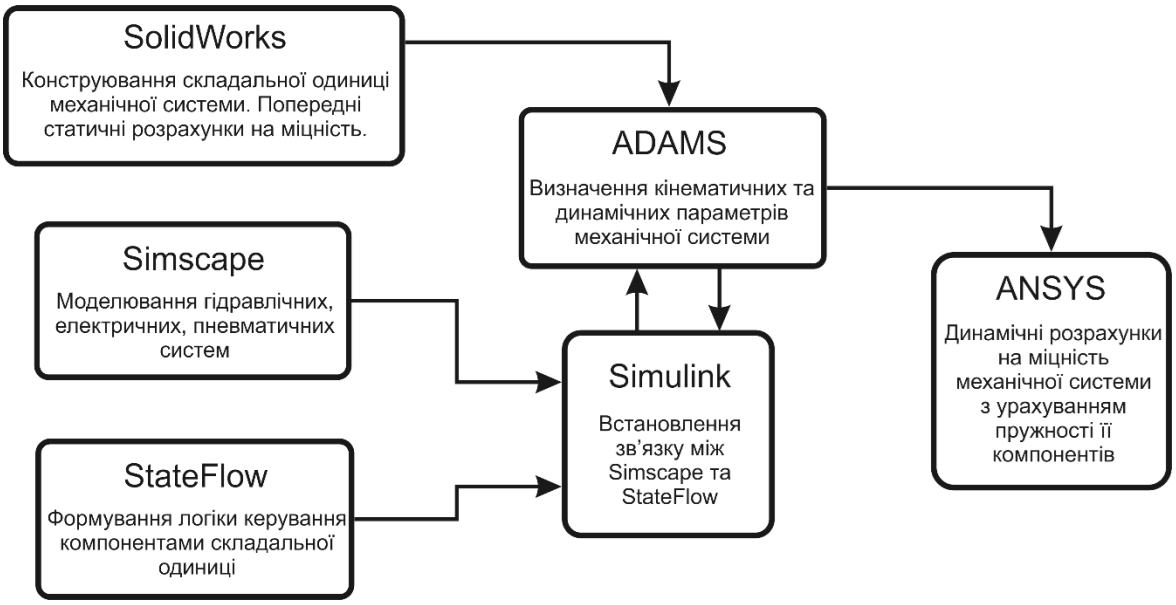


Рис. 1. Структура програмних комплексів для знаходження раціональних параметрів механічної системи

Далі ці параметри конвертується у Simulink-модель. Після виконання спільних розрахунків у Simulink автоматично створюється динамічна бібліотека – файл з розширенням .dll. Отриманий файл підключається до моделі в ADAMS і в режимі реального часу здійснюється керування системою за розробленим алгоритмом. Після виконання симуляції є доцільним виконати детальний розрахунок на міцність за навантаженнями, отриманих у динаміці. Для цього, з ADAMS експортується модель у програми кінцевоелементних розрахунків. В даному дослідженні використовується кінцевоелементний комплекс ANSYS, де є змога виконати оптимізацію конструкції деталей складальної одиниці.

В якості прикладу розглянемо моделювання керованого моста для напівпричепу з комбінованою балкою, основна концепція компонування якої розглянута у [3]. Після розробки конструкції комбінованої балки моста, перевіряємо її на предмет відповідності умовам міцності у програмному пакеті SolidWorks (рис. 2), послідовність виконання цих дій описано у [4]. Наступним етапом, у програмі MatLab за розробленою методикою [5] визначили раціональні параметри кермової трапеції, а у програмі Simulink/Simscape здійснили вибір компонентів гідравлічного приводу керування поворотом коліс. Для управління роботою апаратів гідравлічного приводу керування поворотом коліс у програмі Simulink/StateFlow розроблено логічний блок. Надалі, отримані параметри експортуються до програмного комплексу ADAMS, де виконуються відповідні розрахунки, результати яких експортуються до програмного комплексу ANSYS, де зазначена модель керованого моста знову розбивається на кінцеві елементи, моделюються шворневі вузли та рухомі шарніри. Модель перевіряється на предмет виконання умов міцності.

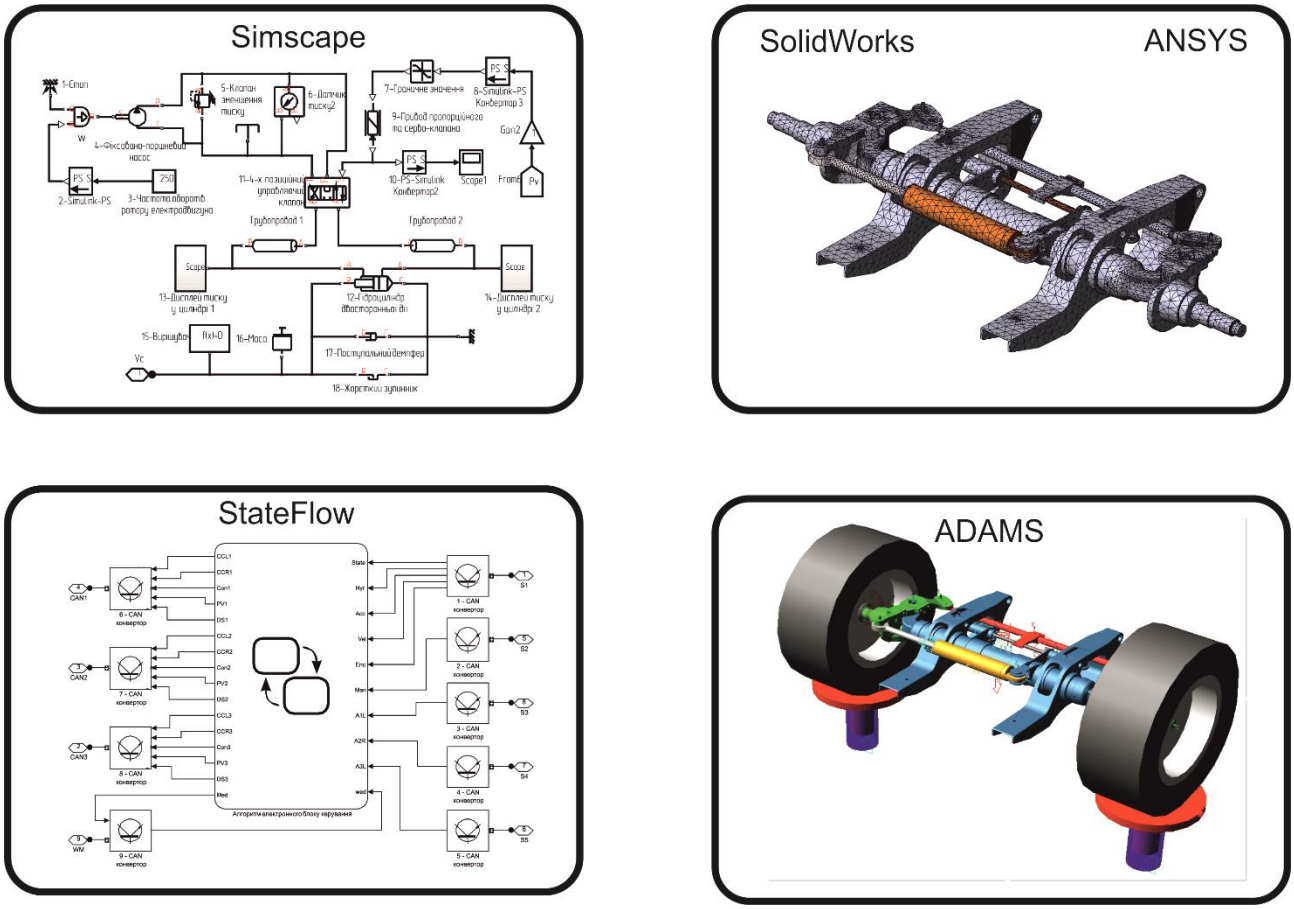


Рис. 2. Приклади реалізації підсистем керованого моста в різних програмних комплексах

Після розробки конструкції керованого моста для напівпричепу її параметри можна використовувати для розробки імітаційної моделі (рис. 3) у програмі Simulink/Simscape з метою дослідження параметрів руху автопоїзда.

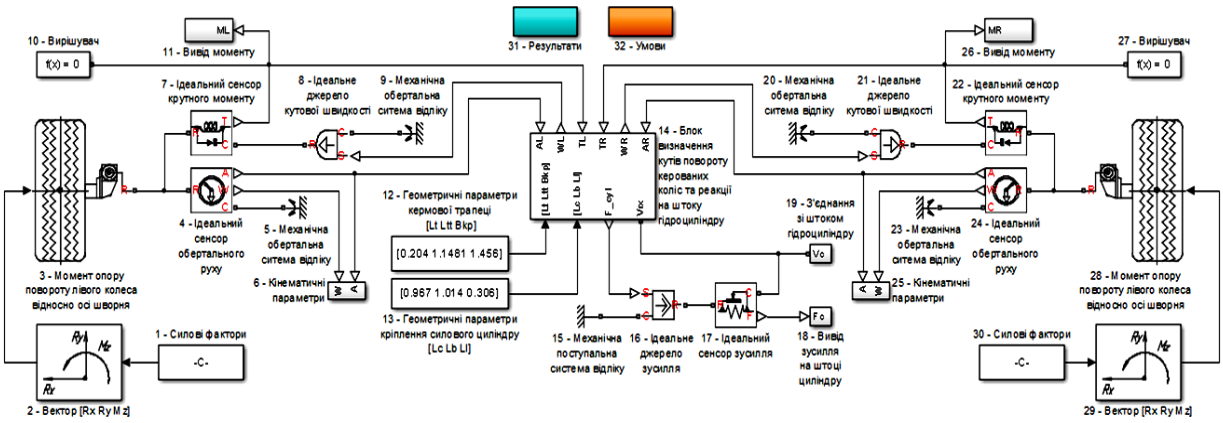


Рис. 3. Імітаційна модель керованого моста напівпричепу

Ця модель складається із блоків формування моментів опору повороту керованих коліс відносно шворнів (блоки 1-3, 28-30); блоків похідних параметрів (блоки 12, 13, 32) та блоку визначення кінематичних та динамічних параметрів системи (блок 14). Зазначений блок надалі з'єднується з блоком визначення кінематичних та динамічних параметрів автопоїзда.

Послідовність розрахунків імітаційної моделі наступна. При збільшені тиску у відповідному об'ємі гідроциліндру шток починає рух тоді, коли сила на штокові перевищить сумарну силу опору, яка приведена від лівого та правого коліс до штоку. За цих умов визначається кут повороту лівого колеса, а кут повороту правого колеса визначається з використанням поліному [5]. Механізми отримання відповідних залежностей, використаних для складання Simscape-моделей розглянуті у [5]. Рух штоку продовжується до моменту забезпечення максимального кута повороту внутрішнього колеса.

Висновки. Запропонована послідовність конструювання складальних одиниць колісних транспортних засобів з використанням таких програмних продуктів як: SolidWorks, ANSYS та ADAMS у поєднанні з такими додатками до програмного комплексу MatLab як: Simulink, Simscape, StateFlow. Ефективність запропонованого методу доведена прикладом конструювання керованого моста напівпричепу з комбінованою балкою.

Отримані параметри конструювання керованого моста у подальшому можуть бути використані при дослідженні механіки руху автопоїзда у цілому, а також визначена втомна міцність розробленої конструкції.

Список літератури

1. *Лукин П. П. Конструирование* и расчет автомобиля: Учебник для студентов втузов, обучающихся по специальности «Автомобили и тракторы» / П. П. Лукин, Г. А. Гаспарянц, В. Ф. Родионов. – М.: Машиностроение, 1984. – 376 с., ил.
2. *Проектирование* полноприводных колесных машин: В 2 т. Т. 2. Учебн. для вузов / Б. А. Афанасьев, Б. Н. Белоусов, Л. Ф. Жеглов и др.; Под общ. ред. А. А. Полунгяна. – М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2000. – 640 с.
3. *Пат. UA 114382* Україна, МПК B60B 35/04. Балка комбінованого моста для причіпних ланок автопоїзда / Лиходій О. С., Малий В. М. ; заявник та власник патенту ДВНЗ «Придніпровська державна академія будівництва та архітектури». – № u 201608642 ; заявл. 08.08.2016 ; опубл. 10.03.2017, Бюл. №5. – 4 с. : іл.
4. *Заяць Г. В. Особливості* конструювання балок мостів для автомобільних напівпричепів за допомогою CAD/CAE-пакета SOLIDWORKS / Г. В. Заяць, О. С. Лиходій, В. М. Малий // Новини інженерної науки Придніпров'я. – Дніпро : ДВНЗ «ПДАБА», 2016. – №1 (1). – С. 23-28.
5. *А. с. 68730* (Україна). Методика визначення геометричних параметрів трапецій для керованих мостів напівпричепів / О. С. Лиходій (Україна). – № 68730 ; заявл. 23.09.2016; зареєстр. 23.11.2016.

УДК: 531.314.2:621.9.06

Баганов Є.О. [1, 2], к.т.н., доц., Маломуж Т.В.[1], к.т.н., доц.

[1]Херсонський національний технічний університет
[2]Херсонська державна морська академія

ЗАСТОСУВАННЯ ВІРТУАЛЬНОГО ПОТЕНЦІАЛУ ДЛЯ АНІМАЦІЇ РУХУ СИСТЕМ ІЗ В'ЯЗЯМИ У СИСТЕМІ КОМП'ЮТЕРНОЇ МАТЕМАТИКИ MAPLE

Вступ. Формоутворюючі рухи виконавчих органів просторових механізмів сучасного технологічного обладнання інколи можуть бути визначені тільки шляхом математичного моделювання. Така ситуація має місце, наприклад, для верстатів паралельної структури, які не мають матеріальних координатних напрямних (триподи, гексаподи, ножиці), а тільки віртуальні [1]. Проблема моделювання руху всіх рухомих ланок, вузлів та агрегатів постає також під час прогнозування необхідних функціональних можливостей компоновки верстатів і забезпечення їх технічних характеристик на ранніх стадіях проектування [2]. Візуалізація та анімація рухів просторових механізмів є підґрунтям до оптимізації їх структури.

Розробка гнучких програмних комплексів розрахунку просторових механізмів потребує автоматичного генерування вихідної системи рівнянь, що враховує закони динаміки, інерційність та геометричні в'язі компонентів механізмів. Така ситуація вимагає алгоритмічного синтезу математичної моделі просторового механізму з точки зору його формального опису та наступної обробки цієї інформації.

Одним з підходів до спрощення алгоритму синтезу вихідної системи рівнянь на основі різних типів просторових в'язів є використання віртуального потенціалу, ідея якого і результати первинного тестування наведені у [3, 4]. Цей метод дозволяє спрощувати формалізм опису сили реакції як голономних, так і неголономних в'язей вводячи їх віртуальний потенціал (ВП), який потім використовується у побудові функції Лагранжа системи.

Мета дослідження. Метою дослідження є визначення можливості застосування ВП для візуалізації та анімації рухів просторових механізмів на базі системи комп'ютерної математики (СКМ) Maple, яка має вбудовані чисельні алгоритми розв'язання систем диференційних рівнянь, можливість створення графічних об'єктів та процедури анімації.

Викладення основного матеріалу дослідження. Основна ідея застосування ВП полягає у тому, що сили реакції в'язів замінюються віртуальним потенціалом в'язів [3, 4], який, наприклад, для голономних утримуючих в'язів може бути описаний у вигляді

$$V(x, y, z, t) = \frac{1}{\delta(f(x, y, z, t))}, \tag{1}$$

де $f(x, y, z, t) = 0$ – рівняння утримуючої в'язі;

$\delta(x)$ – дельта функція.

Неутримуючі в'язі (обмежуюча поверхня, трос) є характерними представниками неголономних в'язів, віртуальний потенціал яких може бути описаний як

$$V(x, y, z, t) = \frac{1 \pm \mathbf{sign}(f(x, y, z, t))}{2\delta(f(x, y, z, t))}, \tag{2}$$

де $\mathbf{sign}(x)$ – функція знаку:

$$\mathbf{sign}(x) = \begin{cases} -1, & x < 0; \\ 0, & x = 0; \\ 1, & x > 0. \end{cases}$$

а знак ± визначає, з якого боку від поверхні, що задана рівнянням $f(x, y, z, t) = 0$, знаходиться дозволена для руху частина простору.

При наявності у системі n_1 в'язів типу (1) та n_2 в'язів типу (2), ВП описується функцією:

$$V(x,y,z,t)=\sum_{i=1}^{n_1}\frac{1}{\delta(f_i(x,y,z,t))}+\sum_{i=n_1+1}^{n_1+n_2}\frac{1\pm\mathbf{sign}(f_i(x,y,z,t))}{2\delta(f_i(x,y,z,t))} \tag{3}$$

Відповідно, функція Лагранжа механічної системи

$$L=\frac{1}{2}\sum_{i=1}^{M}m_i\left(\dot{x}_i^2+\dot{y}_i^2+\dot{z}_i^2\right)-\left(V(x,y,z,t)+U(x,y,z,t)\right) \tag{4}$$

де $U(x,y,z,t)$ являє собою сумарну потенціальну енергію системи в полі потенціальних сил.

Кінцеву систему диференційних рівнянь, що описує динаміку просторового механізму, можна отримати підстановкою функції Лагранжа у рівняння Ейлера, що складені по всім N ступеням вільності [5]:

$$\begin{cases}\dfrac{d}{dt}\dfrac{\partial L}{\partial \dot{x}_j}-\dfrac{\partial L}{\partial x_j}=Q_{X_j},\\ \dfrac{d}{dt}\dfrac{\partial L}{\partial \dot{y}_j}-\dfrac{\partial L}{\partial y_j}=Q_{Y_j}, \qquad j=1,\dots,N\\ \dfrac{d}{dt}\dfrac{\partial L}{\partial \dot{z}_j}-\dfrac{\partial L}{\partial z_j}=Q_{Z_j}.\end{cases} \tag{5}$$

де Q_{ij} – компоненти результуючої узагальнених непотенціальних сил, які діють на систему.

Для визначення можливості візуалізації та анімації рухів просторових механізмів було обрано систему (рис. 1), яка складається із розташованого у точці А (0, 0, 0) сферичного шарніру з невагомим штоком довжиною R_1=2 м. На кінці штоку розташована кулька маса m_1 =1 кг та радіусом 0,1 м. До цієї маси прикріплений м'який трос, що не тягнеться, довжиною H = 1 м. На іншому кінці тросу знаходиться інша кулька масою m_2 = 2 кг і діаметром 0,1 м. Система знаходиться у циліндрі, вісь якого співпадає з віссю oz. Радіус циліндра R = 1 м. У початковий момент часу система має вертикальне положення, а швидкості мас, відповідно v_1(3,5;-3,5;0) і v_2(2;0;2).

Циліндр і трос є неутримуючими неголономними в'язями, шток із шарніром – утримуючою голономною в'яззю.

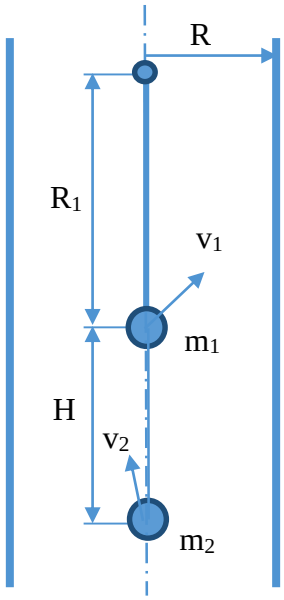


Рис. 1. Початкова геометрія системи

Відповідно до (1) ВП сферичного шарніру з центром у точці (x_0, y_0, z_0) з невагомим штоком довжиною L: $$V(x,y,z)=\frac{1}{\delta\left((x-x_0)^2+(y-y_0)^2+(z-z_0)^2-L^2\right)}$$

Відповідно до (2):

- обмежуюча поверхня циліндра (рух зсередини) радіусом R, вісь вертикальна і проходить через точку (x_0, y_0, z_0):

$$V(x,y,z,t)=\frac{1+sign\left((x-x_0)^2+(y-y_0)^2-R^2\right)}{2\delta\left((x-x_0)^2+(y-y_0)^2-R^2\right)}$$

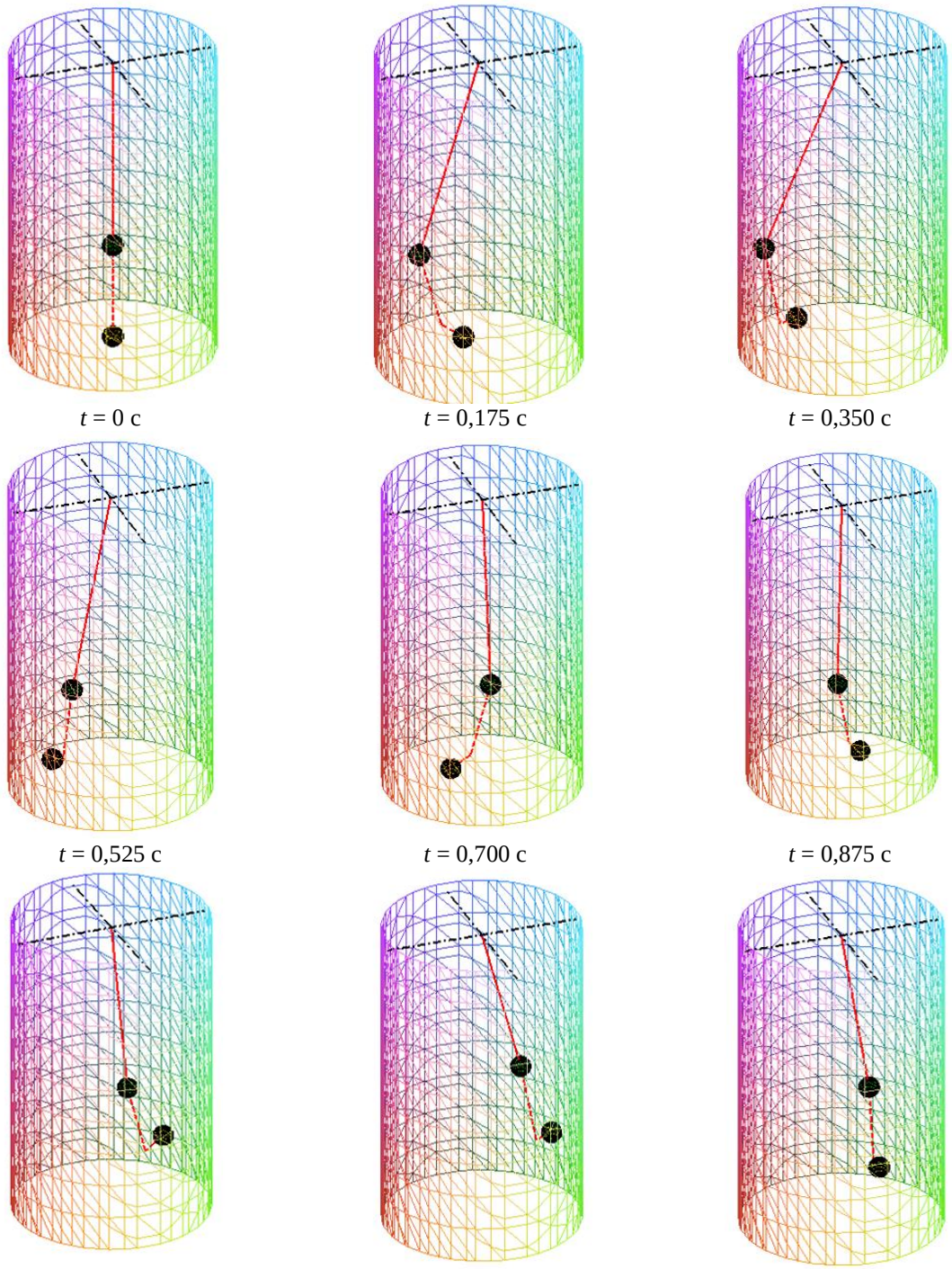


Рис. 2. Фрейми анімацій при різних значеннях часу процесу

- обмежуюча неутримуюча в'язь, що створюється тросом, закріплена у точці (x_0, y_0, z_0):

$$V(x,y,z,t)=\frac{1+sign\left((x-x_0)^2+(y-y_0)^2+(z-z_0)^2-R^2\right)}{2\delta\left((x-x_0)^2+(y-y_0)^2+(z-z_0)^2-R^2\right)}$$

Тоді, відповідно до (4), для даної системи, з урахуванням радіусів кульок r, функція Лагранжа має вигляд

$$\begin{aligned}L=&\frac{1}{2}m\left(\dot{x}_1^2+\dot{y}_1^2+\dot{z}_1^2\right)+\frac{1}{2}m\left(\dot{x}_2^2+\dot{y}_2^2+\dot{z}_2^2\right)-\left(\frac{1+sign\left((x_1)^2+(y_1)^2-(R-r)^2\right)}{2\delta\left((x_1)^2+(y_1)^2-(R-r)^2\right)}+\right.\\&+\frac{1+sign\left((x_2)^2+(y_2)^2-(R-r)^2\right)}{2\delta\left((x_2)^2+(y_2)^2-(R-r)^2\right)}+\frac{1}{\delta\left((x_1)^2+(y_1)^2+(z_1)^2-R_1^2\right)}+\\&\left.+\frac{1+sign\left((x_1-x_2)^2+(y_1-y_2)^2+(z_1-z_2)^2-H^2\right)}{2\delta\left((x_1-x_2)^2+(y_1-y_2)^2+(z_1-z_2)^2-H^2\right)}+m_1gz_1+m_2gz_2\right)\end{aligned} \tag{6}$$

Рівняння Ейлера:

$$\frac{d}{dt}\frac{\partial L}{\partial \dot{x}_{i\,j}}-\frac{\partial L}{\partial x_{i_j}}=0,\ i=\overline{1,3};\ j=\overline{1,2} \tag{7}$$

У формулі (7) індекс i відповідає координаті x, y або z, індекс j – номеру тіла з масою. Розв'язання системи рівнянь (7) з початковими умовами, описаними вище, було проведено у СКМ Maple 15. За результатами розв'язання побудовано анімацію руху системи, фрейми якої у обрані моменти часу наведено на рис. 2.

Основною особливістю запропонованого підходу є адитивне алгоритмічне конструювання функції Лагранжа механічної системи в залежності від її компоновки на основі ВП в'язів системи і подальше застосування однотипних рівнянь Ейлера. Це значно спрощує процес формалізації і створення вихідної системи рівнянь, порівняно із традиційними підходами. Зазначена алгоритмічність визначає потенціал запропонованого підходу щодо створення на його основі САПР механічних систем з можливістю анімації.

Висновки. Застосування віртуального потенціалу для створення вихідної системи рівнянь у СКМ Maple надає можливість проводити візуалізацію та анімацію руху просторових механізмів із різними типами в'язів. Зазначено, що особливості формалізму дозволяють алгоритмізувати процес створення вихідної системи рівнянь, що потенціально може бути використано для розробки САПР просторових механізмів.

Список літератури

1. *Кузнєцов Ю.М. Візуалізація* формоутворюючих рухів механізмами паралельної структури у верстатах нових компоновок / Ю.М. Кузнєцов, Д.О. Дмитрієв // Вісник Тернопільського державного технічного університету. – Тернопіль:ТДТУ, 2008.-№1, Том 13. - С. 61-70.
2. *Кузнєцов Ю.М. Компоновки* верстатів з механізмами паралельної структури. Монографія. / Ю.М. Кузнєцов, Д.О. Дмитрієв, Г.Ю. Діневич – Херсон: ПП Вишемирський, 2009. – 456 с.
3. *Баганов Є.О. Застосування* віртуального потенціалу для моделювання просторових механізмів із в'язями / Є.О. Баганов, Ю.М. Бардачов, С.А. Русанов // Вісник Херсонського національного технічного університету. – 2016. – 1(56).– С. 146 – 153.
4. *Баганов Є.О. Застосування* віртуального потенціалу для моделювання руху у системах із в'язями/ Є.О. Баганов, Н.Л. Дон // Матеріали Міжнародної науково –практичної конференції "Сучасні технології промислового комплексу". – Херсон, 2016. – С. 241-244
5. *Іро Г. Класична* механіка/ Г. Іро. – Львів: ЛНУ ім.. І. Франка, 1999. – 464 с.

УДК 621.791.75.04

Бережная Е.В., к.т.н., докторант

Национальный технический университет Украины «КПИ»

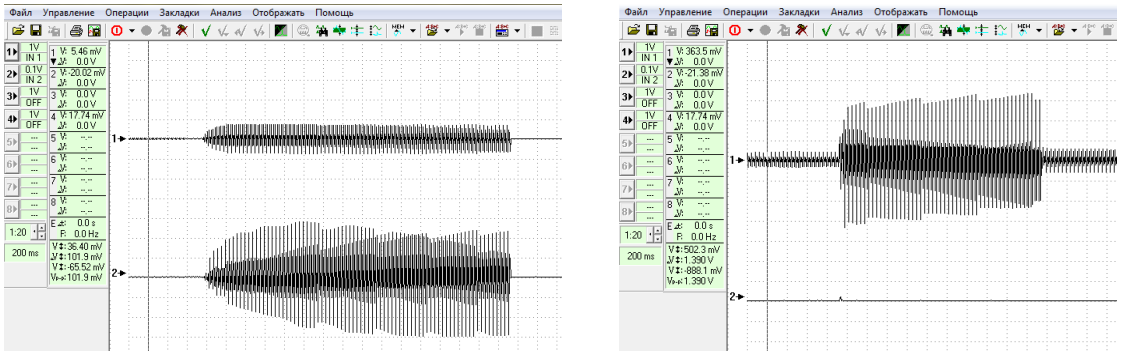
ПОВЫШЕНИЕ НАДЕЖНОСТИ ДЕТАЛЕЙ МЕТОДОМ КОМБИНИРОВАННОЙ ОБРАБОТКИ ПОВЕРХНОСТИ

Для восстановления и упрочнения быстроизнашивающихся узлов широкое применение находят электроконтактные способы нанесения покрытий. Однако технологические возможности таких методов обработки ограничены рядом недостатков: наличием трещин, выкрашиванием наплавленного слоя вследствие низкой прочности сцепления покрытия с основным металлом при наплавке на оптимальных режимах, а также возникновением остаточных напряжений в зоне сплавления покрытия с поверхностным слоем изделия (при наплавке стальных лент и порошковых покрытий остаточные напряжения составляют порядка 0,7-0,8 предела текучести материала покрытия) [1-4]. В этой связи целесообразно применение технологий комбинированной обработки поверхности, включающих предварительное нанесение технологического слоя, имеющего температуру плавления ниже температуры плавления функционального слоя и повышающего адгезионную активность наплавляемого материала при электроконтактной наплавке на более мягких режимах [5-7].

Целью работы является разработка комбинированной технологии упрочнения поверхности деталей с целью повышения их усталостной прочности за счет минимизации возникающих остаточных напряжений.

Процесс комбинированной обработки поверхности включает следующие операции: предварительная обработка поверхности изделия; нанесение технологического слоя; электроконтактная наплавка функционального слоя. При нанесении покрытий небольшой толщины на плоские поверхности, детали сложной формы, а также цилиндрические поверхности применяют дробеструйную обработку, которой подвергались образцы цилиндрических деталей из стали 45 диаметром 50 мм. Обработку производили с использованием корундовой крошки при давлении сжатого воздуха 0,4-0,6 МПа. После дробеструйной обработки детали обдували сухим сжатым воздухом для удаления частиц абразива с поверхности. Нанесение технологического слоя выполняли методом газотермического напыления, позволяющего минимизировать нагрев обрабатываемой детали при сохранении особенностей структуры и свойств материала. Для напыления применяли самофлюсующийся гранулированный порошок на основе никелевого сплава ПТ-19Н-01, содержащего Fe, что благоприятно влияет на адгезию покрытия к стали в условиях скоротечности процесса электроконтактной наплавки [8]. Сплав выбранного состава обладает минимальным сопротивлением деформированию при рабочей температуре и позволяет снизить температуру, требуемую для оплавления функционального слоя. Тепловое воздействие на деталь при газопламенном напылении составляет порядка 150-350°С. Дистанция напыления при газопламенной обработке определяет скорость и температуру напыляемой частицы, а также скорость нагрева поверхности детали. Поэтому, для снижения термического воздействия на образцы, напыление самофлюсующихся твердых сплавов проводили на расстоянии 200 мм со скоростью перемещения распылителя 0,035 м/мин, давлением кислорода и природного газа 0,5 и 0,07 МПа соответственно, а также со скоростью вращения образца 10 об/мин. На поверхность цилиндрических деталей наносили технологический слой толщиной 50 мкм. Непосредственно после нанесения технологического слоя производили электроконтактную наплавку ленты из стали 45 толщиной 0,5 мм на режиме: P =1,5 кН; $I_н$ = 6,5 кА; $t_и$ = 0,06с, время паузы составляет 0,1 с. На идентичных режимах производили наплавку лентой того же типа на цилиндрические образцы без предварительного нанесения технологического слоя [9]. Применяли электроконтактную машину шовного типа для роликовой сварки МШ-2201 с номинальной силой

сварочного тока 9 кА и максимальным усилием сжатия 6,8 кН. Осциллограммы тока фиксировали с помощью преобразователя напряжения измерительного Е14-140, представляющего собой внешний модуль АЦП/ЦАП на шину USB 2.0 с выходами для аналогового и цифрового сигнала и предназначенного для реализации задач с обратной связью и первичной обработкой сигналов. Мониторинг, запись и анализ регистрируемых данных производили при помощи программного обеспечения UsbOscilloscope (версия 3.1.2.8). Полученные осциллограммы процесса электроконтактной наплавки свидетельствуют о более равномерном протекании процесса наплавки с плавным нарастанием импульса сварочного тока и обеспечением формирования функционального слоя без выплесков и несплавлений при комбинированной обработке поверхности (рис.1, а), что связано с предварительным активированием поверхности и возможностью протекания процесса электроконтактной наплавки на более мягких режимах без отслоения покрытий при охлаждении. Детали, не прошедшие комбинированную обработку, при наплавке на таких режимах демонстрируют характерную осциллограмму несплавления (рис.1, б).

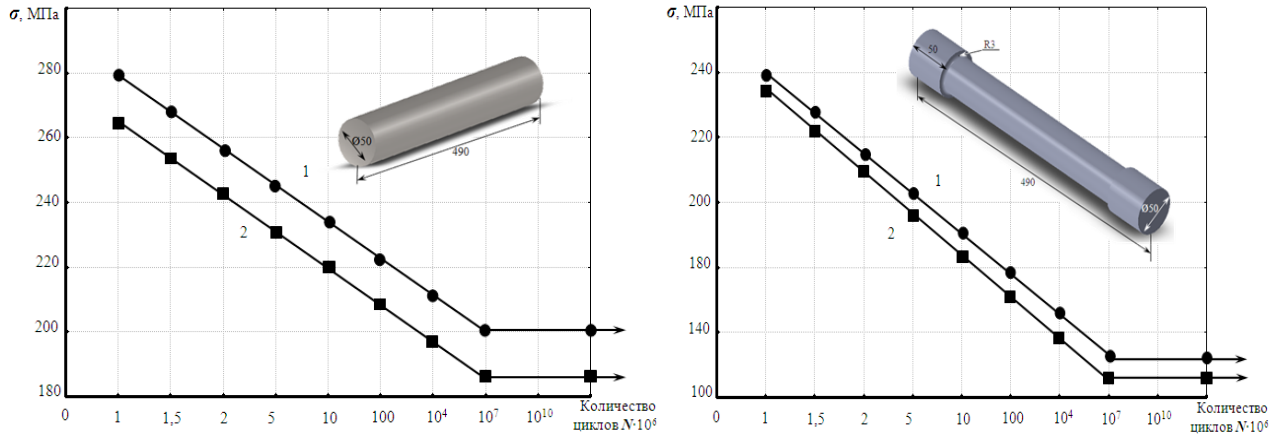


а) б)

Рис.1 – Осциллограммы процесса электроконтактной наплавки после комбинированной обработки (а) и без предварительного активирования поверхности (б)

Оценку качества формируемого покрытия производили с помощью стандартных методик: определение ударной вязкости, исследование прочности сцепления покрытия на срез, определение усталостной прочности образцов. Испытания образцов на ударную вязкость показали, что при комбинированной обработке поверхности результаты на 19% превышают значения, полученные для образцов, наплавленных без технологического слоя, и составляют 32,5 Дж/см^2. Исследования остаточных напряжений свидетельствуют, что после проведения электроконтактной наплавки в функциональном слое действуют неблагоприятные растягивающие остаточные напряжения. Нанесение технологического слоя позволяет уменьшить их величину за счет снижения и более равномерного распределения термического воздействия на зону сплавления, что также предотвращает появление структурных концентраторов напряжений. Так, остаточные напряжения в покрытии без комбинированной обработки достигают 0,78$\sigma_т$ материала покрытия, а с использованием технологического слоя снижаются на 37% и составляют в среднем 0,29 $\sigma_т$. Для определения прочности сцепления технологического слоя применяли образцы, на центральную часть которых наносили покрытие толщиной 0,05 мм. Часть образца без покрытия входит в матрицу, при вдавливании в которую под действием касательных напряжений происходит отрыв покрытия. Величину прочности сцепления при сдвиге определяли как соотношение усилия срезающей нагрузки к площади цилиндрической поверхности. Аналогичным образом проверяли прочность сцепления с поверхностью изделия функционального слоя, нанесенного комбинированной обработкой. Результаты испытаний составили 105,3МПа для технологического слоя и 383 МПа – для покрытия в целом. Образцы испытывали на усталость при переменном изгибе в одной плоскости. Испытаниям подвергались гладкие образцы и со ступенчатым переходом. Результаты усталостных испытаний показали

незначительное снижение усталостной прочности наплавленных деталей, по сравнению с исходными образцами (рис.2, 3).



а) б)

Рис.2 – Результаты усталостных испытаний цилиндрических образцов из стали 45 без концентратора напряжений (а) и с концентратором напряжений (б) в исходном состоянии (1) и наплавленных по комбинированной технологии (2)

Среднее значение твердости напыленного слоя до проведения этапа электроконтактной наплавки составило 35HRC, а твердость функционального слоя после комбинированной обработки поверхности находится в пределах 42-45 HRC.

Установлено, что эффективным направлением повышения долговечности и эксплуатационной стойкости деталей является метод комбинированной обработки поверхности изделия, обеспечивающий интенсификацию процесса наплавки за счет предварительного активирования поверхности детали с помощью нанесения технологического слоя. Применение комбинированной технологии нанесения покрытий позволяет уменьшить термомеханическое воздействие на деталь при повышении адгезионной стойкости покрытий, благодаря чему снижается уровень остаточных напряжений в зоне сплавления и повышается прочность сцепления функционального слоя с поверхностью изделия.

Список литературы

1. *Бурак П.И. Движущие* силы схватывания и образования процесса соединения поверхностей при электроконтактной приварке / П.И. Бурак // Международный технико-экономический журнал. – 2007. — № 4(4). – С. 33-37. – ISSN 1995-4646.
2. *Сайфуллин Р.Н. Восстановление* деталей машин электроконтактной приваркой металлопорошковых композиций / Р.Н. Сайфуллин // Техника в сельском хозяйстве. – 2008. – №2. – С. 26-28. – ISSN 0131-7105.
3. *Сайфуллин Р.Н. Восстановление* деталей электроконтактной приваркой порошковой проволоки / Р.Н. Сайфуллин // Механизация и электрификация сельского хозяйства. – 2009. – №1. – С. 27-28. – ISSN 0206-572X.
4. *Бурак П. И. Влияние* промежуточного слоя на свойства покрытия из стали 50ХФА, полученного электроконтактной приваркой / П. И. Бурак, Р. А. Латыпов // Сварочное производство. 2011. - № 2. – С. 20-24. – ISSN 0491-6441.
5. *Бережная Е.В. Нанесение* защитных покрытий порошковыми материалами: монография / Е.В. Бережная, П.А. Гавриш, Э.П. Грибков // Краматорск: ДГМА. – 2016. – 113с. – ISBN 978-966-379-690-1.
6. *Бережная Е.В. Электроконтактное* упрочнение слоя, нанесенного газотермическим напылением / Е.В. Бережная, Э.П. Грибков // Ресурсозберігаючі технології виробництва та обробки тиском матеріалів у машинобудуванні. – 2014. – №1. – С. 173-180.
7. *Бережная Е.В. Повышение* ресурса работы технологического оборудования литейных цехов комбинированной обработкой / Е.В. Бережная // Перспективные технологии, материалы и оборудование в литейном производстве: V международная научно-техническая конференция. - Краматорск: ДГМА. – 21-25 сентября 2015. – С. 30-32.
8. *Люшинский А. В. Критерии* выбора промежуточных слоев при диффузионной сварке разнородных материалов // Сварочное производство. 2001. -№ 5. - С. 40-43. - ISSN 0491-6441.
9. *Бурак П. И. Программа* для оценки режимов электроконтактной приварки / П. И. Бурак // Труды ГОСНИТИ. 2011. - Т. 108. -С. 257-259.-ISSN 0131-9299.

УДК 621.7.04

Гридин А.Ю.[1], д.т.н., Огинский И.К.[1], д.т.н., Шапер М.[2], др-инж. хабил., проф.

1 – Национальная металлургическая академия Украины
2 – Университет г. Падерборн Германия

ОБОРУДОВАНИЕ ДЛЯ ИССЛЕДОВАНИЯ ПРОЦЕССА ВАЛКОВОЙ РАЗЛИВКИ-ПРОКАТКИ

Валковая разливка-прокатка является наиболее перспективным и эффективным процессом производства металлического плоского проката. Вместе с тем, процесс продолжает оставаться недостаточно изученным и раскрытым в части сведений о комплексном влиянии основных технологических параметров на свойства металла: изменение температуры жидкого металла в ходе кристаллизации и деформации, взаимосвязи скорости вращения валков и протяженности зоны кристаллизации-деформации, влияния толщины полосы и диаметра валков на закономерности формирования зоны деформации, выявление фактического относительного обжатия металла и его участия в формировании его свойств. Имеются также неизученные вопросы, относящиеся к контактному взаимодействию металла с валками, оборудованию и другие. Основными методами изучения процесса продолжают оставаться математическое и физическое моделирование. Современные программные средства на сегодняшний день являются недостаточно адаптированными для решения задач валковой разливки-прокатки, поскольку в них в недостаточной степени участвуют параметры, которые могут быть получены только эмпирическим путем. Для их получения необходимым становится проведение экспериментальных исследований. Необходимость в проведении экспериментальных исследований возникает и для проверки полученных теоретических зависимостей, например, энергосиловых параметров, в первую очередь, силы и момента прокатки.

Целью работ стало создание оборудования для проведения экспериментальных исследований, направленных на всестороннее изучение процесса валковой разливки-прокатки.

Для реализации поставленной цели был выполнен анализ существующих аналогов, в том числе, выполненных ранее авторских разработок. В части выбора концепции оборудования участвовало несколько критериев: технологическая гибкость и эксплуатационная мобильность, возможность развития и создания новых процессов на основе базового, оснащенность средствами контроля, управления, регулирования, регистрации и обработки информации, использование современной измерительной техники. В соответствии с последними признаками важным условием становится доступность для прямого визуального наблюдения в одних случаях или для дистанционной видеорегистрации – в других. Это нашло свое отражение в конструкции основного и вспомогательного оборудования.

Основным технологическим инструментом процесса валковой разливки прокатки являются водоохлаждаемые валки. Анализ известного промышленного и экспериментального оборудования позволил установить, что в мировой практике сформировались некоторые достаточно общие подходы в части их конструкции. Используются составные валки, в радиально-периферийных участках которых выполнены отдельные каналы для подачи охлаждающей жидкости. В результате образуются чередующиеся полые и сплошные зоны в теле валка. Чередование охлаждаемых и неохлаждаемых зон валков приводит к неравномерности тепловых условий их работы и – в неблагоприятных случаях – к искажению их геометрии от действия термических напряжений. Кроме того, каналы ограниченных размеров в корпусе валка способствуют повышению нагрева охлаждающий воды [1, 2].

Последнее приводит к повышению общего уровня температуры валков и снижает эффективность теплоотбора от расплавленного металла через инструмент в охлаждающую жидкость.

Названные особенности, а также ряд других были учтены и положены в основу концепции комплекса, который включает два основных технологических агрегата – установку (клеть) валковой разливки-прокатки и прокатный стан. Подобная компоновка стала достаточно традиционной в мировой практике. Разработанная установка валковой разливки-прокатки представляет собой рабочую клеть дуо [3], которая имеет возможность находиться в двух базовых положениях – с горизонтальным расположением плоскости осей рабочих валков (рис. 1) и с вертикальным. Кроме двух названных положений клеть может занимать любое другое промежуточное.

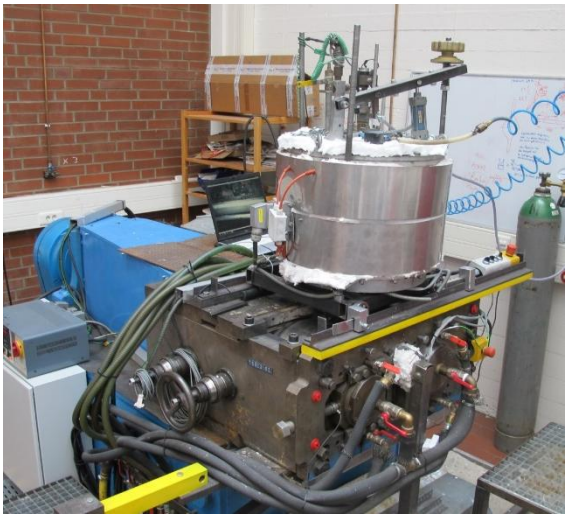


Рис. 1. Установка валковой разливки-прокатки, оснащенная плавильной печью, с подачей материала в вертикальной плоскости

В проводимых исследованиях основным было горизонтальное положение клети (рис.1) и ,соответственно, с вертикальной подачей разливаемого материала. Установка оснащена плавильной печью, расположенной непосредственно над рабочей клетью (рис. 1).

Основу установки валковой разливки-прокатки составляют водоохлаждаемые валки. В выполненных разработках были приняты во внимание особенности существующих конструкций и в новом исполнении водоохлаждаемая поверхность валка получила максимальную протяженность – вся ее внутренняя поверхность приобрела возможность иметь контакт с охлаждающей жидкостью. Тем самым, наряду с равномерным охлаждением созданы условия интенсификации теплоотбора рабочей поверхности валков. Общий вид валка на основе указанного подхода представлен на рис. 2. Описание конструкции и назначения других элементов рабочего валка приведены в работе [3].

Второй агрегат технологического комплекса, - прокатный стан,- предназначен для работы в тандеме с линией валковой разливки-прокатки, его основное технологическое назначение – улучшить качество полос. Качество в данном случае включает комплекс показателей в части структуры, механических свойств, точности геометрических размеров готового продукта и в некоторых случаях другие. Названные показатели в значительной мере диктуют требования к конструкции стана. Стан наряду с необходимыми прочностными характеристиками должен обладать достаточно высокой жесткостью. Кроме того, в некоторых случаях он должен иметь переменную жесткость в целом или отдельных его узлов. Стан одноклетьевой дуо, горизонтальный, кроме его основного предназначения в линии разливки-прокатки, позволяет выполнять дополнительно широкий круг технологических задач. При его

создании были использованы мировые и собственные аналоги. Среди клетей дуо в мировой практике (преимущественно, сортопрокатного производства) широкое применение получили бесстанинные предварительно-напряженные клети (ПНК). Наряду с сортопрокатным производством они используются на трубных станах в агрегатах продольной прокатки, хорошо себя зарекомендовали решения авторской разработки для горячей и холодной прокатки при редуцировании и производстве профильных труб [4]. Во всех случаях рабочие клети являются предварительно напряженными.

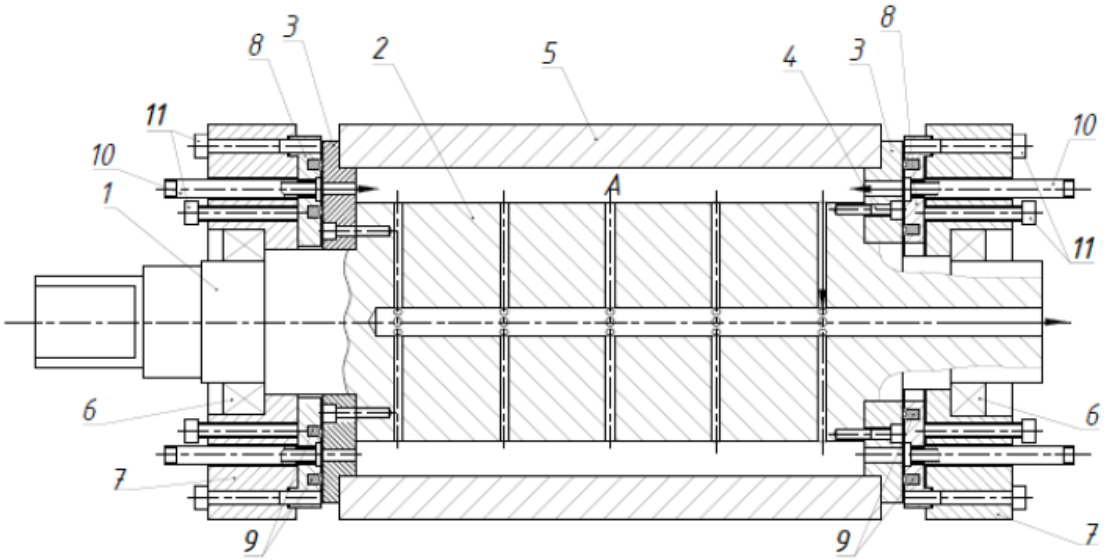


Рис. 2. Валок для валковой разливки-прокатки тонких металлических полос:
1 – опорная шейка валка; 2 – вал; 3 – ступенчатое кольцо; 4 –резьбовые элементы; 5 – бандаж; 6 – подшипник; 7 – подушка; 8 – фланец; 9 – кольцевое торцевое уплотнение; 10 – патрубок; 11 – элемент продольной регулировки фланца

Стан для экспериментальных исследований в комплексе с установкой валковой разливки-прокатки наряду с апробированными решениями включает одновременно конструктивно и функционально новые [5, 6]. Рабочая клеть, будучи бесстанинной предварительно-напряженной, имеет возможность использования двух видов нагружения – механическое и гидромеханическое. В первом случае для нагружения разработаны узлы и элементы специальной конструкции, способ используется для сравнительно небольших усилий нагружения – 150…200 кН. Рабочая клеть второго исполнения (с гидромеханическим нагружением) представлена на рис. 3.

Рис. 3. Рабочая клеть с узлом гидромеханического нагружения

Метод гидромеханического нагружения позволяет расширить верхнюю границу до 1000 кН. (Вообще говоря, верхняя граница нагружения не имеет физических ограничений, она вытекает из практической необходимости или целесообразности). Для реализации методов используются унифицированные узлы и элементы. Привод рабочей клети осуществляется от двух электродвигателей, каждый с регулируемым числом оборотов.

В состав комплекса входят вспомогательное оборудование и устройства: моталка, разматыватель, транспортирующие и удерживающие устройства, средства обезжиривания, нанесения шероховатости и некоторые другие. Технологический комплекс оснащен средствами контроля и регистрации технологических параметров.

Конструктивные решения выполнены на уровне изобретений и защищены патентами Украины [5, 6].

Технологический комплекс используется в университетах Германии – г. Ганновера и г. Падерборн.

Выводы

Разработан технологический комплекс для валковой разливки-прокатки. Комплекс включает два основных технологических агрегата – установку непрерывной валковой разливки-прокатки и одноклетьевой прокатный стан дуо. Установка имеет возможность изменения угла подачи расплава в диапазоне 0…90°. Конструкция водоохлаждаемых рабочих валков позволяет повысить эффективность теплоотбора. Рабочая клеть стана бесстанинная с двумя исполнениями предварительного нагружения – механическое и гидромеханическое. В состав комплекса входят вспомогательное оборудование и устройства: моталка, разматыватель, транспортирующие и удерживающие устройства, средства обезжиривания, нанесения шероховатости и некоторые другие. Комплекс оснащен средствами контроля и регистрации технологических параметров.

Список литературы

1. *Menet P.-Y.* Strip Casting Technology. A Key to Product Quality / P.-Y. Menet, F. Basson, K. Maiwald, R. Cayol // *Proc.* of Melt Quality Workshop. – Madrid, 2001. – P. 25–29.
2. *Georgi-Maschler T.* Ma.nahmen zur Produktivitatssteigerung an einer Aluminium-Bandgie.anlage / T. Georgi-Maschler // *Proceeding* of 28. Aachner Stahlkolloquium. – Aachen, 2013. – P. 187–196.
3. *Grydin O.Yu.* Experimental twin-roll casting equipment for production of thin strips / O.Yu. Grydin,Y.K. Ogins'kyy, V.M. Danchenko, F.-W. Bach // *Metallurgical* and Mining Industry. – 2010. – № 5 (2). – P. 348–354.
4. *Огинский И.К.,* ДанченкоВ.Н., Самсоненко А,А, Бояркин В.В./ *Процессы* деформации металла на основе многовалковых калибров: монография – Дніпропетровськ : «Пороги», 2011. – 355 с. – ISBN 978-617-518-161-4.
5. *Винахід*. Патент 104950 Україна, МПК (2006.01) B22D 11/06, B21B 27/03, B21B 27/08 Валок для валкової розливки-прокатки / *О.Ю. Гридін,* Й.К. Огинський, В.М. Данченко, О.М. Головко (Україна); заявл. 16.11.12; опубл. 25.03.14, Бюл. №6. – 6 с.
6. *Винахід*. Патент 113368 Україна, МПК (2006.01) B22D 11/06, B22D 11/06 Пристрій для валкової розливки-прокатки профільованих штаб / *О.Ю. Гридін*, Й.К. Огінський, С.В. Бондаренко, М. Шапер. Заявл. 04.01.2016. Опубл. 10.01.2017, Бюл. №1. – 4 с.

УДК 621. 43

Заренбін В.Г., д.т.н., проф., Колеснікова Т.М., к.т.н., доц.

Придніпровська державна академія будівництва та архітектури

МОДЕЛЮВАННЯ РОБОЧОГО ЦИКЛУ БЕНЗИНОВОГО БЕЗШАТУННОГО ДВИГУНА

Вступ. На сьогоднішній день важливим є питання покращення екологічних та економічних показників двигунів внутрішнього згоряння. Однак широке застосування бензинових двигунів неможливе без поліпшення показників робочого процесу. Рішенням даної проблеми є як модернізація двигунів внутрішнього згоряння так і розробка нових двигунів нетрадиційної конструкції. Для двигунів такого типу необхідна методика розрахунку параметрів робочого тіла в циліндрі бензинового двигуна.

На даний час є велика кількість різноманітних програм розрахунків робочого циклу двигунів внутрішнього згоряння.

Моделювання дійсного циклу двигуна внутрішнього згоряння відрізняється від загальновідомих врахуванням кінематики силового механізму, змінного ступеня стиску на часткових режимах і регулюванням навантаження. При цьому враховується ефект впливу конструктивних факторів і параметрів робочого циклу.

Запропонована методика розрахунку робочого циклу двигуна включає модель, яка складається з підмоделей: модель впускної системи, модель циліндра та модель випускної системи.

Мета. Уточнити математичну модель робочого циклу безшатунного двигуна (модель циліндра).

Основний текст. У безшатунному двигуні характер процесу наповнення циліндра свіжим зарядом та початок стискання визначаються кінематикою силового механізму і способами регулювання навантаження і ступеня стискання. Потім, перед впускним клапаном, по відомих параметрах потоку знаходимо термодинамічні параметри та масу суміші в циліндрі двигуна, застосувавши рівняння І-го закону термодинаміки, рівняння збереження маси, рівняння стану газу та рівняння теплообміну.

На основі цих рівнянь одержано диференційне рівняння тиску у циліндрі двигуна залежно від кута повороту колінчастого вала:

$$\frac{d}{d\varphi_1}p(\varphi_1)=\left[\frac{k}{k-1}\left(\frac{p}{\rho(p)}dm(\varphi_1,p)-pdV(\varphi_1)\right)+dQ(\varphi_1,p)\right]\frac{k-1}{V(\varphi_1)}, \qquad (1)$$

Теплообмін між робочим тілом та стінками циліндра описується по відомому рівнянню Ньютона.

У моделі враховується розподіл температури по ходу поршня.

Осереднена температура $T_{ц}$ по ходу поршня визначається:

$$T_{ц}=\frac{1}{\Delta\varphi_i}\int_0^{\varphi}T_{цн}(\varphi)d\varphi, \qquad (2)$$

Температура $T_{цн}$ визначається шляхом апроксимації експериментальних даних [1, 2, 3]:

Процеси стиску та розширення описуються рівнянням політроп по методу Гринівецького – Мазінга [4].

Розрахунок процесу згоряння проведений за методикою І.І. Вібе [5].

Температура в процесі згоряння визначається за запропонованою формулою [6]:

$$\frac{d}{d\varphi_1}T_{\text{сг}} = \left(k_{\text{сг}} - 1\right)\left[\frac{1}{R_{\mu}M_{\text{сг}}}\left(Hu_{\text{сг}}g_{\text{тц}}dX - dQ_{\text{сг}} - dQ_{\text{дис}}\right) - T_{\text{сг}}\frac{dV}{V}\right] \quad (3)$$

На основі аналізу літературних даних по робочому процесу двигуна внутрішнього згоряння складені підпрограми по визначенню таких факторів згоряння, як тривалість та швидкість згоряння [6, 7, 8, 9, 10, 11]. За допомогою яких можна описати різні фактори впливу: змінний ступінь стиску, регулювання навантаження та ін.

Тиск у процесі згоряння обчислюється за рівнянням стану для ідеального газу.

В двигуні втрати тепла від дисоціації не перевищують 7% [5,12].

Висновки. По точності розрахунків дана математична модель не поступається відомим програмам, але значно простіша, менш трудомістка й вимагає меншого машинного часу. Модель дозволяє оцінювати заходи, що направлені на оптимізацію конструкції двигуна й підвищення його паливної економічності.

Список літератури

1. *Woschni G. Experimentelle* Untersuchung des Warmeflusses in Kolben und Zylinderbuchse eines Schnellaufender Dieselmotors / G. Woschni // MTZ. – 1978. – 39, № 12. – S. 575-579.
2. *Rulfs H. Internationale* Entwicklungazbeiten an Dieselmotoren-CIMAC-kongreB 1987/ H. Rulfs // "Hansa". – 1987. – 124, № 20. – S. 1251-1252, 1254-1256, 1259.
3. *Lauseh Wolfram*, Grunaug Peter. On-line-Optimierung-eine Voraussetzung fur den Entwicklungserfolg des Motors L 40/50 von MAN - B&W/ Wolfram Lauseh, Peter Grunaug // "MTZ: Motortechn. Z". – 1988. – 49, № 11. – S. 451-456.
4. *Вырубов Д.Н. Двигатели* внутреннего сгорания: Теория поршневых и комбинированных двигателей: учеб. для втузов / Д. Н. Вырубов, Н. А. Иващенко, В. И. Ивин и др.; под ред. А. С. Орлина, М. Г. Круглова. – М.: Машиностроение, 1983. – 372 с.
5. *Вибе И. И. Новое* о рабочем цикле двигателей / И. И. Вибе. – М. Свердловск: Машгиз, 1962. – 271 с.
6. *Lange Karlheinz. Brennraum* gestaltung bei Ottomoto – ren - Einfluß auf Flammenausbreitung, Oktanzahlbedarf, Wirkungsgrad und Abgasemission / Karlheinz Lange, Gerd Vorberger // MTZ. – 1977. – 38, № 2. – S. 47 - 51.
7. *Lucas G.G.Lean* mixture running of the spark ignition engine by the generation of a vortex system within the intake / G.G. Lucas, M. Brunt, S. Petrovic // "SAE Techn. Pap. Ser.". – 1978. – № 780964, 12 pp.
8. *Muller Herbert. Die* Entflammungsdauer und ihre Auswirkung auf den Verlauf der Energieumsetzung beim Ottomotor / Herbert Muller, Hannes Bertling, Otso Haahtela // MTZ. – 1978. – 39, № 7-8. – S. 333-336.
9. *Karim G. A. Consideration* of ignition log and combustion time in a spark ignition engine using a data acquisition system / G.A. Karim, Y. Al-Alousi, W. Anson //"SAE Techn. Pap. Ser.". –1982. – № 820758, 7 pp.
10. *Qui ssek F. The AVL* high compression lean burn engine engine development and passenger car application / F. Qui ssek, W. Bandel, L. A. Mikulic // "SAE Techn. Pap. Ser.". – 1988. – № 880575, 10 pp.
11. *Lech* Gerhard. Ottomotoren nech dem Magerkonzept mit Lambda 1,4 und 1,7/ Gerhard Lech, Volkmar Harms // "MTZ. Motortechn. Z. ". – 1986, 47. – № 10. – S. 423 – 427.
12. *Артамонов М. Д. Основы* теориии и конструирования автотракторных двигателей в 2-х частях. Ч.1 Теория автомобильных и тракторных двигателей / М. Д. Артамонов, М. М. Морин. – М.: Высш. школа, 1973. – 205 с.

УДК 621.878.2

Крупко В.Г., доц., к.т.н.

ДДМА Донбаська державна машинобудівна академія

ОБҐРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ ПРИВОДІВ ВИКОНАВЧИХ МЕХАНІЗМІВ ЕКСКАВАТОРІВ З ПУЛЬСУЮЧИМ РУХОМ РОБОЧОГО ОРГАНА

Вдосконалення робочого процесу з метою зниження енергоємності є досить актуальною науково-технічною проблемою. Приводи землерийних машин на основі хвильової ланцюгової передачі для імпульсного руйнування ґрунтів дозволяють забезпечити створення необхідного пульсуючого руху ковша, що дозволяє отримати необхідний ефект. Тому роботи, присвячені розробці та дослідженню процесів руйнування ґрунтів за допомогою приводів хвильових ланцюгових передач являються досить актуальними.

Одним із сучасних напрямків по зниженню енергоємності процесу копання ґрунтів вважається застосування динамічного руйнування [1], Яке дозволяє на 30…40% підвищити ефективність роботи землерийних машин. На кафедрі ПТМ ДДМА розроблено хвильовий привід землерийних машин ефективність якого полягає в пульсуючому русі ковша, що підтверджується цілим рядом патентів і наукових розробок [2,3].

Мета роботи полягає в обґрунтуванні параметрів приводів виконавчих механізмів з хвильовими ланцюговими передачами що забезпечують пульсуючий рух робочих органів в екскаваторів. Для дослідження мети були поставлені слідуючи задачі:

- навести принцип дії та методики розрахунків основних параметрів хвильових ланцюгових передач;
- розробити конструкцію приводів землерийних машин з пульсуючим рухом робочого органу;

В сучасних землерийних і підйомно-транспортних машинах вирішується різноманітні задачі по забезпеченню ефективної взаємодії робочих органів з зовнішнім середовищем. Прикладом застосування приводів з нерівномірним «пульсуючим» рухом робочого органу можуть бути виконавчі механізми одноківшових екскаваторів в яких нерівномірність руху забезпечується застосуванням хвильової передачі в кінематичних схемах приводів.

На кафедрі ПТМ ДДМА розроблені приводи виконавчих механізмів землерийних машин які забезпечують додаткове навантаження від дії хвильового ланцюгового приводу, що призводить до виникнення більш поширених зон руйнування, зменшуючи необхідну силу копання та витрати електроенергії на технологічний процес, а також зменшується імовірність зупинки екскаватора в разі зіткнення ковша з більш щільною породою.

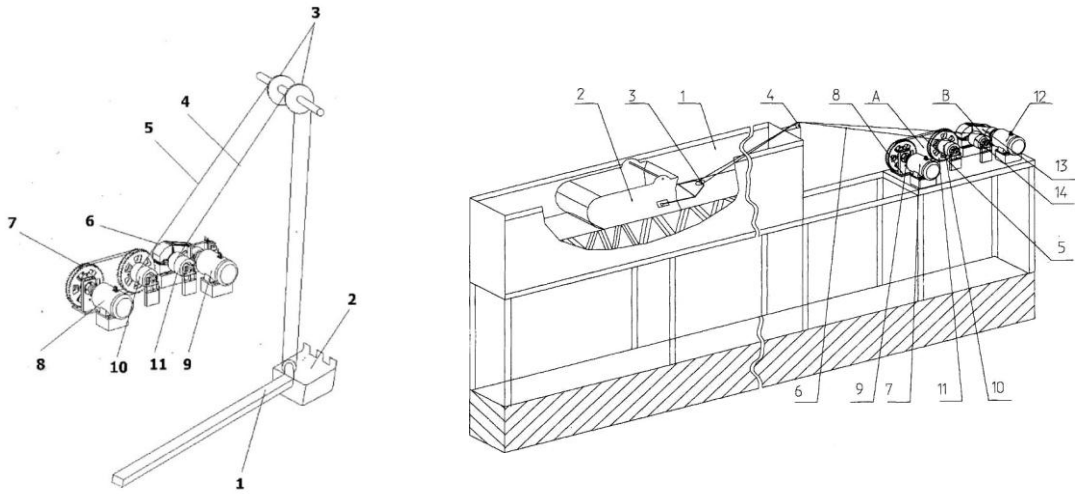
Тим самим вирішується проблема статичності руйнування ґрунту, що вимагає значних енерговитрат та високої кваліфікації машиніста екскаватора.

Він складається із рукояті 1, ковша 2, блоків стріли 3, підйомних канатів 4,5, редуктора 6, хвильового ланцюгового редуктора 7, асинхронних електродвигунів 8,9, підйомної лебідки ланцюгового хвильового приводу 10, підйомної лебідки класичного приводу 11 [2].

На рис.1 а зображений підйомний механізм екскаватора [2]. Підйомний механізм екскаватора працює таким чином. Від хвильового ланцюгового редуктора 7 за допомогою підйомної лебідки 9 робочому органу 2 завдається рух вкупі з рухом підйомної лебідки 10 здійснюється підйом ковша та руйнування ґрунту. Опускання ковша та розвантаження відбувається без участі хвильового ланцюгового приводу. Такий привід забезпечує пульсуючий рух ковша що зменшує енергозатрати при копанні ґрунту.

У ґрунтовому каналі 1 (рис. 1.б) ківш 2 переміщається за допомогою тягового канату 6 що проходить через блоки 3 і 4 і закріпленого на двох лебідках: А – з ланцюговим хвильовим

приводом, В – з класичним приводом. Привід «А» складається з електродвигуна 7, циліндричного редуктора 9, від якого через муфту момент, що крутить, передається на хвильову ланцюгову передачу 8, а потім на барабан 10, через ланцюг 5 і рухливу зірочку 11.



а) б)

Рис. 1. Моделі виконавчих механізмів екскаваторів
а) механічної лопати; б) драглайна

Дослідження впливу динамічного руйнування на зниження енергоємності проводилися в лабораторії кафедри ПТМ, на установці (рис.1.б), яка дозволяє проводити спектр наукових досліджень відносно параметрів приводів землерийних машин на підставі застосування хвилевої ланцюгової передачі (рис. 1.б). Використання комбінованого типу приводу, є новим рішенням в області зниження енергоємності процесу копання. Комбінований типу приводу ґрунтований на застосуванні хвильової ланцюгової передачі [3], яка надає процесу копання динамічний тип руйнування за рахунок додаткових пульсуючих навантажень на ґрунт, що розробляється, а також за рахунок зменшення вірогідності зупинок у разі зіткнення робочого органу(ковша) з міцнішою породою.

Експериментальні дослідження на лабораторній установці по дослідженню процесу руйнування ґрунтів ковшем драглайна проводились у відповідності з сучасним станом планування експериментів, а обробка їх результатів дозволила отримати залежності енергоємності процесу копання [3]. Так в результаті експериментів по використанню комбінованого приводу установлено що енерговитрати на руйнування ґрунтів ковшем драглайна можливо зменшити на 15…17% в порівнянні з класичним приводом.

Експериментальні дослідження роботи хвильового ланцюгового привода тяги драглайна показали, що застосування комбінованого типу приводу, в порівнянні із стандартним, веде до зменшення 15…17% енергоємності процесу копання.

Список літератури

1. *Баладинский В.Л.*, Абрашкевич Ю.Д. *Механика* динамического разрушения грунтов. - К.: Техника строительства, 1999. – 160с. ISBN 0-203-37502-5.
2. *Пат. 19928U Украина*, МПК E02F3/18. *Підйомний* механізм екскаватора/ Крупко В.Г., Хмара Л.А., Дорохов М.Ю. Альошичев П.В.; заявник і патентовласник Донбаська державна машинобудівна академія - №4200900340; заявл. 19.04.2006, опубл. 2007р. Бюл. №1.
3. *Крупко В.Г.*, Альошичев П.В. *Экспериментальные* исследования разрушения грунтов на стенде с комбинированным приводом на основе волновой цепной передачи // Вісник ДДМА, 2011, №2(23) – с.79-82.
4. *Дорохов, Н.Ю. Динамическое* гашение колебаний мостовых кранов с применением волновых цепных передач : дис. … канд. техн. наук : 05.05.05 : защищена 22.05.07 : утв. 27.08.07 / Дорохов Николай Юрьевич. – Харьков, 2007. – 111 с.

УДК 621.879

Крупко И.В. доц., к.т.н.

Донбаська державна машинобудівна академія

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ЧЕТЫРЕХОПОРНОГО ШАГАЮЩЕГО ДВИЖИТЕЛЯ

В современных мощных карьерных экскаваторах в качестве ходовых механизмов применяют гусеничные движители, которые, как показывает опыт эксплуатации [1, 2] имеют существенные недостатки. Повысить технический уровень механизмов передвижения таких экскаваторов предполагается за счет применения шагающего четырехопорного механизма, основными достоинствами которого, являются конструкция опорной части в виде двух пар опорных башмаков и эксцентриковый попарно сопряженный привод таких башмаков.

Одним из наиболее перспективных методов исследования технических систем в настоящее время считается метод исследования с помощью физических моделей, которые могут отображать и имитировать частично или в полном объеме, процессы взаимодействия их с внешней средой [3].

Для экспериментальных исследований четырехопорного шагающего механизма была разработана модель с целью воспроизведения динамики процесса перемещения машины, параметров и характеристик, позволяющих исследовать взаимосвязь геометрических, кинематических, силовых параметров механизма передвижения и воспроизвести взаимодействие такого механизма с внешней средой. Основой при этом является физическое подобие модели и объекта, предполагающее тождественность законов движения [4].

Целью данных исследований является создание условий перемещения физической модели шагающего хода, близких к действующей машине и экспериментальные исследования изменения параметров привода в процессе движения.

Конструкция физической модели четырехопорной шагающей тележки, позволяет проводить экспериментальные исследования в условиях, моделирующих процесс перемещения такого механизма по горным выработкам. Экспериментальные исследования были спланированы таким образом, что практически удалось исключить влияние факторов, не подлежащих контролю и учету.

Основные задачи, которые решались при проведении экспериментальных исследований следующие: проверка работоспособности четырехопорного шагающего движителя; изучение характера (закона) движения тележки; изучение динамики процесса перемещения; определение мощности привода на разных этапах и условиях движения (вперед, назад, поворот вправо, поворот влево); исследование влияния неровностей и уклонов опорной поверхности на величину мощности привода; установление энергоемкости процесса перемещения и поиск параметров, позволяющих их снизить. Для решения поставленных задач на физической модели четырехопорного шагающего механизма, известными методами, проводились исследования и измерения силовых, кинематических параметров ходового оборудования и электрических параметров привода. К исследуемым силовым и кинематическим параметрам относятся: нагрузки на опоры и опорные башмаки; крутящие моменты на приводном валу; угловая скорость приводного вала с эксцентриком; линейная скорость тележки.

Для измерения силовых параметров использовался тензометрический метод, т.е. на специально изготовленные месдозы были наклеены тензодатчики типа ПКБ-10-100ГБ (сопротивление 99,5±0,25 Ом), которые соединены в известную полумостовую схему. В

качестве усилителя сигнала тензодатчиков использовался тензоусилитель ТА-5, а показания фиксировались с помощью осциллографа Н-115.

Основные расчетные параметры привода физической модели шагающего механизма приведены в таблице 1, а кинематическая схема привода показана на (рис. 1). Из схемы видно, что крутящий момент от двигателя 6 через муфты 5 и 7 передается на передаточный механизм, включающий редукторы 9, конические и цилиндрической зубчатые передачи 4 и 8, которые обеспечивают вращение вала 2 с эксцентриком е. Это позволяет поочередно перемещать опорные башмаки 1 и 3 с одной стороны тележки. Симметрично описанном механизма размещен на противоположной стороне тележки такой же второй механизм, позволяющий перемещать металлоконструкцию тележки и моделирует процесс движения всей машины.

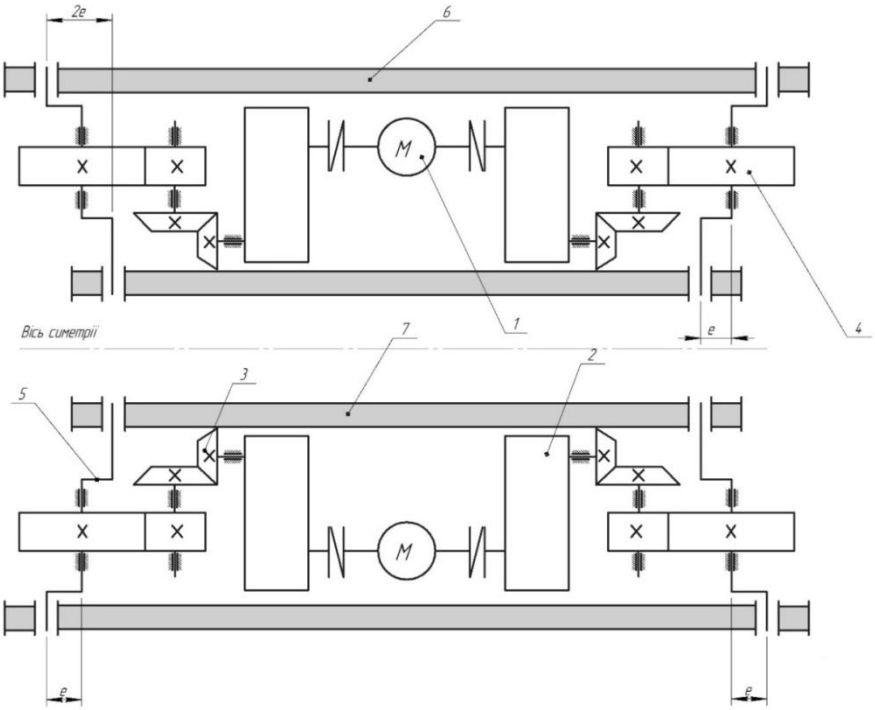


Рис. 1. Кинематическая схема модели шагающего четырех опорного механизма: 1 и 3 - опорные лыжи; 2 - эксцентрик; 4 и 8 - передаточные механизмы; 5 и 7 - муфты; 6 - электродвигатель с двумя выходными валами, 9 - редукторы.

Кинематические параметры модели, а именно скорость перемещения тележки, измерялись с помощью тахогенераторов. Система позволяет проводить непосредственную тарировку, что значительно повышает точность измерений. В качестве аппаратуры для регистрации кинематических параметров использовался осциллограф Н-115.

Все изменения электрических и механических параметров параметров фиксировались с помощью аналового цифрового преобразователя АЦП USB-6008, что позволило получить осциллограммы (рис. 2) изменения тока, напряжения и мощности на электродвигателе привода, а так же осциллограммы изменения скорости передвижения механизма и частоты вращения электродвигателя привода и усилий на опорных башмаках (рис. 2 а, б и в), из которых видно характер изменения электрических и механических параметров, как за один период перемещения т.е. за цикл шагания, который соответствует времени одного полного поворота выходного вала эксцентрика, так и изменения этих параметров в течении нескольких циклов.

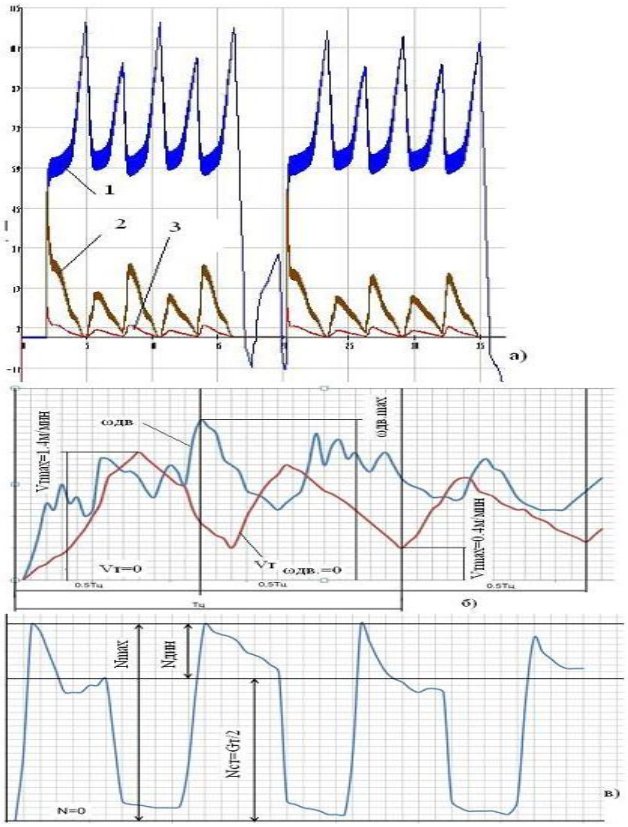


Рис. 2. Осциллограммы измерения электромеханических параметров модели четырехопорного шагающего механизма:
а - электрических величин, напряжения 1, тока 2, мощности 3; б - усилий на опорных башмаках (N); в - скорости тележки (V_T) и угловой скорости вала двигателя ($\omega_{дв}$)

Так, основным вариантом прямолинейного движения тележки можно считать поочередный подъем и перемещение внешних и внутренних опорных башмаков. Возможно так же прямолинейное движение тележки при подъеме и перемещении одного внешнего и одного внутреннего башмака. Такой характер движения особенно важен для горных машин при перемещении по «податливым» грунтам с неравномерной «просадкой» опорных башмаков. Поворот тележки с четырехопорным механизмом шагания возможен при следующих вариантах: «заторможенные» опорные башмаки с одной стороны с внутренней стороны относительно центра вращения и поворот происходит за счет перемещения опорных башмаков с внешней стороны; опорные башмаки внутренние и внешние перемещаются в разных направлениях.

Таким образом, экспериментальные исследования подтвердили работоспособность четырехопорного шагающего механизма, а исследуемые параметры позволяют провести анализ влияния на энергоемкость процесса перемещения конструкции привода, параметров ходового оборудования и внешних факторов к которым можно отнести неровность опорной поверхности ее состояние и уклон пути.

Список литературы

1. *Марченко А. І.,* Буренко О. Г., Калашников О. Ю., Литвинов Л. І. *Крокуючий* хід важких кар'єрних екскаваторів – лопат. Патент України №46019 кл. E02F9/04 опубликованный 15.05.2002 бюл. №5.
2. *Подэрни Р. Ю. Горные* машины и автоматизированные комплексы для открытых работ в 2 т. –М.: 2001 (т2 – 322с).
3. *Семенченко А.К.*, Кравченко В.М., Шабаєв О.Є. *Теоретичні* основи аналізу і синтезу гірничих машин і процесу їх відновлення, як динамічних систем – Донецьк: РВА ДонНТУ, 2002.-302с.
4. *Крупко І.В. Експериментальні* дослідження чотирьохопорного ексцентрикового крокуючого механізму. Підйомно-транспортна техніка. –Днепропетровськ: 2009-№4 (32)-с.75-81.

УДК 678

Лисиця Н.М.

Дніпровський національний університет ім. Олеся Гончара

АНАЛІЗ І ПЕРСПЕКТИВИ РОЗВИТКУ ВИСОКОЕЛАСТИЧНИХ МАТЕРІАЛІВ

Завдяки широкому діапазону виконуваних конструктивних завдань і порівняно простій технології виготовлення гумотехнічних виробів, виготовлених на основі високо еластичних матеріалів - еластомерів, еластомерні деталі отримали застосування в будівництві, транспорті, промисловості. Вони підвищують надійність і довговічність конструкцій; знижують їх матеріаломісткість і енергоємність; зменшують шкідливий коливання і звуковий тиск; захищають від динамічних навантажень; запобігають утомлююче руйнування конструкцій за рахунок дисипированія енергії; зменшують перекоси конструкцій, неточності монтажу і так далі. При цьому основні переваги гумових деталей в порівнянні з металевими пружинами полягають в здатності до великих деформацій, відсутності раптових відмов, порівняльної компактності і простоті.

У конструктивному відношенні зберігається тенденція простих геометричних форм. Це пов'язано з технологією виготовлення і наявністю незначної кількості концентратів напруг. Найбільш широке застосування отримали деталі циліндричної і прямокутної форми з привулканізованнимі металевими пластинами. Такі форми є базовими, на їх основі будуватися все розмаїття гумових деталей. Різновидом елементів циліндричної форми є гумовометалеві шарніри, а також елементи зі складною формою вільної поверхні, з використанням яких вирішується питання створення стійких опор з високою несучою здатністю і малою сдвиговой жорсткістю. Часто гумові деталі роблять порожнистими, що доцільно при циклічних режимах навантаження з інтенсивним теплоутворенням.

При виборі раціональних параметрів гумових деталей велике значення має правильна оцінка властивостей гум.

Найважливішою особливістю механічної поведінки гум є залежність їх властивостей від структури змін матеріалу під дією механічних навантажень, що повторюються. Вона є однією з причин фізичної не лінійності деформованих властивостей гуми, тобто їх залежності не лише від режиму, але і від абсолютного значення напруги або деформації.

До позитивних якостей еластомерів відносять еластичність, високі демпфуючі і звукопоглинальні властивості, значну довговічність при циклічному навантаженні, задовільну хімічну стійкість і технологічність виготовлення деталей.

До недоліків конструкційних гум відноситься значна залежність їх термомеханічної поведінки від умов навантаження, вузький температурний діапазон застосування.

Багаторічним досвідом експлуатації і науковими дослідженнями доведено, що застосування силових гумових деталей дозволяє вирішити два основні завдання:

- Розвивати і удосконалювати наявні машини;
- Створювати нову базу машин і комплексів для реалізації нових технологій.

УДК 357.3

Деменко Р.М., Рідченко А.О., Щека І.М., к.т.н, доц.

Дніпропетровський національний університет залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна

ВИЗНАЧЕННЯ КІЛЬКІСНОГО СКЛАДУ ЗАПАСНИХ ЧАСТИН РЕМОНТНОГО КОМПЛЕКТУ АВТОМОБІЛЬНОЇ ТЕХНІКИ

Вступ. Аналіз досліджень в сфері оцінки складу комплектів запасних інструментів і приладів (ЗІП) автомобільної техніки показав, що він не відображає об'єктивно процес відновлення працездатності автомобільної техніки. Це призводить до появи в одних випадках дефіциту запасних частин, а в інших випадках спостерігається утворення надлишкових запасів. Перший випадок призводить до зриву виконання завдань за призначенням, а другий - до зниження економічної ефективності використання автомобільної техніки [1,2,3,4,5,6].

Розрахунок резерву запасних частин "по середній витраті" або "інтуїтивно" можуть дати результат, що відрізняється від розрахованого математично приблизно на 15-30 %, але в основному по регулярно затребуваних запасних частинах. Проте покладатися на інтуїцію під час виконання завдань за призначенням, наприклад, в зоні проведення АТО злочинно.

На підставі викладеного можна зробити висновок про необхідність наукового обґрунтування удосконалення складу ремонтних комплектів для автомобільної техніки, що є передумовою проведення даного дослідження [1].

Вивчення використаних джерел з досліджуваної теми, досвіду експлуатації автомобільної техніки показало, що для організації закупок запасних частин необхідно використовувати відповідний методичний апарат. Створення таких методик є досить клопіткою роботою, оскільки вимагає визначення закономірностей виходу з ладу усіх деталей, вузлів, механізмів та агрегатів кожного зразка техніки, що експлуатується в різних умовах.

В основу однієї із методик покладений підхід до розрахунку показників надійності (ПН) комплексу технічних засобів КТЗ [1]. Вплив ремонтного комплекту (РК) на величину ПН визначається з використанням показників достатності (ПД) ремонтного комплекту. Визначення оптимального складу ремонтного комплекту здійснюється за допомогою покрокової процедури, в якій на кожному кроці в ремонтний комплект додається елемент, вибраний по критерію «надійність/вартість». Процедура формування ремонтного комплекту завершується при досягненні величинами показників надійності необхідного значення. Розрахунки показників достатності проводяться при таких способах поповнення РК [1]: періодичне поповнення; поповнення з екстреними доставками; безперервне поповнення.

Мета. На підставі аналізу існуючих комплектів ЗІП та реальної потреби в запасних частинах для проведення ремонту розробити практичні рекомендації щодо удосконалення процесу формування складу ремонтних комплектів для автомобільної техніки.

Основна частина. Автомобіль – самохідний транспортний засіб призначений для перевезення вантажів, людей або виконання спеціальних робіт. Автомобіль можливо представити КТЗ або складною технічною системою, тривала експлуатація якої неможлива без використання запасних виробів і приладдя (ЗІП), необхідних при проведенні ремонтів і технічного обслуговування. За результатами досліджень експлуатації автомобілів КрАЗ, УАЗ встановлено, що основні відмови автомобільної техніки на об'єктах виконання завдань з інженерного обладнання районів розташування військ в зоні проведення АТО, а також на об'єктах відновлення та будівництва національної транспортної системи розподіляються по системах таким чином: двигун - 40%, трансмісія - 24%, механізми керування (гальмова

система та рульове керування) - 9%, електрообладнання -10%, ходова частина – 12% , інші системи - 5%.

Автомобіль у більшості випадків втрачає працездатність через відмову однієї або декількох деталей. Біля третини всіх відмов за період експлуатації автомобіля до капітального ремонту припадає на силовий агрегат і його системи (живлення, зчеплення, коробки передач). Через відмову цих систем виникає більше половини зупинок автомобілів. За статистичними даними, відмови, що припадають на силовий агрегат, практично не призводять до аварій, в той час як значно менш численні відмови рульового управління є причиною 14% аварій, викликаних технічною несправністю автомобілів.

Причиною виходу з ладу автотранспортного засобу є відмова механічних виробів, які складають лише незначну частину всього об'єму деталей. Більше 90% сукупної вартості змінних деталей припадає на долю цих виробів.

Дослідження характеру відмов автомобілів вказує на зношування робочих поверхонь, як основну причину виходу з ладу окремих вузлів і всього автомобіля в цілому.

Візьмемо спрощений варіант складу і структури КТЗ, що дозволить зробити висновок про адекватність моделі і алгоритмів, що реалізовують методику [1]. Спрощений варіант ССН КТЗ, як зразок, показаний на рис. 1.

Згідно рис. 1 ССН КТЗ є послідовним з'єднанням чотирьох окремих елементів: електрообладнання (ЕО), двигун (ДВЗ), трансмісія (ТР), ходова частина (ХЧ), механізми керування (МК).

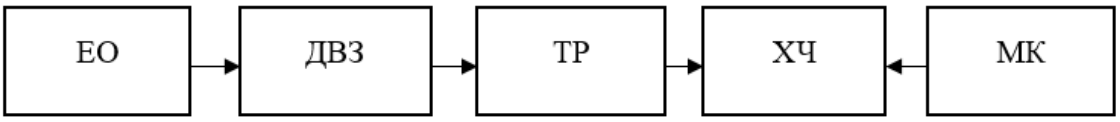


Рис. 1. Структурна схема надійності для КТЗ

Кожен з п'яти елементів складається з окремих підсистем та елементів.

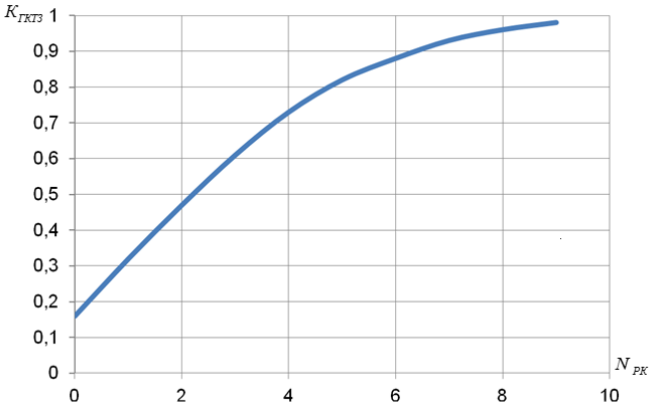


Рис. 2. Графік залежності $K_{ГКТЗ}$ від складу запасних вузлів та агрегатів

Додавати до складу РК вузли та окремі агрегати не доцільно. Розрахунки вироблялися для трьох напрямків поповнення РК, що розглядалися вище, періодичне поповнення, поповнення при екстреній доставці, безперервне поповнення. Кількісний склад запасних частин ремонтного комплекту визначався згідно запропонованої методики з урахуванням вірогідності відмови (напрацювання на відмову) при експлуатації в несприятливих умовах. Наприклад, для періодичного поповнення на рис. 2. показаний графік залежності коефіцієнта готовності ($К_г$) КТЗ від складу запасних вузлів та агрегатів, на рис.3 показана залежність Кг КТЗ двигуна від кількості елементів гумотехнічних виробів (прокладок двигуна, пасових

передач) (ГТВ). Тобто для забезпечення вірогідності безвідмовної роботи двигуна близько до 1 потрібен комплект РК у кількості не менше 15 елементів ГТВ.

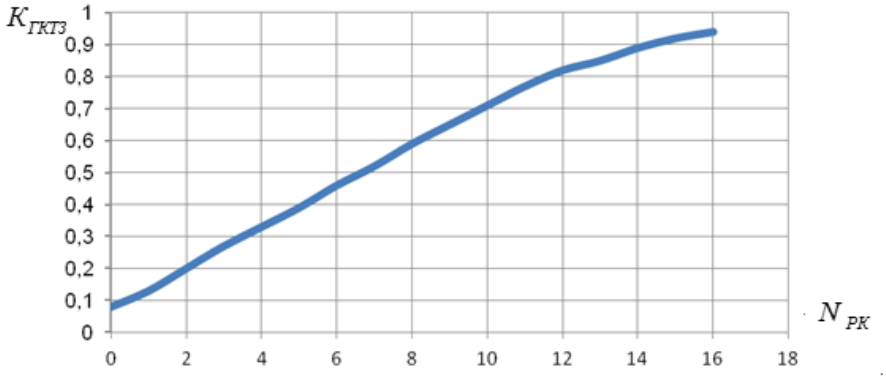


Рис.3 Графік залежності $K_{ГКТЗ}$ агрегату від складу запасних елементів ГТВ двигуна

Аналогічно визначимо кількісний склад ремонтних комплектів для електрообладнання (Рис. 4).

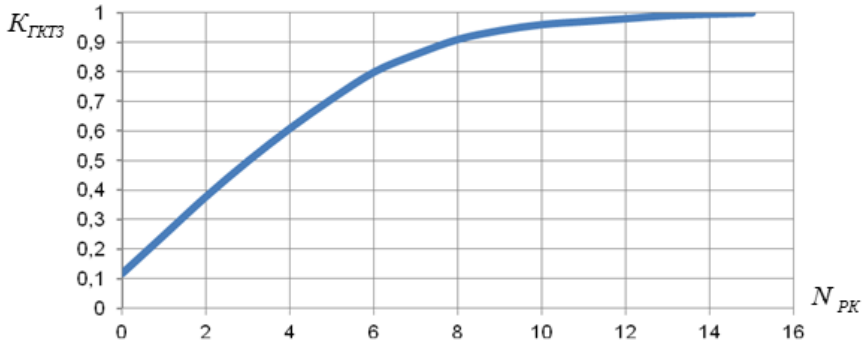


Рис.4 Графік залежності $K_{ГКТЗ}$ від кількісного складу РК електрообладнання автомобіля

Висновки. Отримані дані відповідають фізичним уявленням про процеси витрачання і поповнення ЗІП. Аналіз результатів розрахунків РК, показує, що дана методика є зручним інструментом аналізу можливої потреби в РК в різних умовах експлуатації КТЗ. Остаточне рішення про необхідну комплектацію РК може прийняти користувач з врахуванням реальних вимог до надійності КТЗ і обмежень вартості. Рівень обмежень за сумарними витратами на ЗЧ визначають з технічних або техніко-економічних міркувань (наприклад, фінансових можливостей замовника).

Список літератури

1. *Буточнов А.Н. Оценка* надежности многофункциональных программно-технических комплексов / А.Н. Буточнов, В.В. Августовский, В.Н. Цыцарев // Реєстрація, зберігання і оброб. даних. — 2008. — Т. 10, № 1. — С. 80-90
2. *Черкесов Г.Н. Оценка* надежности систем с учетом ЗИП. – СПб: изд-во БХВ–Петербург, 2012. – 470 с.
3. *Ванеев Б.Н. Методика* расчета количества запасных частей // Уголь Украины. – 2014. – № 6. – С. 25-27.
4. *Ланецький Б.М.,* Доска О.М. *Метод* розрахунку складу запасних частин комплектів ЗІП для забезпечення доводочних робіт та випробувань зразка зенітного ракетного озброєння при відновлювальних ремонтах // Системи озброєння і військова техніка, 2015, № 1(41) – С. 32-36.
5. *Поляков А.П.* та інш. *Метод* формування необхідної кількості запасних частин для ремонту засобів транспорту //Наукові праці ВНТУ, 2012, № 2 – С. 1-5.
6. *Жаднов В.В.*, Авдеев Д.К., Тихменев А.Н. *Проблемы* расчета показателей достаточности и оптимизации запасов в системах ЗИП// Надежность, – 2011. – №3. – с.53 – 60.

УДК 625.73

Главацький К.Ц., к.т.н., доц., Анофрієв П.Г., к.т.н., доц., Проскурня В.М., ас., Черкудінов В.Е., ас.

Дніпропетровський національний університет залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна

РОЗРОБКА ТЕХНІЧНИХ РІШЕНЬ РОБОЧИХ ОРГАНІВ МАШН ДЛЯ ПРИСКОРЕНОГО БЛОКОВАНОГО УЩІЛЬНЕННЯ ГРУНТУ

Вступ. У сучасних умовах виконання земляних робіт при спорудженні ґрунтових насипів на завершальному етапі актуальним є питання ефективного ущільнення ґрунту, оскільки від цього, в значній мірі, залежить стійкість ґрунтової споруди з урахуванням стабільності параметрів вологості ґрунту та розрахункового навантаження.

Відомі ґрунтоущільнювальні машини (ГУМ) коткового типу, віброплити та трамбівки традиційно ущільнюють свіжонасипаний грунт послідовними проходами з дотриманням основної умови - не перевищення поверхневого тиску робочого органа (РО) на грунт межі пластичності ґрунту. Для цього передбачені певні технологічні послідовності застосування як ГУМ в цілому, так і їх РО [1, 2, 3].

Зокрема, порядок роботи ГУМ коткового типу передбачає на першому етапі ущільнення ґрунту гладеньковальцевими котками легкого, середнього та важкого типу з наступним використанням їх вібраційних систем (ВС), далі – кулачковими котками з наступним використанням ВС. Подальша інтенсифікація ущільнення ґрунту можлива з використанням трамбівок і вібротрамбівок ударного типу.

Порядок роботи РО ГУМ характеризується або поступовим зменшенням їх контактної площі з ґрунтом за рахунок зміни розмірів і форми їх робочої поверхні, наприклад, поступове зменшення діаметра циліндричного металевого котка, встановлення на його поверхню змінних бандажів з кулачками змінних розмірів та профілю, поступове збільшення тиску в пневматичних котках, або поступове збільшення навантаження на РО.

Загальним недоліком роботи усіх відомих ГУМ є те, що вони не обмежують виходу ґрунту з-під їх робочої поверхні (не блокують грунт) у випадку перевищення поверхневого тиску РО на грунт межі пластичності ґрунту.

Мета. Метою роботи є розробка принципових варіантів технічних рішень РО ГУМ для прискореного блокованого ущільнення ґрунту.

Основна частина. Висунута авторами наукова гіпотеза полягає у перевищенні поверхневого тиску РО на грунт межі пластичності ґрунту шляхом блокування його переміщення з-під робочої поверхні РО і використання цього ефекту для прискорення процесу ущільнення ґрунту за рахунок скорочення кількості проходів РО ГУМ та використання заблокованого і максимально ущільненого ґрунту під РО як передаючої ланки тиску на нижче розташовані і, можливо, недостатньо ущільнені шари ґрунту.

Запропонована авторами конструкція РО блокуючої дії на грунт передбачає створення ними умов блокування ґрунту від поперечного розсування з-під РО і під-час його руху.

Такого результату можливо досягти, виконавши робочу поверхню РО вальця котка чи робочої поверхні віброплити чи трамбівки спеціальної форми, наприклад, профільною. Запропонований технологічний ряд виконання профілів може бути, наприклад, прямокутним, трикутним, трапецієподібним, хвилястим, комбінованим (рис. 1).

Авторами запропоновані і захищені патентами ряд конструктивних рішень ГУМ, в яких передбачена зміна кількості контактуючих з ґрунтом РО, а також розроблені технологічні

послідовності застосування нових РО ГУМ та машин у цілому з акцентом на блоковане ущільнення [4, 5, 6].

Запропоновані варіанти виконання змінних РО вібро- трамбівок і площадок передбачають профільне суцільне чи секційне виконання їх робочої поверхні для реалізації блокованого ущільнення ґрунту як без переміщення машини, так і у вертикальному та горизонтальному напрямку під час поступального руху для комбінованої реалізації як блокованого ущільнення ґрунту, так і зміни тиску у місці контакту робочої поверхні РО з ґрунтом.

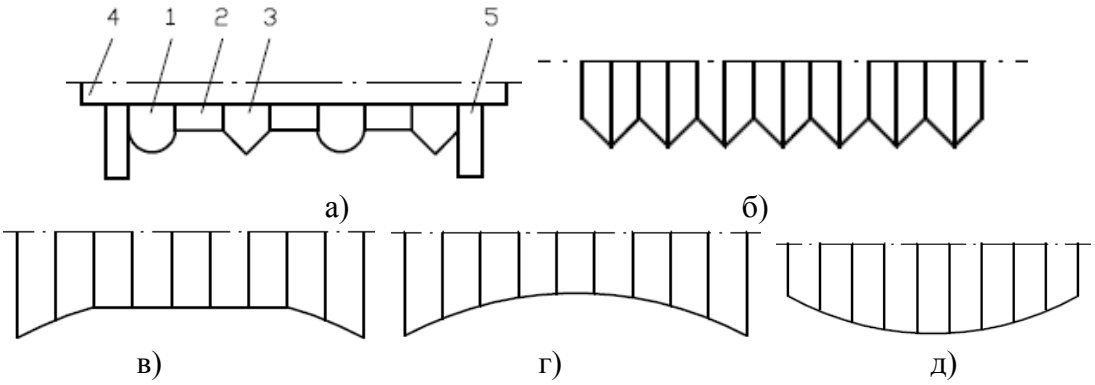


Рис. 1. Схема робочої поверхні РО спеціальної форми (блокуючої дії на грунт): 1, 2, 3 – змінні диски; 4 – вісь; 5 – бічні блокуючі диски; а) – приклад набірного вальця котка з окремих видів дисків; б) – валець з трикутним профілем; в) – комбінований валець з трапецієподібним профілем; г), д) – валець з увігнутим і опуклим дугоподібним профілем

Для котків запропоновані і досліджені вальці котка з профільною робочою поверхнею блокуючої дії на грунт (рис. 2).

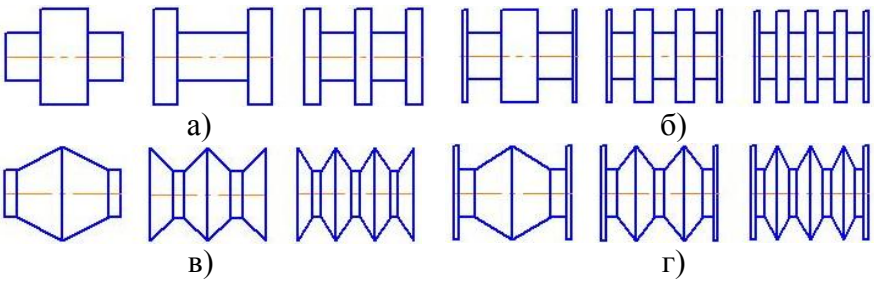


Рис. 2. Схема вальців котка з профільною робочою поверхнею блокуючої дії на грунт з: а) – циліндричною ступеневою формою без бічних тонких циліндричних дисків; б) – циліндричною ступеневою формою з бічними тонкими циліндричними дисками; в) – конічно-циліндричною робочою поверхнею без бічних тонких циліндричних дисків; г) - конічно-циліндричною робочою поверхнею з бічними тонкими циліндричними дисками

Бічні тонкі циліндричні диски призначені для обмеження бічного вислизання ґрунту з-під робочої поверхні РО котків.

Запропоновані також варіанти схем вальців котків зі змінними робочими поверхнями, які виконані для блокування розсування ґрунту у по ходу руху вальця котка (рис. 3).

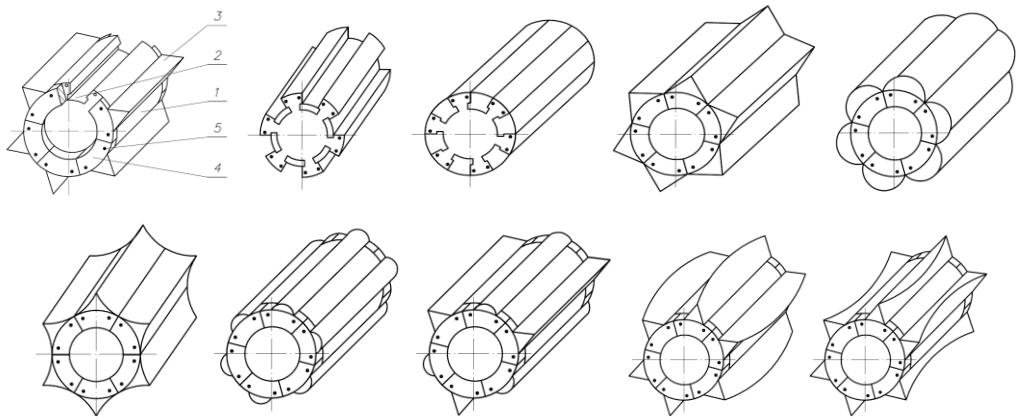


Рис. 3. Схеми вальців котків зі змінними робочими поверхнями:
1 – корпус; 2 - наскрізні пази; 3 – змінні вставки; 4 – торцеві кріпильні планки; різьбові елементи.

Для виконання досліджень РО трамбівок запропоновані варіанти профілю їх робочої поверхні, блокуючої дії на грунт (рис. 4).

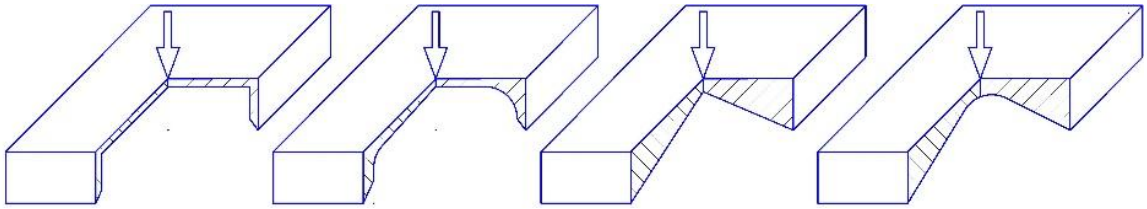


Рис. 4. Схеми варіантів робочих органів трамбівок блокуючої дії на грунт

Для виконання досліджень РО віброплит запропоновані варіанти профілю їх робочої поверхні, блокуючої дії на грунт (рис. 5 - 8).

Вказані варіанти профілів робочих поверхонь РО обмежуватимуть поперечне розсування ґрунту з-під робочої поверхні РО і дозволять:

- інтенсифікувати процес ущільнення ґрунту шляхом застосування додаткового тиску на грунт, не обмеженого межею його пластичності;
- ефективно виконувати ущільнення незв'язних ґрунтів без їх розсування в сторони щодо напрямку руху РО;
- ефективно виконувати ущільнення поверхневого шару зв'язних ґрунтів, особливо з використанням профілю робочої поверхні РО за варіантом (д) з активним застосуванням вібраційної системи.

Виконання робочої поверхні РО рельєфною призведе до збільшення її контактної площі з ґрунтом, а, отже, і до зменшення питомого тиску на грунт. Це дозволить більш плавного видаляти з ущільненого масиву газоподібну і рідинну фазу ґрунту.

Рельєфність зовнішньої поверхні ущільненого шару ґрунту створюватиме умови для додаткового блокування наступного насипаного шару ґрунту при його ущільненні.

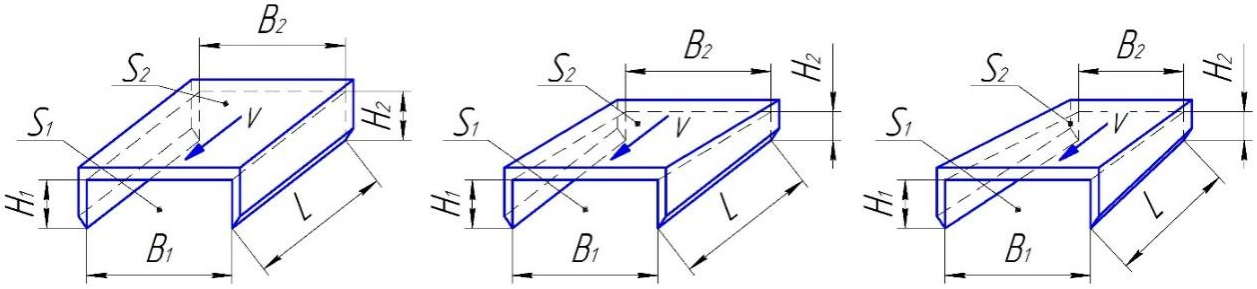


Рис. 5. Схема П-подібного профілю віброплити.

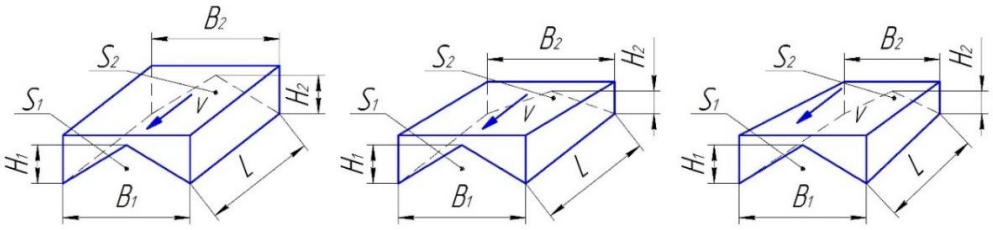


Рис. 6. Схема трикутного профілю віброплити.

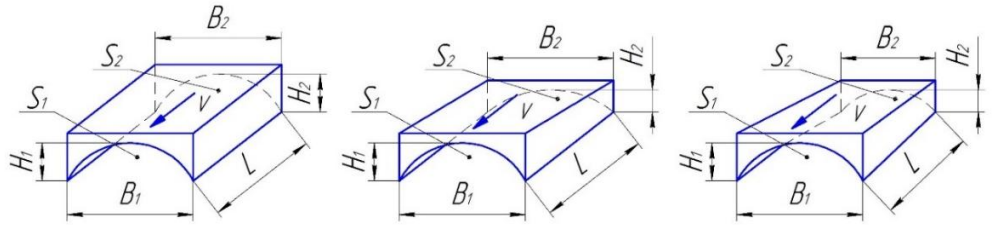


Рис. 7. Схема аркового увігнутого профілю віброплити.

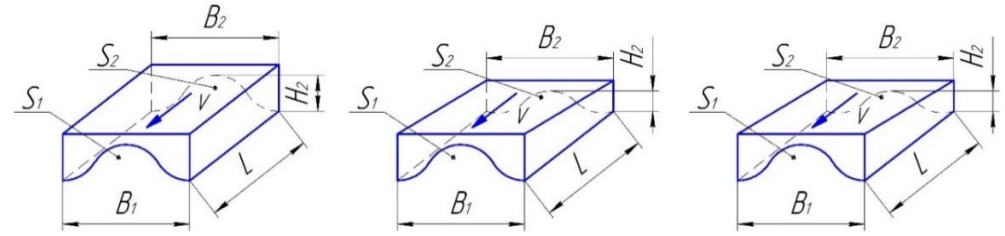


Рис. 8. Схема хвилястого П-подібного профілю віброплити.

На рис. 5 – 8 можливі співвідношення $H_1 = H_2$; $H_1 > H_2$; $B_1 = B_2$; $B_1 > B_2$; $S_1 = S_2$; $S_1 > S_2$ на базовій довжині віброплити *L*, а напрямок її руху вказаний стрілочкою з позначкою *V*.

Крім того, для інтенсифікації ущільнення ґрунту передбачається активне використання вібрації у вигляді вбудованих чи модульних вібраційних систем (ВС) з можливістю регулювання вектора збурюючої сили, виду коливань, їх амплітуди та частоти.

Висновки. Запропоновані розробки принципових варіантів технічних рішень РО ГУМ для прискореного блокованого ущільнення ґрунту забезпечать досягнення очікуваного результату за рахунок прискорення процесу ущільнення ґрунту шляхом збільшення робочого напруження ґрунту під поверхнею РО за рахунок його блокування.

Процес ущільнення ґрунту під блокуючою поверхнею РО ГУМ здійснюватиметься не тільки у вертикальному, але і у горизонтальному та похилому напрямку, що підвищить ефективність і якість і ущільнення.

Список літератури

1. *Машини* для земляних робіт: Навчальний посібник /*Хмара Л.А.*, Кравець С.В., Нічке Л.В., Назаров Л.В., Скоблюк М.П., Нікітін В.Г. Під загальною редакцією проф. Хмари Л.А. та проф. Кравця С.В. Рівне – Дніпропетровськ – Харків. – 2010. – 557 с.
2. *Машини* для земляних робіт: Підручник /*Л.А. Хмара*, С.В Кравець, М П. Скоблюк та ін.; за заг. ред д. т. н., проф. Л.А Хмари, та д. т. н., проф. С.В. Кравця - Х.: ХНАДУ, 2014 - 548 с.
3. *Блохін В.С.,* Маліч М.Г. *Основні* параметри технологічних машин. Машини для земляних робіт: У 2 ч.: Навч. посіб. – К.: Вища шк., 2006. – Ч. 1. – 497 с.
4. Пат. 98823 Україна, МПК[9] Е01 С 19/28. Ґ*рунтоущільнювальн*а машина. *Главацький К.Ц.,* Небесний М.К., Посмітюха О.П., Проскурня В.М.; заявник і власник патенту Дніпропетровський національний університет залізничного транспорту ім. акад. В. Лазаряна. - № 201007379 ; заявл. 14.06.2010; опубл. 25.06.2012, Бюл. № 12.
5. Пат. 101518 Україна, МПК[9] Е01 С 19/28. *Ґрунтоущільнювальна* машина. *Главацький К.Ц.,* Небесний М.К., Посмітюха О.П., Проскурня В.М., Черкудінов В.Е.; заявник і власник патенту Дніпропетровський національний університет залізничного транспорту ім. акад. В. Лазаряна. - № а2011 033351; заявл. 21.03.2011; опубл. 25.09.2012, Бюл. № 18.
6. Пат. 99342 Україна, МПК[9] Е01 С 19/28, *Ґрунтоущільнювальна* машина. *Главацький К.Ц.,* Небесний М.К., Посмітюха О.П., Проскурня В.М., Радкевич А.В., Яковлєв С.О.; заявник і власник патенту Дніпропетровський національний університет залізничного транспорту ім. акад. В. Лазаряна. - № 201011235; заявл. 20.09.2010; опубл. 10.08.2012, Бюл. №15.

УДК 622.7 : 532.6

Надутый В.П., д.т.н., проф., Костыря С.В., аспирант

ИГТМ НАН Украины

РАЗРАБОТКА МЕТОДА ИМПУЛЬСНОГО ВОЗДЕЙСТВИЯ НА ГОРНУЮ МАССУ ДЛЯ ПОВЫШЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ ОБЕЗВОЖИВАНИЯ

Обезвоживание горной массы является важным технологическим процессом при добыче, переработке и обогащении полезных ископаемых. При обогащении, в основном используются мокрые процессы и в большинстве случаев получаемые продукты обогащения угля имеют значительное содержание влаги и не пригодны для транспортирования и непосредственного использования, поэтому удаление излишек влажности является главной задачей для получения качественной угольной продукции [1].

Существующие методы обезвоживания, как правило, энергоемкие и требуют сложного оборудования. Однако при их использовании (кроме термического) остаточная влага конечного продукта остается высокой, что не полностью удовлетворяет требованиям производства. Особенно это относится к мелким классам крупности. Поэтому создание неметаллоемкого, с низким потреблением энергии, и эффективного обезвоживающего устройства является актуальным.

Разработанное авторами устройство (рис. 1) позволяет выполнять комплексное обезвоживание горной массы, поскольку в нем одновременно используются три механизма обезвоживания (вибрационный, вакуумный и электрокинетический) [2, 3], основанный на процессах переноса влаги в обрабатываемом материале под влиянием постоянного тока. Предварительные исследования обезвоживания по данному комплексному методу показали обнадеживающие результаты [4].

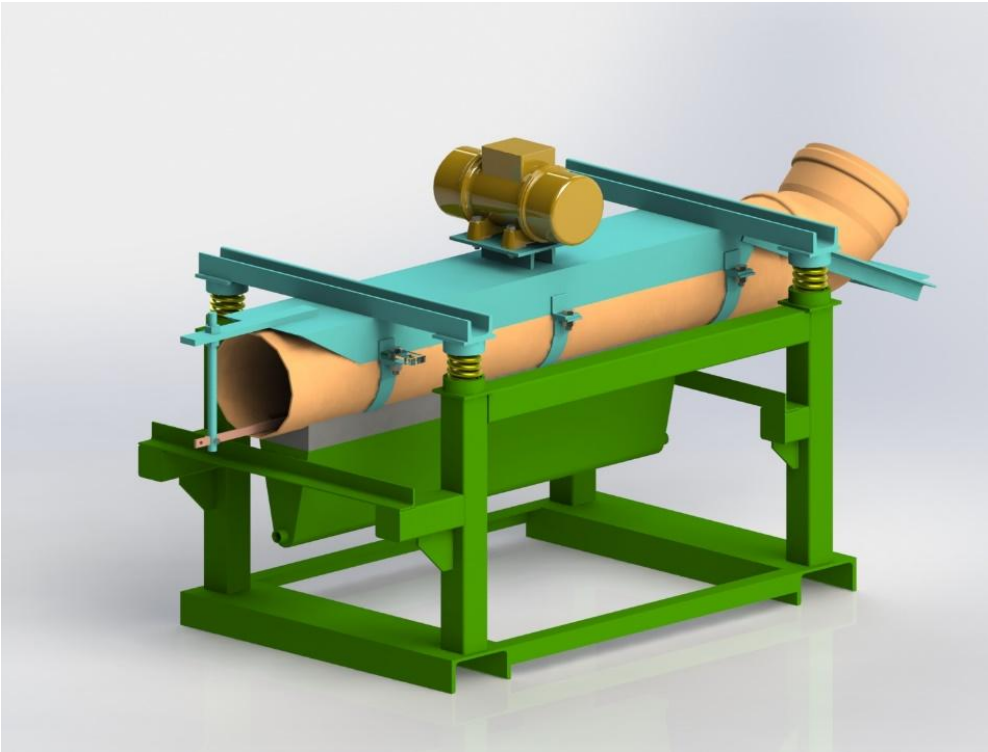


Рис. 1. Общий вид вибрационного обезвоживающего устройства

Целью работы является усовершенствование способа обезвоживания сыпучих материалов, в котором синхронизируются однополярные пульсации электрических импульсов, частоты колебаний вибровозбудителя и вакуумного перепада давления, и за счет этого обеспечивается эффективность и интенсификация обезвоживания сыпучих материалов.

Поставленная задача решается тем, чтобы обезвоживание сыпучих материалов происходило за счет синхронизации механических воздействий на сыпучий материал однополярных пульсаций электрических импульсов, частот колебаний вибровозбудителя и вакуумного перепада давления [5].

Принцип работы устройства следующий: в бункер непрерывно поступает влажный материал, который поступает в диэлектрического рабочего органа в котором по всей длине расположен электропроводящий стержень, соединенный с анодом, где под влиянием импульса постоянного тока избыточная влага вместе с материалом движется по перфорированной поверхности, которая соединена с катодом. Благодаря разности потенциалов обеспечивается движение воды и происходит электроосмотического обезвоживания. Закрепленный на корпусе устройства для обезвоживания вибровозбудитель с направленными колебаниями, непрерывно транспортирует материал по перфорированной поверхности, к которой прикреплена вакуумная камера, удаляет излишнюю влагу. В то же время обезвоживания материал подлежит воздействия импульсного вакуумного перепада давления, создаваемого вакуумным насосом. Использование синхронизации импульсного вакуумного перепада давления и электроосмоса при обезвоживании позволяет удалить избыточную капиллярную, пористую и внешнюю влагу из материала. Избыточная влага выводится из вакуумной камеры с помощью прибора для слива воды. Благодаря тому, что электрические импульсы совпадают с частотой колебаний вибровозбудителя и импульсного вакуумного перепада давления система будет работать в более рациональном режиме и резонансе с максимальной динамикой процесса обезвоживания и минимальным использованием электроэнергии.

Список литературы

1. *Надутый В.П. Обоснование* метода определения эффективности разработки техногенных отходов углеобогащения / В.П. Надутый // Збагачення корисних копалин: наук.–техн. зб. / НГУ. – Днепропетровск, 2007. – № 29 (70). – С. 224-226.
2. Патент на корисну модель № 92897, UA, МПК B 01 D 61/56 (2006.1). *Пристрій* для зневоднення/ *Надутий В.П.,* Сухарєв В.В., Костиря С.В. – Заявка № 2014 03 312; Заявл. 01.04.2014, Опубл. 10.09.2014. Бюл. № 17. – 4 с.
3. Патент на корисну модель № 89501 UA, МПК[10] B 01 D 61/56 (2014.04). *Пристрій* для зневоднення сипких матеріалів / *В.П. Надутый*, В.В. Сухарєв, С.В. Костиря; заявник і патентовласник ІГТМ НАН України. – u 2013 12652;заявл. 29.10.2013; опубл. 25.04.2014., Бюл. № 8. – 4 с.
4. *Надутий В.П.,* Сухарєв В. В., Костиря С.В. *Результати* комплексного зневоднення гірської маси на вібраційному пристрої // Вібрації в техніці та технологіях: Всеукр. наук.-техн. журнал. – Вінниця, 2014. − Вип. 1(73). − С. 88-94.
5. Патент на корисну модель №101478 UA, МПК[51] B01D 61/56(2006.01). *Спосіб* зневоднювання сипучої гірської маси / *В.П. Надутый*, В.В. Сухарєв, С.В. Костиря; ІГТМ НАНУ; заявл. 15.04.2015; u 2015 03530; опубл.10.09.2015, Бюл. №17. – 4 С.

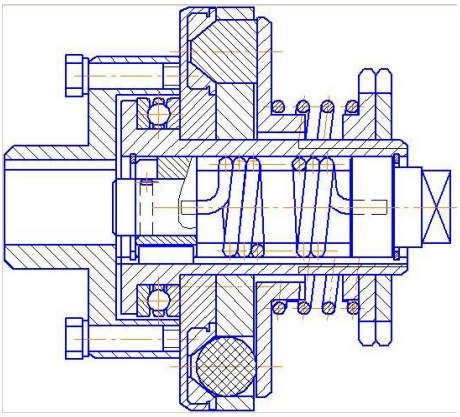
УДК 621.81

Гевко Ів.Б.[1], д.т.н., проф., Дубиняк Т.С.[1], інж., Гудь В.З.[2], к.т.н.

[1] Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя
[2] Гусятинський коледж Тернопільського національного технічного університету імені Івана Пулюя

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНА УСТАНОВКА ДЛЯ ДОСЛІДЖЕННЯ ПРИВОДА ГВИНТОВОГО КОНВЕЄРА ОСНАЩЕНОГО ПРУЖНО-ЗАПОБІЖНОЮ МУФТОЮ

Під час виконання транспортно-технологічних процесів гвинтовими конвеєрами (ГК) часто виникають перевантаження, що зумовлені як технологічними процесами виконання операцій, так і випадковими явищами, які призводять до значних деформацій і поломок гвинтових робочих органів. Перевантаженням запобігти можна використовуючи в конструкціях приводів ГК запобіжні муфти [1]. Проте далеко не всі конструкції запобіжних муфт у повній мірі задовольняють поставлені перед ними вимоги по ефективному розімкненню кінематичного ланцюга у разі виникнення перевантаження в ГК. Тому з метою ефективного захисту ГК від перевантажень розроблено конструкцію пружно-запобіжної муфти, схему та загальний вигляд в розібраному вигляді якої зображено на рис. 1.



а)

б)

Рис. 1. Пружно-запобіжна муфта: а) схема; б) загальний вигляд в розібраному вигляді

Для проведення експериментальних випробувань розробленої пружно-запобіжної муфти і встановлення її характеристик розроблено і виготовлено експериментальну установку, схему якої зображено на рис. 2, а загальний вигляд на рис. 3. Експериментальна установка складається з опори 1, електродвигуна 2, досліджуваної пружно-запобіжної муфти 3, бункера з шибером 4, патрубка зі шнеком 5, регульованого вивантажувального отвору 6, монітора 7, персонального комп'ютера (ПК) 8 та перетворювача частоти (ALTIVAR 71) 9.

Стенд працює наступним чином. Обертальний момент з електродвигуна 2 через досліджувану муфту 3 передається на шнек 5 ГК. Сипкий матеріал засипається в бункер 4 і з нього потрапляє до патрубка зі шнеком 5. Величина просипання регулюється шибером, що встановлений у бункері. Далі матеріал транспортується до регульованого вивантажувального отвору 6. Регулюючи вивантаження матеріалу створюється додаткове навантаження на шнек, і, відповідно, на досліджувану пружно-запобіжну муфту. Пружні властивості муфти дозволяють в значній мірі компенсувати виникаючі у шнеку навантаження, а у випадку значного перевантаження шнека і його аварійної зупинки проходить розчеплення півмуфт. Після зменшення навантаження до заданого пружно-запобіжна муфта відновлює своє

зачеплення і проходить включення шнека. Для пуску електродвигуна установки і регулювання частоти його обертання використовується перетворювач частоти та програмне забезпечення PowerSuite v.2.5.0. З перетворювача частоти дані поступають в ПК. Результати зміни крутного моменту і потужності двигуна в часі отримуються у форматі графічних і табличних залежностей у вікні програми дисплея комп'ютера у відсотках від номінальних величин. Для побудови графічних залежностей використовуються максимальні значення дослідних даних.

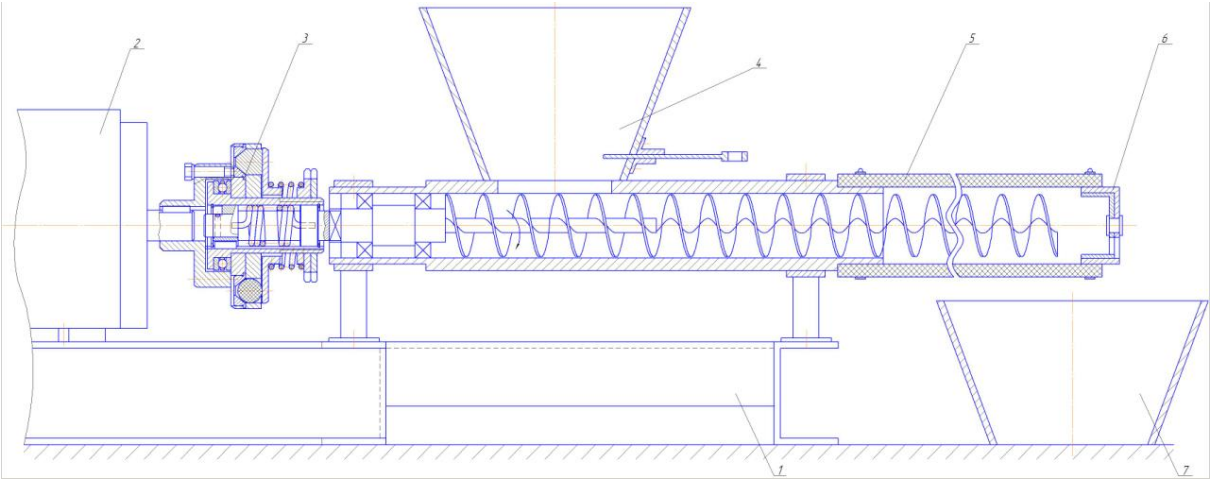


Рис. 2. Схема експериментальної установки для дослідження привода гвинтового конвеєра оснащеного пружно-запобіжною муфтою

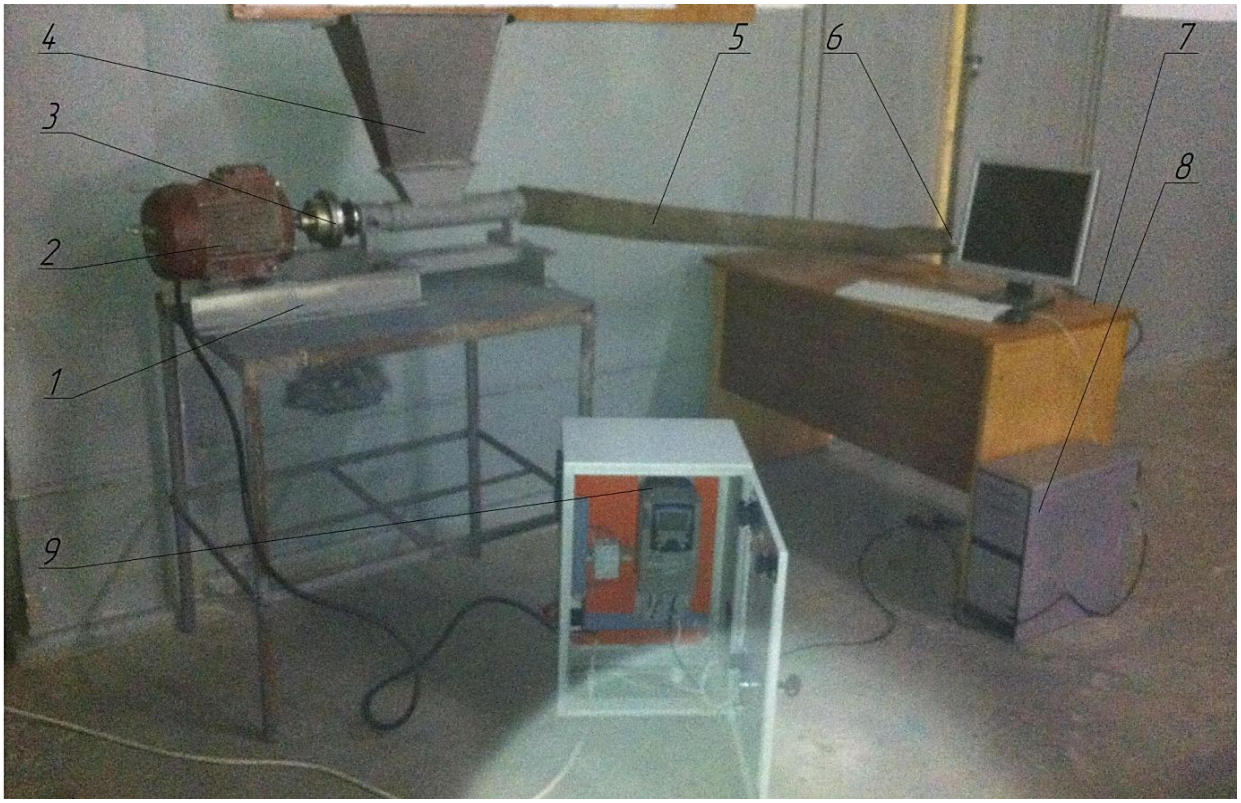


Рис. 3. Загальний вигляд експериментальної установки для дослідження привода гвинтового конвеєра оснащеного пружно-запобіжною муфтою

Список літератури

1. *Гевко І. Б. Науково-прикладні* основи створення гвинтових транспортно-технологічних механізмів : автореф. дис. на здобуття наук. ступеня доктора техн. наук : спец. 05. 02.02 «Машинознавство» / І. Б. Гевко. – Львів, 2013. – 42 с.

УДК 669.045

Власов А.А.[1], Зданевич С.В.[2] к.т.н., доц.

1 - Запорожская государственная инженерная академия, г. Запорожье, Украина
2 - Национальная металлургическая академия Украины, г. Днепр, Украина

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ И УПРУГИХ ПАРАМЕТРОВ ЭЛЕМЕНТОВ СИСТЕМЫ БАЛАНСИРНОГО ЭЛЕКТРОДОДЕРЖАТЕЛЯ ДУГОВОЙ СТАЛЕПЛАВИЛЬНОЙ ПЕЧИ

При эксплуатации сверхмощных (более 0,7 МВА/т) трехфазных дуговых сталеплавильных печей (ДСП) электродинамическое взаимодействие токоподводов и электродов соседних фаз, возбуждает изгибно-крутильные колебания в системе «электрод - электрододержатель - стойка», что приводит к пространственному перемещению электродов, влияет на ток дуги и может быть причиной разрушения электродов [1, 2, 3].

Одним из направлений снижения амплитуд колебаний в системе электрододержателя ДСП является применение балансирного электрододержателя с шарнирным креплением рукава и динамическим гасителем колебаний сухого трения [4]. В случае триангулированного токоподвода ДСП (рис.1,а) амплитуда возмущающей электродинамической силы может изменяться в широких пределах и выбор конструкции и параметров гасителя колебаний должны осуществляться в соответствии с наибольшим значением динамического коэффициента.

Целью работы является выбор места установки шарнирной опоры и определение жесткости упругого элемента гасителя колебаний в системе балансирного электрододержателя ДСП с учетом изменения длины электрода при условии минимального отклонения от исходного положения конца электрода в горизонтальной плоскости при воздействии электродинамических сил на токоведущий контур электрододержателя.

Расчетные схемы системы электрододержателя с жестким (рис.1, б) и шарнирным креплением рукава к стойке (рис.1, в) составлены на основании геометрических размеров и расположения токоведущих контуров электрододержателей ДСП-50Н2, m_{st}, I_{stz}, c_1 – соответственно масса, момент инерции относительно вертикальной оси и крутильная жесткость стойки; m_p, I_{pz} – соответственно масса и момент инерции рукава относительно вертикальной оси; L_e, d_e, m_e, I_{ez} – соответственно длина, диаметр, масса и момент инерции электрода относительно вертикальной оси; c_{gk}, λ_{gk} – соответственно жесткость упругих элементов и коэффициент поглощения гасителя колебаний; L_1, L_2 – координаты расположения шарнира и гасителя колебаний относительно оси стойки; L_{p1}, L_{p2} – геометрические размеры участков рукава.

При оценке электродинамического нагружения на элементы токоведущего контура электрододержателя в исследовании приняты известные положения и рекомендации [5, 6]. Принимаем, что рукава электрододержателей триангулированного токоподвода (рис.1,а) расположены в горизонтальной плоскости. Электродинамические силы, действующие на рукава и электроды, зависят от их геометрических размеров, взаимного расположения, токов взаимодействующих фаз, возможных режимов коротких замыканий (КЗ) [6, 7].

Для исследования колебаний системы балансирного электрододержателя в горизонтальной плоскости составлена приведенная динамическая модель (рис. 2), где ось шарнира в точке O_1, совпадает с вертикальной осью Z стойки.

В первом приближении металлоконструкцию стойки и рукав электрододержателя с электродом считаем твердыми телами с соответствующими инерционными параметрами.

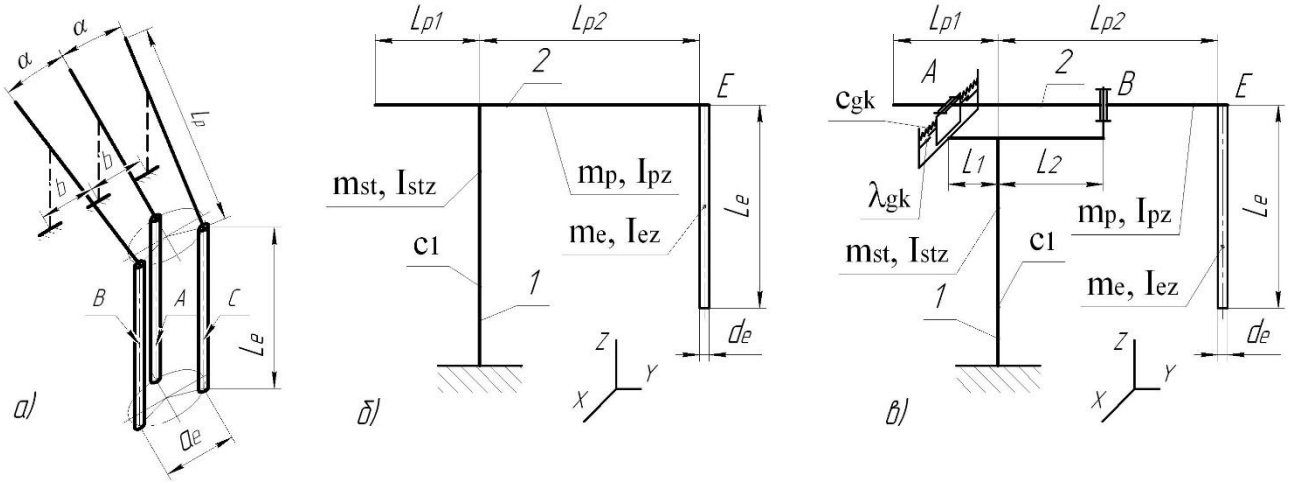


Рис. 1 Схема триангулированного токоподвода ДСП (а) и расчетная динамическая модель электрододержателя: б) с жестким креплением рукава к стойке; в) с шарнирным креплением рукава к стойке и гасителем колебаний (1 – стойка, 2 – рукав с электродом)

Крутильная жесткость вертикального участка стойки электрододержателя является функцией положения стойки относительно точки условного защемления в верхних опорных роликах

$$c_1\left(L_e\right)=\frac{G\cdot J_\rho}{L_{st0}+L_e-L_{e.min}}\ , \qquad (1)$$

где G – модуль упругости второго рода; J_ρ - полярный момент инерции сечения стойки; L_{st0} – минимальная длина стойки; $L_{e.min}$ – минимальная длина рабочей части электрода.

На основании равенства потенциальных энергий крутильная жесткость стойки электрододержателя приведена к шарниру рукава (т.В, рис.2)

$$c_{st}=c_1\big/L_2^2 \qquad (2)$$

Распределенные электродинамические нагрузки на электрод и рукав электрододержателя на расчетной схеме заменены эквивалентными равнодействующими силам $F_{эл}$ и $F_р$. В трехфазной системе электродинамические усилия изменяются во времени с удвоенной частотой переменного тока и зависят от расположения проводников токоподводящего контура ДСП.

Максимальное усилие на рукав электрододержателя при взаимодействии с токами соседних фаз

$$F_p=10^{-7}\cdot k_p\cdot I^2\,, \qquad (3)$$

где k_p – геометрический коэффициент контура токов взаимодействующих фаз; I – ударный ток КЗ.

Приведенная к вертикальной плоскости перпендикулярной рукаву электрододержателя равнодействующая сила от равномерно распределенной электродинамической нагрузки при взаимодействии в трехфазной системе электродов, расположенных по углам равностороннего треугольника со стороной a_e, принимает максимальные значения при токах КЗ [6]

$$F_e=10^{-7}\cdot k_{KZ}\cdot k_{pr.e}\cdot\frac{L_e}{a_e}\cdot I^2, \qquad (4)$$

где k_{KZ} – коэффициент, зависящий от вида КЗ; $k_{pr.e}$ – коэффициент приведения к плоскости нормальной к расположению рукава; a_e – расстояние между электродами; $L_г$ – рабочая длина электрода.

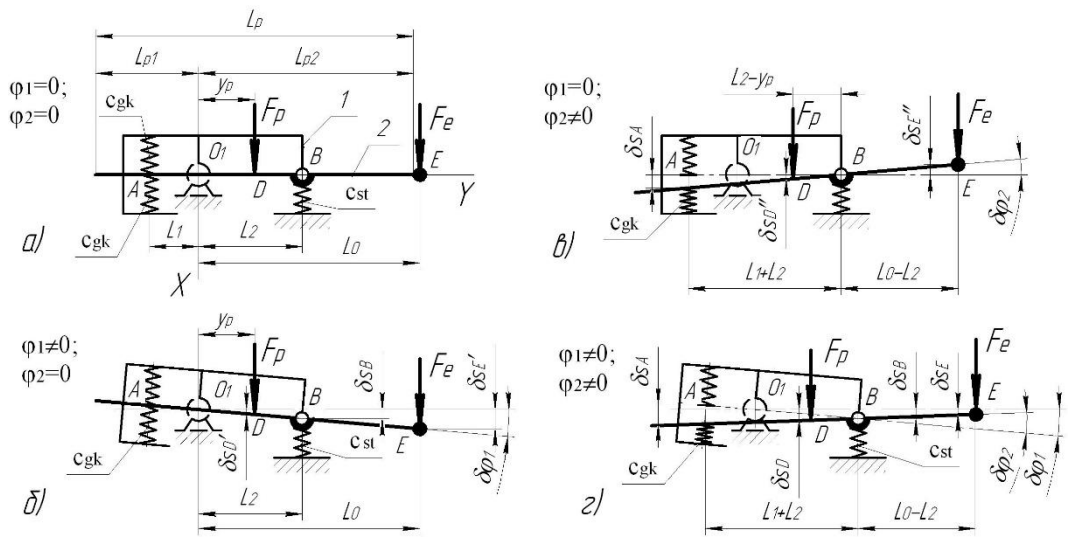


Рис. 2. Приведенная к горизонтальной плоскости динамическая модель системы электрододержателя с шарнирно-упругим креплением рукава в положениях соответствующих возможным перемещениям по координатам: а) исходное положение; б) φ_1; в) φ_2; г) φ_1 и φ_2

Для предварительного определения жесткости гасителя колебаний в колебательной системе электрододержателя шарнирно-упругой конструкции составим, в соответствии с принципом возможных перемещений, систему уравнений для независимых угловых координат стойки φ_1 и рукава φ_2 электрододержателя (рис.2, б, в).

$$\left.\begin{aligned} \delta\varphi_1 &= \frac{F_p \cdot y_p + F_e \cdot L_0}{c_{st} \cdot L_2^2} \\ \delta\varphi_2 &= \frac{F_p \cdot \left(L_2 - y_p\right) - F_e \cdot \left(L_0 - L_2\right)}{c_{gk} \cdot \left(L_1 + L_2\right)^2} \end{aligned}\right\}. \tag{5}$$

где y_p – координата точки приложения силы F_p.

Возможное перемещение точки крепления электрода (рис.2, г)

$$\delta s_E = \delta\varphi_1 \cdot L_2 - \delta\varphi_2 \cdot \left(L_0 - L_2\right). \tag{6}$$

Расчетный коэффициент жесткости гасителя колебания при нулевом статическом отклонении ($\delta s_E = 0$) электрода составит

$$c_{gk} = \frac{c_{st}}{k_c}, \text{ здесь } k_c = \frac{\left(L_1 + L_2\right)^2}{L_2 \cdot \left(L_0 - L_2\right) \cdot \left(L_2 \cdot \dfrac{\xi + 1}{\xi \cdot L_0 + y_p} - 1 \right)}, \ \xi = \frac{F_e}{F_p} = \frac{k_{KZ} \cdot k_{pr.e}}{k_p} \frac{L_e}{a_e}. \tag{7}$$

Для выполнения условия $\delta s_E = 0$ необходимо, чтобы момент от силы F_p относительно шарнира рукава был больше момента от силы $F_{эл}$, тогда расстояние между вертикальными осями стойки и шарнира рукава должно соответствовать условию

$$\frac{y_p + \xi \cdot L_0}{1 + \xi} < L_2 \le L_{p2} - L_B, \tag{8}$$

где L_B – размер, обусловленный габаритами шарнирного узла.

При подстановке электродинамических сил в (8) необходимо выбирать вариант взаимодействия между фазами, при котором $F_{эл} > F_p$ при максимальной длине электрода.

Координата L_1 может назначаться по предельной (для демпфирующего устройства) амплитуде колебаний точки А

$$L_1 \le \frac{\left[\delta s_A\right]}{\delta\varphi_2} - L_2 \tag{9}$$

Координату положения шарнира рукава по отношению к оси стойки рассчитываем по следующему алгоритму:

1) определяем отклонение точки крепления электрода в функции длины L_2 в крайних положениях стойки для значений силы $F_{эл}$ и крутильной жесткости стойки при соответствующих длинах электрода

$$\delta s_{E\min} = F_p \cdot \left[\frac{y_p + \xi\left(L_{\text{e.min}}\right)\cdot L_0}{c_1\left(L_{\text{e.min}}\right)} \cdot L_2 - \frac{\left(L_2 - y_p\right) - \xi\left(L_{\text{e.min}}\right)\cdot\left(L_0 - L_2\right)}{c_{gk}\cdot\left(L_1 + L_2\right)^2} \cdot \left(L_0 - L_2\right) \right]; \tag{10}$$

$$\delta s_{E\,max} = F_p \cdot \left[\frac{y_p + \xi\left(L_{e.max}\right)\cdot L_0}{c_1\left(L_{e.max}\right)} \cdot L_2 - \frac{\left(L_2 - y_p\right) - \xi\left(L_{e.max}\right)\cdot\left(L_0 - L_2\right)}{c_{gk}\cdot\left(L_1 + L_2\right)^2} \cdot \left(L_0 - L_2\right) \right], \tag{11}$$

здесь жесткость гасителя колебаний при средней длине электрода

$$c_{gk} = \frac{\left[\left(L_2 - y_p\right) - \xi\left(L_{e.cp}\right)\cdot\left(L_0 - L_2\right)\right]\cdot\left(L_0 - L_2\right)}{\left[y_p + \xi\left(L_{e.cp}\right)\cdot L_0\right]\cdot L_2\cdot\left(L_1 + L_2\right)^2} \cdot c_1\left(L_{e.cp}\right);\ L_{e.cp} = 0{,}5\cdot\left(L_{e.min} + L_{e.max}\right);$$

2) определяем разность отклонений точки E в функции длины L_2

$$\Delta\delta s_E\left(L_2\right) = \delta s_{E\,max}\left(L_2\right) - \delta s_{E\,min}\left(L_2\right) \tag{12}$$

3) определяем значение L_2 соответствующее минимуму функции (12) в интервале (8);

4) в соответствии со значением L_2 определяем жесткость гасителя колебаний c_{gk} по (7) при среднем значении длины электрода.

Результаты выполненных расчетов для крайнего электрододержателя ДСП-50Н2 показывают, что в соответствие с рабочей длиной электрода (2,7÷5,0 м) крутильная жесткость стойки изменяется в пределах 308,7÷37,92·МНм, при этом расчетная жесткость упругих элементов гасителя колебаний должна составлять 96,6 кН/м. Максимальное отклонение точки крепления электрода в горизонтальной плоскости от начального положения при статическом приложении электродинамических сил, соответствующих двухфазному КЗ при токе 73 кА, в шарнирно-упругой системе электрододержателя составит 1,2 мм, что меньше максимального отклонения 2,2 мм для исходной жесткой конструкции электрододержателя ДСП.

Список литературы

1. *Коваль М.В.* Про підвищення надійності роботи електродів дугових сталеплавильних печей / М.В. Коваль, В.К. Тарасов, С.С. Пилипенко, Ю.П. Єгоров, А.О. Власов// Металургія: Збірник наукових праць ЗДІА. - Запоріжжя: ЗДІА, 2016. - Вип. 35. - С. 58-62.
2. *Сапко А.И.* Исполнительные механизмы регуляторов мощности дуговых электропечей. -М.: Энергия, 1980. – 136 с.
3. *Власов А.А.* Пути снижения расхода электродов в дуговых электросталеплавильных печах/А.А. Власов, Н.В. Коваль, А.Я. Жук, П.И Тищенко, С.М. Тимошенко, В.М. Печенникова // Металургія: наукові праці ЗДІА. - Запоріжжя: РВВ ЗДІА, 2001. – Вип.5. - С.97-100.
4. *Патент* Украины №43610А. Пристрій для кріплення електродотримача дугової сталеплавильної печі /А.О. Власов, М.В. Коваль, А.Я. Жук, И.В Лебедева, С.Ю Беляев, В.В. Бейник// – Опубл.17.12.2001.-Бюл.№11.
5. *Буль Б.К.* Основы теории электрических аппаратов. Под ред. Г.В. Буткевича. Учебное пособие для электротехнич. специальностей вузов. - М.: Высшая школа, 1970. – 600 с.
6. *ГОСТ 30323-95* Короткие замыкания в электроустановках. Методы расчета электродинамического и термического действия тока короткого замыкания.

УДК 621.86

Рогатинський Р.М., д.т.н., проф., Гевко Ів.Б., д.т.н., проф., Дячун А.Є., к.т.н., доц., Мельничук А.Л.

Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя

ДОСЛІДЖЕННЯ ХАРАКТЕРИСТИК ГВИНТОВОГО КОНВЕЄРА З ОБЕРТОВИМ КОЖУХОМ

Вступ. Гвинтові транспортно-технологічні механізми є одними з найпоширеніших засобів, що використовуються в різних галузях машинобудування. Вони використовуються для змішування, дозування, сепарації та необхідного переміщення сипких матеріалів. При виконанні ними транспортно-технологічних процесів не завжди досягається необхідне зменшення енерговитрат, а при підвищенні продуктивності часто виникають перевантаження, що призводять до значних деформацій та руйнувань елементів цих машин. Тому, для забезпечення високої продуктивності виконання транспортно-технологічних процесів гвинтовими механізмами є необхідність створення їх прогресивних конструкцій з транспортуючими кожухами, що дозволяють використовувати відцентрові сили при транспортуванні, а також частково впливати на процеси тертя між сипким матеріалом та робочими елементами гвинтового конвеєра.

Мета роботи. Метою роботи є дослідження технічних характеристик експериментальної установки гвинтового конвеєра з обертовим кожухом для процесів транспортування та змішування сипких матеріалів.

Основна частина. З метою підвищення продуктивності транспортування і змішування сипких матеріалів гвинтовими механізмами актуальним залишається питання пошуку їх прогресивних конструкцій. До таких механізмів належать гвинтові конвеєри з обертовими кожухами. На основі проведеного патентного пошуку, аналізу наукових літературних джерел і проведеного синтезу [1] нами розроблено і запатентовано ряд конструкцій гвинтових конвеєрів з обертовими кожухами [2-4], на базі яких спроектовано і виготовлено експериментальну установку.

Експериментальна установка може працювати у режимі прискореного транспортування вантажу та у режимі змішування сипких матеріалів. У першому випадку кожух обертається проти напряму обертання шнека, у другому випадку – у напрямку обертання шнека.

Сипкий матеріал через бункер потрапляє в кожух на шнек, яким і здійснюється його транспортування. Обертові рухи шнек та кожух отримують через пасові передачі від двигунів, керування якими здійснюється з ПК через частотний перетворювач із фіксацією усіх необхідних даних у табличному чи графічному вигляді згідно розробленої методики проведення експериментальних досліджень. Продуктивність гвинтового конвеєра при різних коефіцієнтах заповнення кожуха та частотах обертання шнека та кожуха визначається в автоматизованому режимі. Силові характеристики можна визначати при плавному та різкому пуску, реверсуванні та моделюванні різноманітних навантажень в автоматизованому режимі за допомогою перетворювача частоти та персонального комп’ютера.

Розроблене експериментальне устаткування для проведення досліджень гвинтових конвеєрів з обертовими кожухами у повній мірі дозволяє провести експериментальні дослідження цих систем згідно розроблених методик, а використання перетворювача частоти серії Altivar і ПК з програмним забезпеченням PowerSuite версії 2.3.0 дозволяє проводити експериментальні дослідження з можливістю моделювання досліджуваних процесів в широких діапазонах з високою точністю в автоматизованому режимі керування з фіксацією необхідних результатів дослідження.

Загальний вигляд рівняння регресії продуктивності Q в т/год залежно від зміни частоти

обертання шнека n від 300 до 700 об/хв, частоти обертання кожуха $n_к$ від 200 до760 об/хв та кута нахилу конвеєра γ від 14 до 36 градусів за результатами проведених повнофакторних експериментів дорівнює:

- під час транспортування кукурудзи:

$$Q_{(n,n_к,\gamma)} = -1,22 + 1,31\cdot10^{-2}n + 5,69\cdot10^{-3}n_к + 9,28\cdot10^{-2}\gamma + 3,23\cdot10^{-6}nn_к - \\ -4,95\cdot10^{-5}n\gamma - 2,04\cdot10^{-6}n_к\gamma + 3,48\cdot10^{-6}n^2 - 5,79\cdot10^{-6}n_к^{\ 2} - 1,87\cdot10^{-3}\gamma^2; \quad (1)$$

- під час транспортування пшениці:

$$Q_{(n,n_к,\gamma)} = -1,242 + 1,36\cdot10^{-2}n + 5,969\cdot10^{-3}n_к + 9,741\cdot10^{-2}\gamma + 3,41\cdot10^{-6}nn_к - \\ -5,182\cdot10^{-5}n\gamma - 2,029\cdot10^{-6}n_к\gamma + 3,8\cdot10^{-6}n^2 - 6,03\cdot10^{-6}n_к^{\ 2} - 1,967\cdot10^{-3}\gamma^2; \quad (2)$$

- під час транспортування ячменю:

$$Q_{(n,n_к,\gamma)} = -0,974 + 1,053\cdot10^{-2}n + 4,55\cdot10^{-3}n_к + 7,342\cdot10^{-2}\gamma + 2,571\cdot10^{-6}nn_к - \\ -3,909\cdot10^{-5}n\gamma - 1,218\cdot10^{-6}n_к\gamma + 2,75\cdot10^{-6}n^2 - 4,592\cdot10^{-6}n_к^{\ 2} - 1,488\cdot10^{-3}\gamma^2. \quad (3)$$

Визначено мінімальну частоту обертання кожуха для запуску гвинтового конвеєра після його вимушеної зупинки. Для руху сипкого матеріалу вгору по осі гвинтового робочого органу, частота обертання кожуха повинна бути тим більшою, чим більший крок витків гвинтового робочого органу, кут нахилу осі гвинтового робочого органу до горизонталі, коефіцієнт тертя між матеріалом і поверхнею гвинтового робочого органу і чим менший радіус внутрішньої поверхні кожуха і коефіцієнт тертя між матеріалом і поверхнею кожуха.

$$n_к = \frac{30}{\pi}\sqrt{\frac{g\left(\sin\gamma\,\mathrm{tg}\left(\mathrm{arctg}\,\frac{T}{2\pi R} + \mathrm{arctg}\,f_1\right)\left(1+\frac{1}{f_2}\right) + \cos\gamma\right)}{R_1}}, \quad (4)$$

де T – крок витків шнека по зовнішньому радіусу; g - прискорення вільного падіння; R_1 - радіус внутрішньої поверхні кожуха; f_1 – коефіцієнт тертя між сипким матеріалом і поверхнею шнека; f_2 – коефіцієнт тертя між сипким матеріалом і поверхнею кожуха; R – зовнішній радіус шнека.

Висновки. За результатами досліджень встановлено, що підвищення частоти обертання кожуха призводить до підвищення продуктивності гвинтового конвеєра на 18-25% порівняно із його роботою при нерухомому кожусі. Також підвищення частоти обертання кожуха вище 620 об/хв є нераціональним, оскільки це не змінює продуктивність конвеєра. Раціональною є частота обертання кожуха від 480 до 600 об/хв, оскільки при цьому відбувається найбільший приріст продуктивності гвинтового конвеєра, при різних частотах обертання шнека.

Список літератури

1. *Рогатинський Р.М. Синтез* гвинтових транспортно-технологічних механізмів з транспортуючими кожухами [Текст] / Р.М. Рогатинський, Ів.Б. Гевко, А.Є. Дячун, А.Р. Вар'ян // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка. Ресурсозберігаючі технології, матеріали та обладнання у ремонтному виробництві. – Харків, 2016. – Вип. 168. - С. 149-155.
2. Пат. № 106099 Україна, МПК (2016.01) B65G 33/08. *Гвинтовий* конвеєр з обертовим кожухом / *Рогатинський Р.М.*, Дячун А.Є., Вар'ян А.Р., Рогатинська Л.Р., Гевко Ів.Б.; заявник і патентовласник Рогатинський Р.М., Дячун А.Є., Вар'ян А.Р., Рогатинська Л.Р., Гевко Ів.Б. – № u201511562; заявл. 23.11.15; опубл. 11.04.16, Бюл. № 7.
3. Пат. № 106962. Україна, МПК B65G 33/00. *Гвинтовий* конвеєр з транспортуючим кожухом / *Рогатинський Р.М.*, Дячун А.Є., Вар'ян А.Р., Рогатинська Л.Р., Гевко Ів.Б.; заявник і патентовласник Рогатинський Р.М., Дячун А.Є., Вар'ян А.Р., Рогатинська Л.Р., Гевко Ів.Б. – № u201512119; заявл. 07.12.15; опубл. 10.05.16, Бюл. № 9.

УДК 629.7.615.3

Сокол Г.И., д.т.н., проф., Хорищенко А.А., асс., Нікітюк Д.А., студ., Бондар В.Д., студ.

Днепропетровский национальный университет имени Олеся Гончара

«1С. МАТЕМАТИЧЕСКИЙ КОНСТРУКТОР» В ПРОЕКТИРОВАНИИ РЫЧАЖНЫХ МЕХАНИЗМОВ

Введение

Создание новых робототехнических систем в современном мире немыслимо без применения информационных технологий. Последние пол столетия информационные технологии активно развиваются как сами по себе, так и в применении к технике [1]. Применение математического моделирования в составлении кинематических схем, а также для наглядного изображения изменений величин и направлений векторов линейных скоростей и ускорений — очень важный момент в проектировании промышленных (ПР) и роботов космического назначения [2, 3]. Здесь требуется не только большая вычислительная работа, но использование анимации для наглядного представления полученных результатов.

Применение информационных технологий существенно изменило и стиль учебных процессов. В процессе изучения курса «Теории механизмов и машин роботомеханических систем» и во время дипломного проектирования студенты специальности «Роботомеханические системы и комплексы» используют программные комплексы AUTOCad и Компас [4, 5]. В [4] изложена методика использования AUTOCad в решении задачи синтеза и анализа простейших рычажных механизмов, используемых в механизмах роботов различного назначения. Но в решении задач кинематического и силового анализа используется обычный графо-аналитический метод. Здесь не достигнута цель наглядного представления движения звеньв механизма в цикле с использованием анимации. В программном комплексе Компас возможно применение анимации для наглядного представления движений звеньев, но только в случае пространственного движения. Анимация, позволяющая воспроизвести движение звеньев с случае плоско-параллельного движения, здесь невозможна [5].

Программирование движений звеньев с помощью языков высокого уровня, например, Fortran, требует дополнительных знаний, опыта и затрат времени на отладку программы. Наглядного представления о траекториях движения точек звеньев на экране дисплея пошагово во времени данная программная среда не обеспечивает.

Система встроенных функций Mathcad позволяет легко выполнить дифференцирование, т.е. вычислить скорости и ускорения особых точек рычажных механизмов. Эти результаты позволяют оценить пределы досягаемости схвата и выбрать его траекторию движения. Наглядного анимационного представления траекторий движения точек звеньев и изменения величин и направления векторов скоростей и ускорений на экране дисплея во времени данная программная среда не обеспечивает [2, 3].

Программная среда «1С: Математический конструктор» - творческая компьютерная среда, позволяющая создавать модели, объединяющие конструирование, динамическое исследование, анимационный эксперимент. Разработка метода кинематического анализа механизмов, являющихся ходовой частью промышленных и роботов космического назначения, с использованием пакета прикладных программ «1С: Математический конструктор» является актуальной научно-прикладной задачей. Это определяет актуальность выбранной темы.

Цель работы

Разработка методики построения рычажных механизмов в среде «1С: Математический конструктор»

При синтезе механизма ходовой части робота составить кинематическую схему, удовлетворяющую требуемые законы движения звеньев. В процессе синтеза решить три основные задачи:

- выбор структуры, т.е. построение конструкции рычажного механизма. выбор размеров и форм звеньев;
- определение числа и вида кинематических пар, обеспечивающих требуемые законы движения звеньев;
- моделирование движений точек звеньев, наглядное представление на экране дисплея изменения величины и направления векторов скоростей и ускорений каждой точки звеньев за цикл работы с использованием программной среды «1С. Математический конструктор».

Выбор для моделирования прикладных программ, заложенных в «1С. Математический конструктор», позволит рассчитать координаты точек, принадлежащих соединительным и ведомым звеньям рычажных механизмов. При этом основным является изменение обобщенной координаты, то есть угла поворота ведущего звена механизма. Система встроенных функций «1С. Математический конструктор» вычислит скорости и ускорения особых точек рычажных механизмов по заданным траекториям их движения и выполнить анимацию движения звеньев. При моделировании процесса движения звеньев видна анимационная картина изменения траекторий, величин и направлений векторов скоростей и ускорений точек звеньев механизмов. Эти результаты позволяют оценить пределы досягаемости схвата и выбрать допустимую траекторию его движения.

Основная часть

Кинематические схемы и начальные условия. В качестве примера рассмотрим распространенный кривошипно-ползунный механизм. Считаются известными законы движения начальных звеньев и кинематическая схема механизма. Жесткие звенья соединены между собой кинематическими парами, преимущественно V класса. Сообразно этой структуре и определяются кинематические характеристики. При этом моделирование движения точек звеньев, изменение их скоростей и ускорений во времени представляется наглядно на дисплее компьютера.

Методика для создания анимации и последовательность действий.

На рисунке 1 показана панели инструментов, используемая для описанных построений. Задаются длины звеньев и строятся горизонтальные прямые, которые изображают звенья с помощью инструмента «Горизонтальная прямая». Каждое звено механизма изображается радиусом некоторой окружности. Центр окружности задается опцией «Построить точку». Для выбора длин звеньев используется инструмент «Построить отрезок». В этой операции может быть использован также инструмент «Скрыть / показать объект», если какие-то из отрезков требуется не показывать в процессе дальнейшего моделирования. Толщина отрезков варьируется выбором нужного типа линий из выпадающего списка из меню на панели справа.

Как принято в теории механизмов, отрезки, изображающие звенья, на концах обозначатся точками. Для этого используется режим «Редактирование названия точки». Операция обозначения точек сопровождается нажатием клавиши Enter**.** Если в обозначении точки используется числовой индекс, то число, введенное после буквы, автоматически примет позицию нижнего индекса.

Описанные операции используются в следующем порядке. Выбирается место на поле чертежа для начальной точки, проставляется обозначение. Например, точка *O* определит положение начала кривошипа. (см. рис. 3-6).

Из точки *O*, как из центра, строится окружность радиусом, равным длине кривошипа *OA*. Для этого используется инструмент «Построить окружность по центру и отрезку-радиусу». Построенная окружность будет траекторией движения точки *A*.

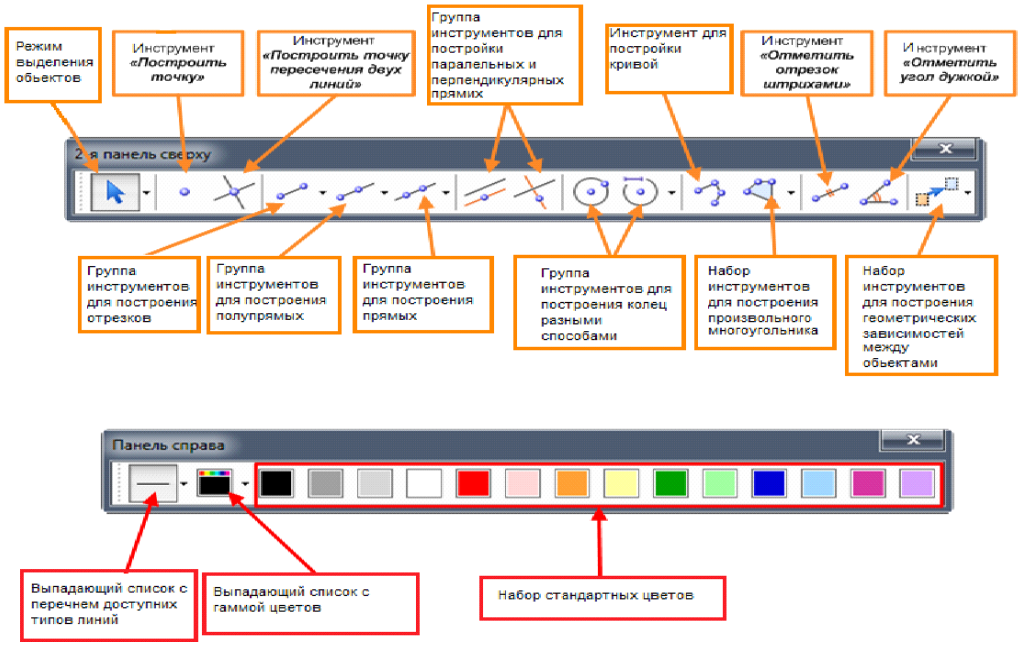


Рис.1. Основная панель инструментов

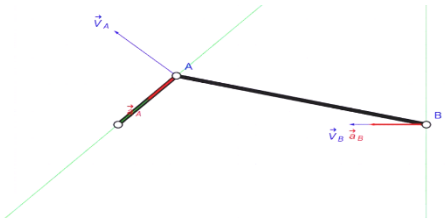
Далее строится второе звено механизма шатун. Для этого из точки *A*, как из центра, строится окружность радиусом, равным длине шатуна *AB*.

Так как точка *B* движется вместе со звеном ползуном, то необходимо найти те точки, которые обозначатся на пересечении окружности радиуса *AB*, и прямой, по которой движется точка *B*. В принципе план механизма построен. Далее применяется анимация.

Для этого используется адрес «Кнопки → Анимация». Необходимо выбрать пункт меню, указать точку, движение которой будет задано. Это точка *A*. Выбор точки закрепляется нажатием левой кнопкой мыши в нужном месте. Нажатием правой кнопкой мыши по только что созданной кнопке позволяет открыть контекстное меню, в котором надо выбрать пункт «Свойства объекта». Откроется окно, где можно изменить настройки анимации. Рекомендуется тот код, который находится в окне, скопировать, а специальную кнопку для анимации удалить. После этих настроек можно запускать анимацию.

На рисунках 2-5 показано выполненное моделирование движения кривошипно-ползунного механизма в нескольких положениях. При движении точки *A* по окружности скорость V_A постоянна, направлена в сторону вращения начального звена кривошипа. Скорость точки *B* обозначена V_B, В начальном положении (которое называется еще и «мертвым») эта скорость равняется 0 Ускорение a_B направлено влево и имеет максимальное по величине значение.

На рисунке 3 показано промежуточное положение 2 рабочего хода.



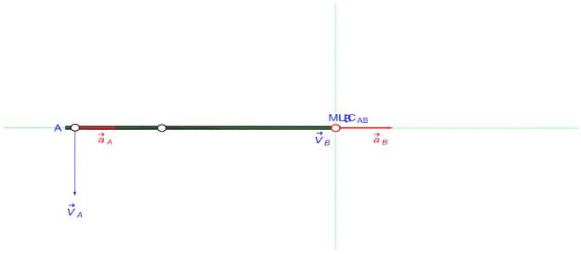


Рис.2. Промежуточное положение 2 **Рис. 3. положение 3 конца рабочего хода**

Скорость V_A постоянна, направлена в сторону вращения начального звена кривошипа. Скорость $V_{B,}$ уже не равна 0, направлена вдоль движения ползуна. Ускорение a_B направлено влево и совпадает с направлением скорости $V_{B,}$. Движение ползуна равноускоренное

На рисунке 4 показано положение 3 конца рабочего хода.

Скорость V_A постоянна. Скорость $V_{B,}$ конечном положении (которое называется также «мертвым») равняется 0 Ускорение a_B направлено вправо и имеет максимальное по величине значение.

На рисунке 5 показано промежуточное положение 4 холостого хода.

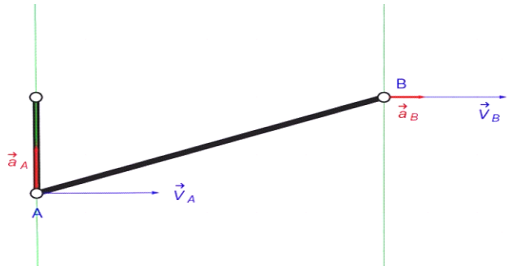


Рис. 4. Промежуточное положение 4 холостого хода

Скорость V_A постоянна. Скорость $V_{B,}$ уже не равна 0, направлена вдоль движения ползуна. Ускорение a_B направлено влево и совпадает с направлением скорости $V_{B,}$. Движение ползуна равноускоренное

Из анимационной картины видно, как кривошип механизма выполняет вращательное движение, полный оборот составляет угол 360 градусов. Звено механизма ползун совершает поступательное движение. Анимация позволяет наглядно продемонстрировать равноускоренные и равнозамедленные движения ползуна.

Выводы.

1. Использование пакета прикладных программ «1С: Математический конструктор» позволяет применить метод математического моделирования в технике и эффективно решать класс задач по моделированию движений кривошипно-шатунного механизма.

2. Моделирование с помощью программной среды «1С: Математический конструктор» позволяет наглядно провести анимацию движений звеньев механизма.

Список литературы

1. *Півняк, Г.Г.* Тлумачний словник з інформатики . [Текст] / *Г.Г. Півняк, Б.С. Бусигін, М.М. Дівізінюк, О.В. Азаренко, Г.М. Коротенко, Л.М. Коротенко.* — Дніпропетровськ: Нац. Гірнич. Ун-т, 2008. — 599с.
2. *Ащепкова,* Н. С. Математическая модель движения космического аппарата с манипулятором [Текст] / Н. С *Ащепкова, Ю. Д. Шептун.* Космічна наука та технологія. — 1997. - Т. 3, № 5/6. — С. 34 - 42.
3. *Ащепкова* Н. С. Моделирование и кинематический анализ кривошипно-шатунного механизма. [Текст] / Н. С *Ащепкова,* Вестник НТУ "ХПИ". Серия: Информатика и моделирование. – Харьков: НТУ "ХПИ". – Декабрь, 2014.- № 23. – С. 53-60.
4. *Сокол, Г. І.* [Текст] Проектування плоских важільних механізмів з використанням AUTOCad: Навч. посібник / *Г. І. Сокол.* – Дніпропетровськ: Поліграфія, 2014. – 208с.
5. *Слепова, С. В.* Система автоматизированного проектирования Компас-3D (мультимедийный курс лекций) [Текст] / *С. В. Слепова, М. А. Шахина,* Международный журнал прикладных и фундаментальных исследований. – 2014. – № 3-2. – С. 207-208.

УДК 621.43

Федоров К.В., студент, Богомолов В.В., старший викладач, Заяць Г.В., к.т.н., доцент

ДВНЗ «Придніпровська державна академія будівництва і архітектури»

АНАЛІЗ КОНСТРУКЦІЇ ГРМ ТА ЙОГО ВПЛИВУ НА ЗАГАЛЬНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ ДВЗ

Вступ. Багато характеристик двигуна залежать від якості наповнення циліндрів свіжим зарядом, що в свою чергу залежить від величини прохідних перетинів у сідлі і горловині клапана тобто від такого параметра як час - перетин клапана. Чим більше повітря потрапляє в циліндри, тим більші крутний момент і потужність видає двигун. Особливо це стосується підвищених оборотів, коли часу на впуск свіжого заряду набагато менше. Основним обмежувачем на шляху подачі повітря в циліндри є мала площа прохідного перетину клапана.

Метою роботи є аналіз корнструкції ГРМ та інтенсивності зміни площі поперечного перерізу в горловині (тобто значення «час-перетин» клапану) в початковий момент його відкриття і його впливу на загальні характеристики ДВЗ.

Основна частина. Двигуни, оснащені багатоклапанними системами, мають цілий ряд переваг перед іншими двигунами: зниження витрат палива, кращу прийомистість, підвищену надійність, скорочуються витрати на технічне обслуговування і ремонт двигуна, зростає ресурс. Крім того, кращий газообмін, властивий багатоклапанним моторам (наповнення, продування, випуск), робить їх менш схильними до детонації, забезпечує краще згоряння палива і зниження токсичності відпрацьованих газів. За рахунок застосування клапанів меншої маси, хоча і більшої їх кількості, скорочується інерція зворотно-поступальних мас ГРМ.

Більшість розподільних валів конструюють так, щоб забезпечувалися рівноцінні значення між значеннями підйому і тривалості відкривання клапанів, при довгому терміні служби і надійності. Підйом клапанів і тривалість такту впуску не є єдиними елементами конструкції розподільного вала, які впливають на вихідну потужність двигуна. Моменти, в які клапани відкриваються і закриваються по відношенню до положення розподільного вала, є такими ж важливими параметрами для оптимізації характеристик двигуна.

В даний час існує декілька типів розподільних валів які впливають на потужностні характеристики двигуна:

- розподільні вали, що сприяють збільшенню крутного момент переважно на мінімальних і номінальних обертах (1500 ... 4000 хв$^{-1}$).
- розподільні вали, що впливають на збільшення крутного моменту переважно на номінальних і максимальних обертах (3000 ... 6000 хв$^{-1}$).
- розподільні вали, що збільшують крутний момент переважно на максимальних обертах (6000 хв$^{-1}$ і більше).

Існує три важливих характеристики конструкції розподільного вала, які керують кривою потужності двигуна: величина підйому клапанів, тривалість макимального відкривання клапана і фази газорозподілу. Підйом клапана вимірюється в міліметрах і являє собою максимальну відстань, на яке клапан відходить від сідла. Тривалість відкривання клапанів - це відрізок часу, що вимірюється в градусах повороту колінчастого вала. Але ці характкеристики не повністю описують характер наповнення циліндру свіжим зарядом. Для ефективного газообміну важливо забезпечити великі прохідні перетини в клапанних перетинах, які в процесі відкриття і закриття клапана змінюються. Особливо це важливо в моменти початку відкриття та закриття, тому пропускну здатність клапанів характеризують параметром, що являє собою залежність висоти підйому клапана від кута повороту колінчастого валу. Так званий «час-перетин», який за діаграмою підйому клапана графічно визначають за такт впуску наступним чином:

$$\int_{t_1}^{t_2} F_{кл} dt = M_t \cdot M_F \cdot F_{abcd}$$

де $M_t = M_{\varphi p}/(6n_p)$ - масштаб часу по осі абсцисс на діаграмі переміщення клапана, с/мм; $M_{\varphi p}$ – масштаб часу по осі абсцис на діаграмі переміщення клапана; n_p – частота обертання розподільного вала, хв$^{-1}$; $M_F = M_h \pi d_{гор} cos \propto$ - масштаб площі прохідного перетину клапана по осі ординат, мм 2 / мм; M_h – масштаб переміщення клапана, мм/мм; $d_{гор}$ – діаметр горловини, мм; $\propto$ – угол фаски посадочного конуса клапана F_{abcd} – площадь под кривой перемещения клапана за такт впуска, мм^2

В початкові періоди відкриття клапана характеристика «час-перетин» залежить від площі прохідного перерізу клапана, що утворюється бічною поверхнею клапана та стінками каналу. Інтенсивність зростання площі однозначно залежить від кута фаски посадочного конусу клапана. Із зміною цього кута з 45 до 30 градусів «час-перетин» зростає на 17-18 %, що впливає на швидкість наповнення циліндра.

Тривалість можна виміряти кількома різними шляхами, але через те, що потік мінімальний при малому підйомі клапана, тривалість зазвичай вимірюється після того, як клапан піднявся від сідла на деяку величину. Таким чином, якщо тривалість відкриття враховувати не з моменту підняття клапана з сідла, а з того моменту коли площа прохідного перерізу клапана починає інтенсивно збільшуватись, а це складає від 7 до 10% висоти клапана, тоді тривалість повного відкриття для серійних двигунів буде складати 230-270 град п.к.в. Якщо тривалість відкриття клапана вимірюється при нульовому підйомі (коли він знаходиться у сідлі або тільки починає відходити від нього), то тривалість становитиме 330° та більше. Наприклад, розподільний вал дозволяє відкривати впускний клапан при 30° до ВМТ і закривати його при 60-80° після НМТ. Із зменшенням кута фаски посадочного конусу клапана збільшується тривалість основної фази відкриття клапана на 3% при сталій фазі газорозподілу, тобто розподільний вал буде утримувати клапан відкритим на 7-12 градусів більше тобто 240-280° повороту колінчастого вала.

Кожен з цих критеріїв конструкції пов'язаний з іншими і модифікація одного вплине на те, як інші поліпшать або погіршать роботу двигуна. Збільшення підйому клапана і тривалості його відкривання або оптимізація фаз газорозподілу збільшують потужність. Чим довше утримуються відкритими клапани (особливо впускний клапан), тим більша максимальна потужність двигуна буде отримана. Збільшення підйому клапана збільшує потужність двигуна без істотного впливу на характеристики двигуна при мінімальних обертах.

Висновки. Розподільні вали з великою тривалістю відкриття клапанів можливо зробити шляхом зміни моментів відкриття і закриття клапанів, але компромісом буде максимальна потужність. Якщо тривалість відкриття клапана збільшується більше певної величини, додаткова максимальна потужність буде отримана ціною якості роботи двигуна при мінімальних обертах. Тому як варіант збільшення тривалості відкриття клапанів можливе за рахунок внесення змін до конструкції впускних клапанів та газороподільного валу, що збільшує тривалість повного відкриття.

Список літератури

1. *Колчин А.И. Расчет* автомобильных и тракторных двигателей: Учеб. Пособие для вузов. – 3-е изд. перераб. и доп. – М.: Высш. шк., 2002.
2. *Абрамчук Ф.І.,* Гутаревич Ю.Ф., Долганов К.Є.,Тимченко І.І. *Автомобільні* двигуни: Підруч. для студентів спец. “Автомобілі та автомобільне господарство” вищ. навч. закладів. – К.: Арістей, 2004. –438 с.: іл. – Бібліогр.: с.432

УДК 531/534

Юшкевич О.П., к.т.н., доцент

Днепровский национальный университет им.О.Гончара

ОЦЕНКА ПРОЧНОСТИ ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНЫХ РЕЛЬСОВ ПРИ ПОВЫШЕННОЙ НАГРУЗКЕ

Вступ. Железнодорожные рельсы работают в условиях нестационарного динамического нагружения. В пути рельсы подвергаются действию периодических контактных и знакопеременных сил, которые динамически могут разгружать или догружать рельсы к их статической нагрузке [1], более чем в 2 раз. Поэтому статические силы, действующие в сечении рельсов, представляют особый интерес.

Учесть динамику воздействия колеса на поверхность катания можно за счёт коэффициентов запаса прочности. Пиковое возрастание статической нагрузки до 2 раза на одну ось локомотива от 230 кН, при динамическом воздействии колеса на поверхность катания, эквивалентно повышению осевой статической нагрузки до 560 кН, и увеличивает вероятность выхода рельсов из строя из-за усталостных трещин. На скорости 25км/ч статическая нагрузка 56 т дополняется динамической в 4 т [1].

Силы давления, предаваемые от колеса к рельсу, распределены по поверхности контакта и нормальны к ней. Поверхность соприкосновения образует эллипс, расположенный большой осью по направлению движения [2]. Эпюра распределения давлений по эллипсу контакта имеет вид полуэллипсоида с максимумом давлений p_0 в центре по очень небольшой (порядка 1,5-4 см^2) эллиптической площадке, фактическая площадь которой зависит от величины износа поверхностей колеса и рельса и влияния касательных сил Q, пропорциональных согласно закону трения Амонтона нормальным силам P [2].

Цель. Оценить величину максимальных напряжений, возникающих в головке железнодорожных рельсов, и сравнить их с прочностными характеристиками горячекатаной и термически упрочнённой рельсовой стали.

Основная часть. Контакт поверхности катания рельсов с колесами локомотивов, электровозов, моторных вагонов, кранов и с тормозными колёсами подвижного железнодорожного состава ведет к возникновению касательных усилий сцепления q_0 [3]. Напряжения $(\sigma_z)_q$ и $(\tau_{xz})_q$, вызванные касательными усилиями q, можно определить соответственно из напряжений $(\tau_{xz})_p$ и $(\sigma_x)_p$, обусловленных действием нормальных давлений p [2]. Причём интегральные нормальные напряжения σ_z определяются суммированием напряжений $(\sigma_z)_q$ и $(\sigma_z)_p$. Однако абсолютные значения σ_z разрушения металла рельсов не вызывают, вследствие того, что находятся в области всестороннего (объёмного) сжатия [1, 3]. Касательные напряжения $(\tau_{xz})_q$ и $(\tau_{xz})_p$ суммируются в τ_{zx}, и вместе с напряжением τ_{zy} служат причиной разрушения рельсов . Максимум этих напряжений (σ_z - σ_y и σ_z- σ_x) расположен по оси сечения головки рельса на некоторой глубине [1].

Определение напряжений $(\sigma_z)_p$ и $(\tau_{xz})_p$ ведут методами теории упругости по схеме, предложенной Г.Герцем [3, 4].

При оценке этих напряжений были приняты следующие исходные данные, соответствующие жестким условиям эксплуатации рельсов: диаметр колеса локомотива спецподвижного состава D=650 мм, радиус кривизны поверхности катания головки рельса Р65 r=500 мм, статическая нагрузка на колесо Р=10000 и предельное пиковое динамическое воздействие 30000 кГ, коэффициент Пуассона μ=0,28, модуль упругости Е=2,1кГ/см^2.

Расчёт показал, что при статической нагрузке 20 т на одну колёсную пару максимальные сдвиговые напряжения τ_{zx}=360 МПа и τ_{zy}=395 МПа образуются на глубине 3 мм. При пиковой нагрузке в 60 т − τ_{zx}^{max}=520 МПа и τ_{zy}^{max}=554 МПа − на глубине 4 мм.

В двух плоскостях ZOY и ZOX металл рельсов испытывает знакопеременный цикл контактных напряжений. При этом касательные напряжения τ_{zy} увеличиваются, а τ_{zx} - уменьшаются. Поэтому τ_{zy} – основная причина контактных разрушений рельсов [1].

В связи с изложенным, была выполнена оценка максимальных пиковых касательных напряжений τ_{zy} с учётом остаточных термических напряжений после индукционной термической обработки. На глубине 4 мм сжимающие остаточные напряжения σ_z составляют 284 МПа. Поэтому на этой глубине τ_{zy}, при пиковой нагрузке 30 т на колесо, составляет 696 МПа.

Наибольшее сдвиговое напряжение развивается при разгоне, когда коэффициент трения имеет максимальное значение 0,2 [2]. Таким образом, $(\tau_{xy})_q=(\tau_{yx})_q$ на глубине 4 мм составляет 79 МПа при 30 т. Учитывая, что $(\tau_{zy})_q=(\tau_{yz})_q=0$ и $(\tau_{xy})_q=(\tau_{yx})_q=0$ определяем интегральное максимальное касательное напряжение из условия Губерта-Мизеса τ_{max}=1085 МПа.

Полученная величина напряжения превосходит предел прочности горячекатаных рельсов $\sigma_в \geq 900$МПа [5]. Таким образом, в голове неупрочнённых рельсов в процессе эксплуатации при пиковых динамических нагрузках могут образовываться трещины. При нагрузке на движущееся колесо10 т интегральное максимальное касательное напряжение на глубине 3 мм, из условия Губерта-Мизеса [4], τ_{max}=720 МПа. Поэтому в обычных условиях эксплуатации рельсы обладают достаточным запасом прочности.

Рельсы после термического упрочнения имеют больший предел прочности $\sigma_в \geq 1137$-1290 МПа [5], поэтому обладают стойкостью к контактным разрушениям даже в самых сложных условиях эксплуатации. Однако предел текучести термически обработанных рельсов $\sigma_т \geq 740$-850 МПа [5]. Поэтому при пиковых динамических нагрузках в рельсах возникают остаточные микродеформации на глубине 3-5мм. Накапливаясь, деформации вызывают образование наплывов боковых граней головки и потерю формы профиля рельса. Металл наплывов в процессе эксплуатации наклёпывается, становиться хрупким, и откалывается от поверхности выкружки. В результате на поверхности рельсов образуются выщерблины, которые могут становиться очагами разрушения рельсов.

Выводы. Полученные результаты оценки прочности железнодорожных рельсов при повышенной динамической нагрузке свидетельствуют о необходимости повышения предела текучести рельсовой стали до величины $\sigma_т \geq 1085$ МПа. Повысить прочностные характеристики рельсов можно путем разработки новых: легированных рельсовых сталей и технологий термического упрочнения.

Список литературы

1. *Яковлев В.Ф. Путь* и путевое хозяйство промышленных железных дорог/ В.Ф. Яковлев, Б.А. Евдокимов, В.Е. Пярунакян, А.Н. Перцов; под ред. Яковлева В.Ф. – М.: Транспорт, 1990.- 341 с.
2. *Джонсон К. Механика* контактного взаимодействия/ Пер. с англ. – М. Мир, 1989. 510 с.: ил.
3. *Понамарёв С.Д. Расчёты* на прочность в машиностроении. Т. 2: Некоторые задачи прикладной теории упругости. Расчёты за пределами упругости. Расчёты на ползучесть /С.Д. Понамарёв, В.Л. Бидерман, К.К. Лихарев, В.М. Макушин, Н.Н. Малинин, В.И. Федосьев: под ред Понамарёва С.Д. – М.:ГНТИ Машиностроительной литературы. – 1958. – 974 с.
4. *Григорьев А.К. Теория* упругости и пластичности: конспект лекций. – Л.:ЛПТИ, 1975. – 158 с.
5. ДСТУ 4344:2004. Рейки звичайні для залізниць широкої колії: загальні технічні умови. – К.: Дерстандарт України, 2005. – 28 с.

УДК 621.01:331.45

Бабенко Л. В., к.т.н., доц.

Національна металургійна академія України

ВІБРАЦІЯ МЕХАНІЧНОГО ОБЛАДНАННЯ ЯК ФАКТОР ВИРОБНИЧОГО СЕРЕДОВИЩА

Постановка проблеми. За даними Міжнародної організації праці, щорічно в світі фіксується біля 125 млн нещасних випадків, пов'язаних з виробництвом, в тому числі 10 млн з важкими і 220 тис. із смертельними наслідками. На сьогодні зареєстровано близько 90-150 млн випадків захворювань, пов'язаних з роботою.

Незадовільний стан охорони праці важким тягарем лягає на економіку держави. Щорічно в Україні майже 17 тис. чоловік стають інвалідами, чисельність пенсіонерів внаслідок трудового каліцтва перевищила 150 тис. чоловік, щорічна загальна сума виплат на фінансування пільгових пенсій з трудового каліцтва, відшкодування заподіяної шкоди потерпілим на виробництві та інших виплат, пов'язаних із незадовільними умовами, перевищує 1 млрд грн.

Як свідчать статистичні дані, на підприємствах, в установах, організаціях України всіх форм власності щоденно травмується в середньому понад 200 працівників, з них близько 30 стають інвалідами і 5-6 отримують травми зі смертельним результатом. Ризик стати жертвою нещасного випадку на виробництві, або постраждати від профзахворювання в Україні у 5-8 разів вище, ніж у розвинених країнах.

Серед країн СНД за рівнем професійної захворюваності Україна займає друге місце, поступаючись Таджикистану, - повідомляє прес-служба Рахункової палати. Згідно з даними Держкомстату, в країні 24,7% робітників працює в умовах, що не відповідають санітарно-гігієнічним нормам [1].

Дослідження. Одним з виробничих факторів, що призводять до професійних захворювань, є вібрація.

Вібрація – це різновидом механічних коливань. До механічних коливань відносяться також інфразвук, шум, ультразвук. Вібрація, що зустрічається у виробничих умовах, носить складний характер і виникає шляхом додавання декількох періодичних коливальних рухів.

Найбільш несприятливим впливом має вібрація з частотою 16-200 Гц [2].

Загальна вібрація передається через опорні поверхні (ступні ніг або сідниці) на тіло людини, яка сидить або стоїть. Локальна вібрація передається через руки людини.

Організм людини є особливо чутливим до вертикальних струсів, коли людина стоїть і коливання поширюються від ніг до голови.

Найбільш шкідливим для людини є одночасний вплив вібрації, шуму та низької температури, а оскільки у виробничих умовах шум та вібрація є супутниками, то їхній спільний вплив може призвести до професійного захворювання - віброшумової хвороби. Ця хвороба тяжко піддається лікуванню і може стати причиною інвалідності. Особливо небезпечною ця хвороба є для жінок через ризик втрати репродуктивної функції.

В даний час вібраційна хвороба є однією з найпоширеніших форм професійної патології, що значною мірою зумовлено широким впровадженням механізованих інструментів та обладнання, які генерують при експлуатації вібрацію.

Вібраційна хвороба — захворювання, в основі якого лежать патологічні зміни в рецепторному апараті та різних відділах центральної нервової системи, що виникають при тривалому впливі місцевої і/або загальної вібрації.

Розвиток вібраційної хвороби провокується рядом факторів. В першу чергу, це параметри виробничої вібрації локальної або загальною.

Тіло людини розглядається як сполучення мас з пружними елементами, що мають власні частоти, які для плечового поясу, стегон і голови щодо опорної поверхні (положення «стоячи») становлять 4-6 Гц, голови відносно плечей (положення «сидячи») – 25-30 Гц. Для більшості внутрішніх органів власні частоти лежать в діапазоні 6-9 Гц.

При частоті коливань робочих місць, близькою до власних частот внутрішніх органів, можливі механічні пошкодження або навіть розриви. Систематична дія загальних вібрацій, що характеризуються високим рівнем віброшвидкості, призводить до вібраційної хвороби, яка характеризується порушеннями фізіологічних функцій організму, пов'язаними з ураженням центральної нервової системи. Ці порушення викликають головні болі, запаморочення, порушення сну, зниження працездатності, погіршення серцевої діяльності.

Особливості впливу вібрації визначаються частотним спектром і розташуванням в його межах максимальних рівнів енергії коливань.

При збільшенні інтенсивності коливань і тривалості їх впливу виникають зміни, що приводять у ряді випадків до розвитку професійної патології вібраційної хвороби.

Причинами вібрації можуть бути неправильна установка та експлуатація машин і устаткування, нерівномірний знос окремих вузлів, помилки при розрахунках і проектуванні машин і механізмів та інші.

Основний метод зниження вібрації – усунення причин і факторів, що призводять до її виникнення на стадії створення механічного обладнання, машин і механізмів. Для багатьох видів устаткування можливість виникнення вібрації вже закладена в самій конструкції.

Другим напрямком зниження впливу вібрації на працівників є застосування різних віброгасящих пристосувань і пристроїв. Вібродемпфірування проводиться за допомогою використання композиційних матеріалів: сталь – алюміній, сталь – мідь, а також пластмас, деревини чи гуми. Широке поширення отримали вібродемпфіруючі покриття, які в залежності від величини динамічного модуля пружності поділяються на жорсткі і м'які. Перші ефективні в області низьких частот, другі – високих.

Найбільш ефективні покриття із в'язкопружних матеріалів, до яких відносяться тверда пластмаса, руберoїд, ізол, бітумізована повсть з шаром фольги. Коефіцієнт втрат таких шаруватих покриттів становить 0,15-0,40.

До м'яких вібродемпфіруючих покрить відносяться м'які пластмаси, гуми, пінопласт та ін. Коефіцієнт втрат таких покриттів становить 0,05-0,5.

Ефективний спосіб віброгасіння – установка динамічних віброгасників, що зменшують рівень вібрацій об'єкта, який захищається. Недоліком такого способу гасіння коливань є те, що він ефективний тільки при певній частоті, що відповідає резонансній частоті коливань агрегату.

Віброізоляція забезпечує зниження вібрації за рахунок зменшення передачі коливань від агрегату до захищеного об'єкта шляхом встановлення між ними додаткових пристроїв.

Важливою умовою зменшення або послаблення вібрації є жорстке з'єднання машин і апаратів з їх опорними підставами, ретельне балансування рухомих частин машин. Правильне розміщення та встановлення обладнання знижує дію вібрації.

І, нарешті, при неможливості усунути причини вібрації або знизити її рівень, необхідно використовувати засоби індивідуального захисту, організацію правильних режимів праці і відпочинку, постійного медичного контролю.

Висновок:

Найбільш раціональний і ефективний метод зниження вібрації – усунення причин і факторів, що призводять до її виникнення на стадії розрахунків, проектування і створення механічного обладнання, машин і механізмів.

Список літератури

1. http://studopedia.com.ua/1_166242_statistika-travmatizmu-v-ukrayini.html [Електронний ресурс]
2. ДСН 3.3.6.039-99. "Санітарні норми виробничої загальної та локальної вібрації". – К.: Держстандарт, 1999.

УДК 621.833

Кузнецова А.В., к.т.н., Гнитько А.Н., к.т.н., доцент

Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «Харьковский авиационный институт»

ПРОГНОЗИРОВАНИЕ ДОЛГОВЕЧНОСТИ КОНИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ С ДВОЯКОВЫПУКЛО-ВОГНУТЫМИ ЗУБЬЯМИ

Введение.

Конические зубчатые передачи с двояковыпукло-вогнутыми зубьями (ДВВ-зубьями) в последнее время стали все чаще применяться в редукторах приводов горных машин.

Опыт эксплуатации приводов горных машин показал, что конические колеса с ДВВ-зубьями имеют более высокую работоспособность по сравнению с другими типами конических передач, что обусловлено такими преимуществами конических колес с ДВВ-зубьями, как высокая нагрузочная способность, большая плавность зацепления и значительное снижение шума.

Анализ литературных данных показал, что оценка работоспособности зубчатых передач по исходным параметрам зацепления эвольвентных профилей зубьев является не надежной, так как не учитывает тот факт, что из-за неравномерного износа форма профиля зуба становится отличной от исходной, в результате чего меняются нагрузочно-кинематические параметры зацепления, что, в свою очередь, оказывает влияние на интенсивность износа, а, следовательно, и на форму профилей зубьев. Соответственно, результаты исследования износостойкости зубчатых передач с ДВВ-зубьями с учетом непрерывного взаимовлияния нагрузочно-кинематических параметров зацепления на форму профилей зубьев и формы профилей зубьев на нагрузочно-кинематические параметры зацепления позволяют разработать более надежные методики расчета их долговечности, что является актуальной задачей. Однако если расчету зубьев цилиндрических эвольвентных передач на износ уделяется большое внимание [1], то оценка износа конических передач с ДВВ-зубьями в настоящее время вообще не производится.

Проблемой износа зубьев зубчатых передач занимались многие исследователи. На основе анализа большого количества изношенных зубчатых колес приводов горных машин Молдавским Л.А. установлен факт тесной взаимосвязи между различными видами повреждений зубьев. На основе анализа этого статистического материала было доказано, что искажение профиля зуба в результате износа приводит к уменьшению приведенных радиусов кривизны, повышению контактных напряжений и, как следствие, к ускоренному развитию выкрашивания, а также появлению заедания рабочих поверхностей и др. Мыга Дж.Р. экспериментально доказал, что искажение профилей закаленных зубьев в результате их износа существенно влияет на динамические нагрузки в зацеплении. А. Вилк, Дж. Н. Куанг и А.Д. Лин ввели в динамическую модель профили изношенных колес, используя упрощенную модель профилей изношенных зубьев и считая передаточное отношение постоянным. Ю.Войнаровски и Онищенко В.П. провели аналитические и экспериментальные исследования влияния деформации и износа зубьев на динамику зубчатых колес. Результаты экспериментов показали, что изменение профиля зубьев во время износа следует учитывать при расчетах на долговечность зубчатых передач [1].

Целью исследований является прогнозирование долговечности конических передач с двояковыпукло-вогнутыми зубьями.

Основная часть.

Работа по сбору информации об износе зубьев в эксплуатационных условиях проводилась следующим образом:

- редукторы приводов угольных комбайнов после отработки определенного нормами эксплуатации срока, либо в случае выхода машины из строя, поступали для капитального ремонта в сборочный цех машиностроительного завода;

- после проведения разборки редуктора производилось изготовление слепков впадины зуба.

Для получения слепков на подготовленную поверхность впадины зуба заливался мелкодисперсный гипсовый раствор. После затвердевания раствора производился съем слепка. В обязательном порядке слепок маркировался специальным шифром с целью его последующей идентификации. Для надежности измерений изготавливались слепки двух-трех впадин между зубьями.

В настоящее время есть ряд методов измерения размеров поверхностей трехмерных объектов, но они часто требуют сложного и дорогостоящего оборудования. В отличие от цилиндрических колес [1], конические колеса с круговыми ДВВ-зубьями имеют сложную пространственную форму, поэтому возникает множество сложностей при выполнении дальнейшей обработки общеизвестными методами. Однако есть и более простые системы для сбора трехмерных данных. Так, в данной работе были определены координаты изношенной поверхности зуба методом лазерного сканирования [2], предложенным учеными института робототехники и управления технологическими процессами технического университета Брауншвейга (Германия) Симоном Вилькенбахом и др.

Для обеспечения представительности и достоверности экспериментальных исследований изготавливались слепки трех впадин между зубьями шестерни и трех впадин между зубьями колеса. Такое количество слепков превышает минимальное рекомендуемое значение (2 шт.) и является достаточным исходя из общепринятого допущения, что впадины между зубьями идентичны друг другу.

Количество исследуемых приводов, слепки впадин между зубьями шестерен и зубчатых колес которых изготавливались, определено в количестве 15 шт. Это значение определено количеством угольных комбайнов РКУ10 поступивших для капитального ремонта в сборочный цех машиностроительного завода в течение четырех лет.

Для изучения взаимовлияния нагрузочно-кинематических параметров контакта и действительной формы профилей зубьев на основе теоретических исследований был разработан взаимно увязанный комплекс моделей и соответствующее программное обеспечение.

Комплекс включает в себя:

- методы математического описания теоретического профиля и профиля изношенного зуба;
- модель зацепления изношенных зубьев;
- модель износа зубьев в контактной точке;
- модель синтеза изношенного профиля.

При разработке указанного комплекса моделей принят ряд допущений:

- суммарный износ в контакте двух контактирующих зубьев пропорционален удельной мощности, затрачиваемой на преодоление сил трения,

- все зубья одного колеса изнашиваются одинаково;

- суммарный износ соприкасающихся тел в контактной точке распределяется между зубьями шестерни и колеса прямо пропорционален пути скольжения точки контакта по этим телам и обратно пропорционален твердости контактной поверхности.

Модель прогнозирования параметров контакта предназначена для проведения численных экспериментов по прогнозированию качественных характеристик зацепления зубчатых передач с ДВВ-зубьями. По введенной исходной форме профилей зубьев модель позволяет

установить форму профилей зубьев по истечении заданного периода времени, оценить степень изменения передаточного числа, контактных напряжений, скорости скольжения и других параметров качества передачи. Путем варьирования входными параметрами можно спроектировать зубчатую передачу с наиболее оптимальными показателями.

Основное назначение блоков модели сводится к следующему.

Блок ввода исходных данных. В качестве исходных данных для реализации методики прогнозирования долговечности конических передач с ДВВ-зубьями принимаются следующие параметры:

- геометрические параметры зубчатого зацепления;
- технологический параметр поверхности зубьев – шероховатость боковой поверхности зубьев;
- физико-механические параметры материала зубьев: твердость поверхности зубьев; модуль упругости и др.;
- параметр смазочного материала – вязкость масла;
- силовые и кинематические параметры зацепления.

В качестве параметров, влияющих на выбор оптимальных характеристик передачи приняты коэффициенты смещения исходного контура x_1, x_2 для шестерни и колеса; m_{nm} – нормальный модуль в среднем сечении зуба; $z_ш$, $z_к$ – количество зубьев, соответственно шестерни и колеса.

Блок подготовки исходных данных преобразует исходные данные в формат, соответствующий входным параметрам всех остальных блоков.

В **блоке модели зацепления зубьев** выполняется математическое описание профиля боковых поверхностей ДВВ-зубьев шестерни и колеса, формируется матрица координат точек профиля боковой поверхности зубьев шестерни и колеса, выполняется построение аппроксимирующей кривой рабочей поверхности зубьев. Определяется положение контактной точки в неподвижной и подвижных (связанных с осью симметрии зуба) системах координат, мгновенное передаточное число, скорости перемещения контактной точки по профилям зубьев, а также скорость скольжения, нормальная сила и контактные напряжения с учетом фактической кривизны профилей, изгибной и контактной податливости зубьев и распределения нагрузки между парами зубьев.

Блок износа зуба в контактной точке определяет значение износа контактирующих поверхностей с учетом максимально возможного числа факторов. Производится распределения износа между зубьями шестерни и колеса.

Далее выполняется сравнение полученных значений износа в контактных точках профиля и критического значения износа, которое принимается равным 80% толщины цементационного слоя зубьев шестерни и колеса. В случае меньшего значения износа в контактных точках профиля по сравнению со значением критического износа выполняется корректировка и синтез (создание) нового профиля методом кусочной аппроксимации.

Блок синтеза изношенного профиля по величине износа в отдельных точках профиля формирует новый профиль, сглаживая профильные кривые только в зонах износа и сохраняя в зонах отсутствия контакта прежние координаты не затронутой износом части профиля.

Далее повторно (в цикле) используются блок модели зацепления зубьев и блок износа зубьев.

Если износ зубьев, после n-ого цикла, становится большим, либо равным значению критического износа, то зубья колес считаются изношенными и работа программы прекращается.

Блок расчета долговечности переводит условные циклы изнашивания в долговечность передачи.

Интегральные результаты работы представляются в виде графиков функций качественных характеристик передачи. Основу моделирования кинетики изнашивания зубьев

составляет итерационный процесс, реализованный в компьютерной программе с использованием численных методов решения соответствующих систем алгебраических и дифференциальных уравнений.

Средний износ за один итерационный цикл принимается, как минимум, на порядок выше, чем погрешность вычислительного процесса моделирования зацепления зубьев. В тоже время, для обеспечения близкого к эксплуатационному характера изнашивания, средний износ за цикл принимается в пределах 1÷2% от максимального износа за период эксплуатации.

С целью учета разброса опытных данных сравнительная оценка характера изменения формы профиля производилась путем усреднения экспериментальных данных износа профилей зубьев следующим образом.

Исследуемые комбайны были разбиты на три группы (с малым, средним и большим износом) в зависимости степени эксплуатации. В каждую группу включалось 5 комбайнов таким образом, чтобы износ зуба зубчатого колеса в группе отличался от среднего износа группы на величину, не превышающую ошибку измерения износа.

Соответствие результатов численного эксперимента и опытных данных оценивалось на основе сравнения линейного износа зубьев. Оценка степени этого соответствия производилась по вероятности нахождения опытных данных в пределах ширины доверительного интервала, отсчитываемого от значений износа зуба по результатам моделирования. Кроме того, принималось во внимание соответствие.

На основании значений доверительной вероятности можно утверждать с вероятностью более 75%, что значения износа зуба, полученные в результате физического эксперимента по изнашиванию зубьев зубчатой передачи находятся достаточно близко от значений, полученных в результате моделирования процесса изнашивания зубьев.

Следовательно, результаты прогнозирования износа зубьев с высокой степенью вероятности близки к результатам физического эксперимента.

Для определения максимальной по условиям эксплуатации долговечности L_h передачи с ДВВ зубьями необходимо оптимизировать значения коэффициентов смещения исходного контура x_1, x_2, модуля m_{nm} и количества зубьев $z_ш$, $z_к$.

Выводы.

1. Разработано математическое обеспечение для прогнозирования долговечности конических передач с ДВВ-зубьями с учетом искажения исходного эвольвентного профиля рабочей поверхности зубьев после каждого цикла изменения напряжений (контакта зубьев шестерни и колеса) и как следствие изменения значений геометрических, кинематических, силовых параметров и параметров контакта зубьев. Это обеспечение формализовано в виде интегральной математической модели, включающей в себя совокупность трех частных математических моделей: зацепления двояковыпукло-вогнутых зубьев конических передач; износа зубьев конических передач; синтеза изношенного профиля передач.

2. Результаты экспериментальных исследований, выполненных в производственных условиях, подтвердили достоверность и адекватность разработанных теоретических положений. С вероятностью более 75% значения объемного износа зуба, полученные в результате экспериментальных исследований, находятся достаточно близко от значений, полученных в результате моделирования, то есть находятся в пределах доверительного интервала.

3. На основании выполненных теоретических исследований разработана методика прогнозирования долговечности конических передач с ДВВ зубьями.

Список литературы

1. *Валентин Онищенко «Прогнозирование* долговечности тяжелонагруженных зубчатых передач на основе моделирования износа зубьев», MECHANIKA, z.131, Gliwice (Polska), 1999.
2. *А.В. Кузнецова. Измерение* износа зубьев конических передач с круговыми двояковыпукло-вогнутыми зубьями методом лазерного сканирования / Вісник Східноукраїнського національного університету ім. Володимира Даля. Луганськ -2011, № 11(165), частина 2 – С.77-85.

УДК 621.9:004.94

Гануш В. І.[1], Гречаний О. М.[2]

[1] Національна металургійна академія України
[2] Запорізька державна інженерна академія

РОЗРАХУНОК НА МІЦНІСТЬ СТАНИНИ ПРЕСУ ЗУСИЛЛЯМ 100 МН

Вступ. Найбільші зусилля серед технологічних машин розвивають гідравлічні преси, які здійснюють процеси обробки тиском. Зусилля преса створюється і сприймається базовими деталями (гідравлічними циліндрами, поперечиною, колонами, елементами рамних станин). Тому базові деталі потужних гідравлічних пресів, при граничних за технологічними можливостями найбільших машинобудівних заводів габаритах і масі, мають досить високі рівні як абсолютних, так і питомих навантажень. Це є причиною того, що можливість створення потужного гідравлічного преса і забезпечення його надійної роботи при тривалій експлуатації визначаються, в багатьох випадках, можливістю забезпечення міцності базових деталей.

Мета. Метою даної роботи є розробка зкінченоелементної моделі пресу зусиллям 100 МН та дослідження напружень в базових елементах пресу складної конфігурації (станина), результати якого є необхідною для оцінки залишкового ресурсу.

Розрахунок на міцність станини. Розрахунки на міцність станини преса 100 МН проводилися методом кінцевих елементів з використанням програмного комплексу NASTRAN.

Проводилося два розрахунки:

1) при рівномірному навантажені станини преса фактичним (обмірюваним) навантаженням 18,9·4 = 75,6 МН, що становить 75,6 % від номінальної потужності преса;

2) при навантажені станини преса фактичними зусиллями в колонах, обмірюваними в натурних дослідах:

1-я колона – 19,2 МН;
2-я колона – 18,1 МН;
3-я колона – 17,1 МН;
4-я колона – 21,2 МН.

Оба розрахунки проводилися для станини із чотирма колонами і моделюванням термозатяжки колон у станині на 40°. Колони моделювалися цілком з гайками, що служать для їх термозатяжки в станині і архітравові. На рівні архітрава колонам заборонялися горизонтальні переміщення і до їхніх верхніх кінців прикладалися відповідні поздовжні зусилля. Вертикальні переміщення заборонялися опорам станини, а в її середній частині прикладалося сумарне зусилля 75,6 МН. Розрахункова схема станини преса 100 МН наведена на рис. 1.

Поля еквівалентних напруг при симетричному навантажені станини фактичним (обмірюваним) навантаженням 18,9·4 = 75,6 МН наведені на рис. 2, і 3. На рис. 4 і 5 наведені поля еквівалентних напруг на поверхні станини преса 100 МН при дії фактичних (обмірюваних) зусиль у колонах.

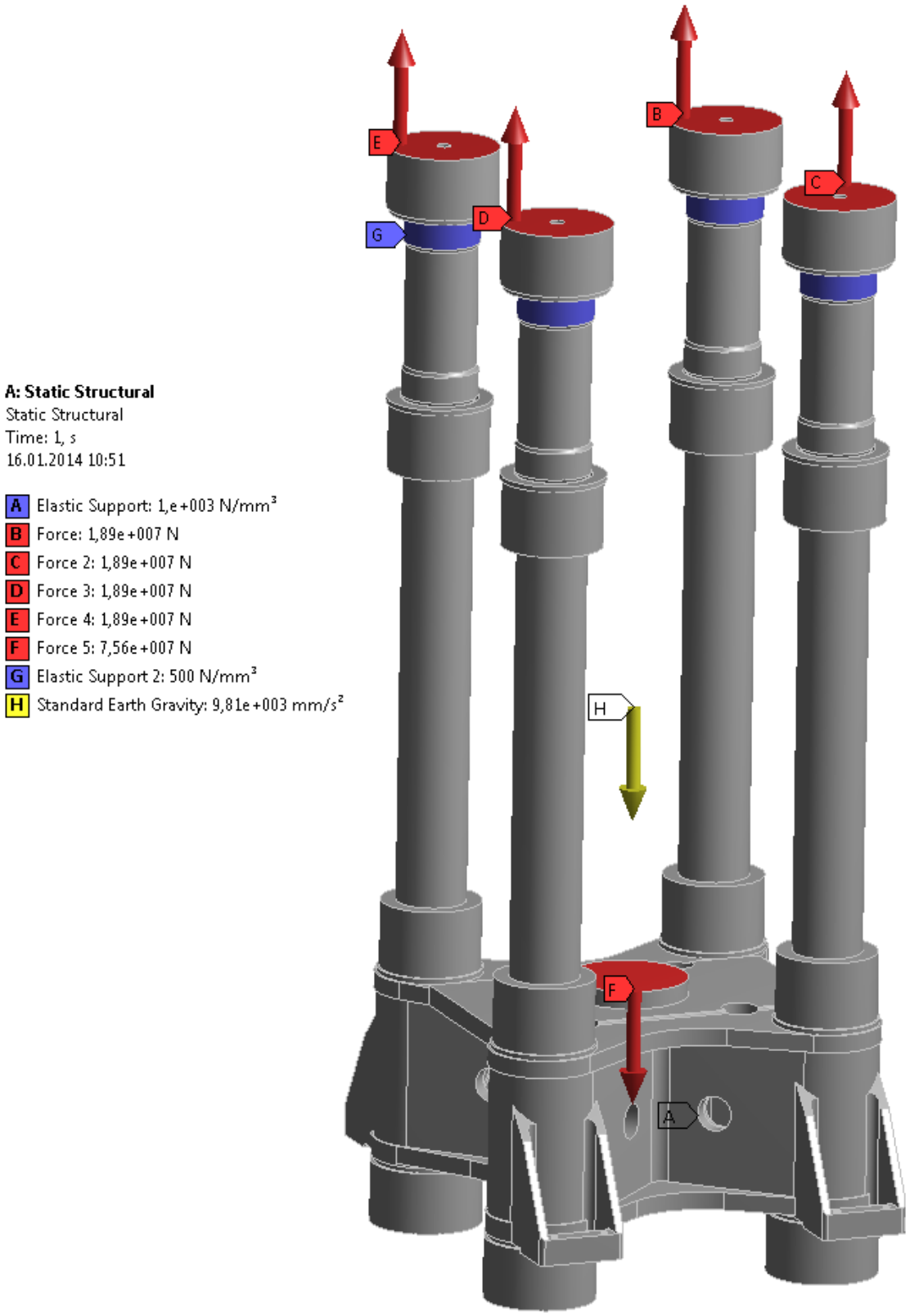


Рис. 1. Розрахункова схема станини пресу 100 МН

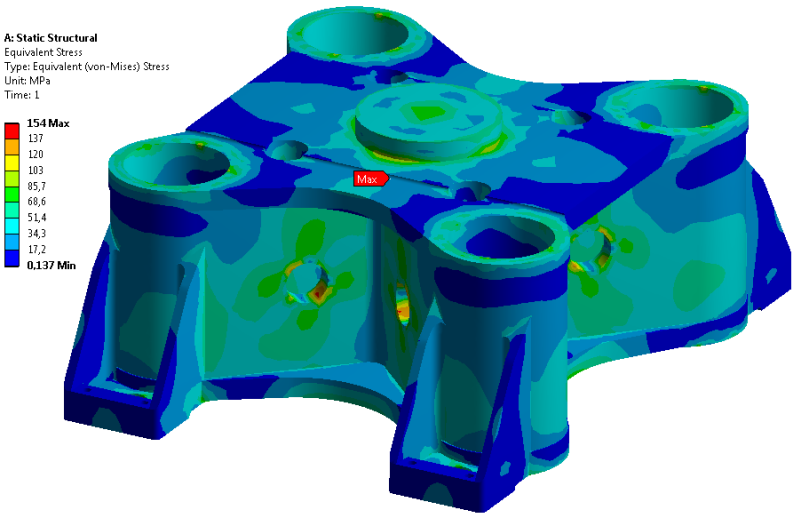


Рис. 2. Поле еквівалентних напружень в станині пресу 100 МН при симетричному навантажені. Вид зверху

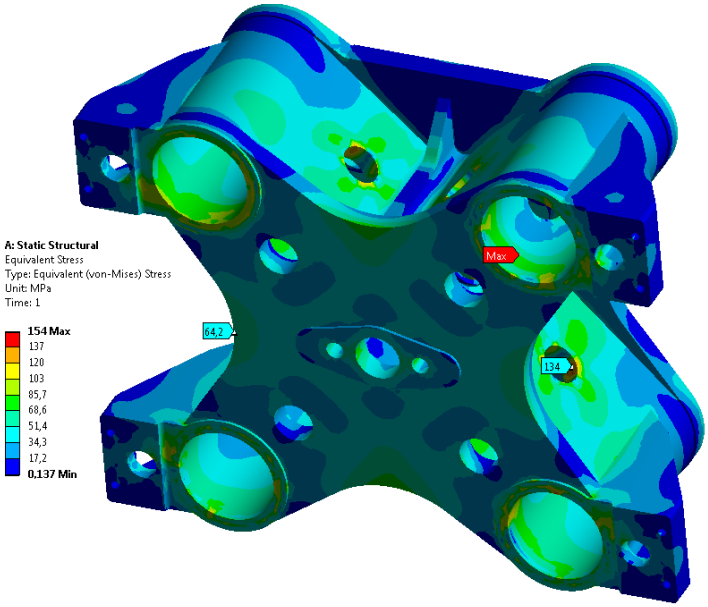


Рис. 3. Поле еквівалентних напружень в станині пресу 100 МН при симетричному навантажені. Вид знизу

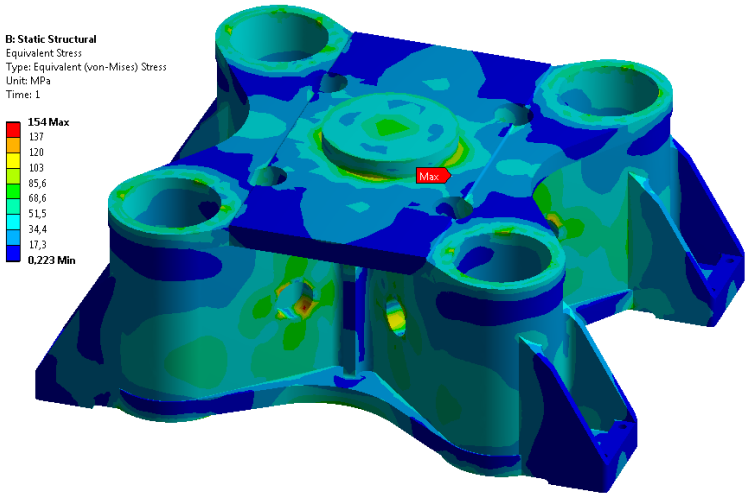


Рис. 4. Поле еквівалентних напружень в станині пресу 100 МН при фактичному навантажені. Вид зверху

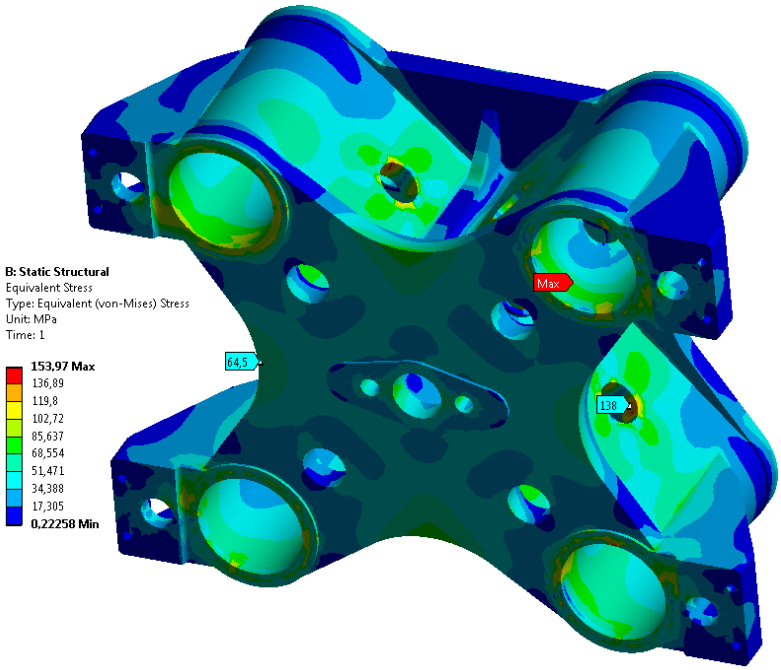


Рис. 5. Поле еквівалентних напружень в станині пресу 100 МН при фактичному навантажені. Вид знизу

Як видно з результатів розрахунків максимальні еквівалентні напруги:

- у верхньому поясі не змінилися й залишилися на рівні 154 МПа;
- в отворах вертикальних ребер виросли з 134 МПа до 138 МПа - на 3,0 %;
- у нижньому поясі не змінилися й залишилися на рівні 64 МПа.

Станина преса 100 МН виготовлено зі сталі 35Л, що має межу текучості $\sigma_т$ = 350 МПа і межу міцності $\sigma_в$ = 590 МПа.

Висновки. З вище сказаного випливає, що існуюча на даний момент нерівномірність навантаженості колон преса 100 МН практично не впливає на несучу здатність станини преса.

Список літератури

1. *Пасечник Н. В. Обеспечение* прочностной надежности металлургических машин. /Н. В. Пасечник, И. А. Сурков. Тяжелое машиностроение. – 2007. www.nadezhnost.com
2. *Пылайкин П.А. Анализ* разрушений базовых деталей мощных гидравлических прессов. - Кузнечно-штамповочное производство, 1966 г, №3, с. 21-27.
3. *Сурков И.А. Установление* причин и предупреждение разрушений колонн мощных гидравлических прессов. - Кузнечно-штамповочное производство, 2004 г. №3, с. 42-45.
4. *Сурков И.А. Состояние* и перспективы обеспечения прочностной надежности базовых деталей мощных гидравлических прессов. – Заготовительное производство в машиностроении. – 2004 г., № 3.

УДК 621.9

Гануш В. І.[1], Гречаний О. М.[2]

[1] Національна металургійна академія України
[2] Запорізька державна інженерна академія

НАВАНТАЖЕНІСТЬ ТА НАПРУЖЕНІСТЬ СТАНИНИ ТА КОЛОН ВАЖКИХ ГІДРАВЛІЧНИХ ПРЕСІВ МЕТАЛУРГІЙНОГО ВИРОБНИЦТВА

Вступ. У металургії для обробки металів тиском використовується широка гама гідравлічних пресів, що розвивають зусилля до 1000 МН. Їхня маса може досягати більш ніж 20 тисячі тон, а маса окремих базових елементів, що формують станину, перевищує сотні тонн. Незважаючи на швидкий розвиток металургійних технологій значна номенклатура устаткування для їх здійснення має досить тривалий строк морального старіння. Це відноситься, у першу чергу, до базових несучих конструкцій, оскільки системи привода та керування машин, як правило, зазнають модернізації. Заміна устаткування, що відробило амортизаційний строк служби, повністю сполучено з істотними витратами. Тому подібні об'єкти проходять процедуру продовження ресурсу, яка обґрунтовується дослідженням їх технічного стану і оцінкою залишкового ресурсу [1 - 3].

Мета. Основна мета даної роботи полягає в дослідженні розподілу зусиль (зовнішніх, затягуючих) у колонах пресів і напруг у деталях пресів складної конфігурації (повзун, архітрав), результати яких є вихідними для оцінки залишкового ресурсу.

Вимір напруг і зусиль у колонах преса 100 МН. Рівномірність навантаженності колон преса є найважливішим показником надійності і довговічності його роботи. Для оцінки рівномірності навантаженності колон використовувався метод електротензометрії, що є найбільш точним при оцінці фактичної навантаженності конструкції преса.

У якості апаратури, що реєструє, при проведенні робіт використовувався вимірювальний комплекс, що складається з підсилювача ТМА32 і персонального комп'ютера з аналогово-цифровим перетворювачем, який дозволяє робити виміри одночасно по 32 каналах із частотою опитування по кожному каналу 200 Гц.

У якості датчиків використовувалися тензорезистори типу КФ5П А-12 з базою 5 мм і внутрішнім опором 200 Ом.

Основними несучими елементами всіх трьох пресів є: оперта на залізобетонний фундамент станина; до станини за допомогою шістнадцяти напівгайок прикріплено чотири колони; у верхній частині колон, також за допомогою напівгайок, прикріплений архітрав, у тілі якого розміщений рухливий робочий поршень; у нижній частині поршня є траверса одягнена на колони.

На чотирьох колонах у місці вище верхніх напівгайок кріплення колон до станини були наклеєні тензорезистори. Тензорезистори за допомогою вимірювальних мереж були з'єднані з вимірювальною апаратурою (підсилювач ТМА32 і ПК). Після чого була проведена тарировка тензорезисторів і були визначені масштаби вимірюваних процесів.

Через те, що на момент проведення робіт колесопрокатна лінія не була запущена цілком, виміри проводилися при номінальному робочому тиску преса з «холодною» заготовкою.

Після обробки середніх обмірюваних напруг у колонах преса можна зробити такі висновки:

- сумарне обмірюване зусилля преса склало 79,93 МН;
- найбільші зусилля 25,48 МН і 26,09 МН виникають у колонах № 2 і 4 відповідно, що становить 65 % від зусилля, створюваного пресом;
- 35 %, що залишилися, від сумарного зусилля сприймають колони № 1 і 3, відповідно 14,84 МН і 13,52 МН;

- у всіх колонах величини відхилення від середнього навантаження перевищують значення, що допускається (±15%) майже в 2 рази;
- максимальна величина відношення напруг вигину до розтягувальних, складова 45,9 % у колоні № 1, перевищує нормативне значення 30%.

Тому було ухвалене рішення про проведення додаткової термозатяжки колони № 1 у тілі станини й повторних вимірів зусиль у колонах преса 100 МН.

Методика проведення вимірів напруг і зусиль у колонах преса 100 МН і прийнята нумерація колон преса, а також схема установки й нумерація датчиків залишилися колишніми.

Усього було зроблено 6 дослідів.

Після обробки середніх обмірюваних напруг у колонах преса, отриманим після додаткової термозатяжки колони № 1, можна зробити такі висновки:

- сумарне обмірюване зусилля преса склало 75,55 МН;
- максимальне зусилля, рівне 21,21 МН, виникає в колоні № 4;
- мінімальне зусилля, рівне 17,09 МН, виникає в колоні № 3;
- відхилення навантаження від середнього значення змінюється від -9,5 % у колоні № 3 до +12,2 % у колоні № 4;
- максимальна величина відхилення від середнього навантаження перебуває в межах, що допускаються (±15%);
- максимальна величина відношення напруг вигину до розтягувальних, складова 41,5 % у колоні № 4, перевищують нормативне значення 30 %, що може бути пов'язане з недостатньою термозатяжкою колон № 3 або з нерівномірним контактом станини преса з гайками.

Вимір напруг і зусиль у проставках зтяжок преса 100 МН. Зусилля преса 100 МН, створюване тиском головного циліндра, по ланцюгу «поперечина – зтяжки – архітрав» передається на колони.

Між поперечиною і архітравом встановлено 8 циліндричних проставок. Через поперечину, проставку і архітрав продіто 8 зтяжок, кожну з яких зтягнуто двома зовнішніми гайками. Таке з'єднання є статично невизначеною системою, у якій розподіл зусиль між окремими елементами силового ланцюга залежить від співвідношення їх жорсткостей. З'єднання повинне забезпечувати нерозкриття стиків при дії максимально припустимого навантаження, що можна забезпечити тільки термічним затягуванням зтяжок.

При додаванні до попередньо стислого з'єднання «поперечина – проставка – архітрав» робочого навантаження стискальне зусилля слабшає (з урахуванням знака напруги збільшуються), а попередньо розтягнуті зтяжки додатково розтягуються. У такий спосіб зусилля створюване пресом розподіляється між ланцюжками «поперечина – зтяжки – архітрав» і «поперечина – проставка – архітрав» згідно зі співвідношенням їх жорсткостей.

Незважаючи на наявність у проставках по одному отвору, що дозволяє розмістити на стяжках по одному тензодатчику, оцінити добавки зусилля в зтяжках у робочому режимі не представляється можливим через вигин зтяжок, наявність якого підтвердилася розрахунковим шляхом по повній кінцево-елементній моделі преса 100 МН, яка буде наведена нижче. Крім того, при недостатній термозатяжці зтяжок між поперечиною і проставками можлива поява зазорів при роботі преса, що не припустимо.

Вимір напруг у проставлках преса 100 МН проводився одночасно з вимірами напруг у колонах. На кожній проставці були встановлені по одному датчику напруг і переміщень. Датчики переміщень кріпилися до проставок над датчиками напруг і контролювали можливу появу зазорів між проставками і поперечиною.

Після обробки отриманих середніх напруг у проставках можна зробити такі висновки:

- відхилення обмірюваних напруг від середнього значення змінюється від -79,5 % у проставці № 2 до +115,1 % у проставці №3;

- в 5 проставках з 8 величини відхилення напруг від середнього значення перевищують нормативне (±15%).

Тому було ухвалене рішення про проведення додаткової термозатяжки стяжок № 2, 5 і 4 і повторних вимірів напруг у проставках преса 100 МН.

Після обробки середніх обмірюваних напруг у проставках, отриманих після додаткової термозатяжки стяжок № 2, 5 і 4, можна зробити такі висновки:

- сумарне середнє обмірюване зусилля, сприймане проставками, 43,87 МН становить 58,07 % від сумарного середнього робочого зусилля преса 75,55 МН, обмірюваного по напругам в колонах у тих же дослідах;
- максимальне зусилля, рівне 7,11 МН, сприймається проставкою №5;
- мінімальне зусилля, рівне 0,63 МН, сприймається проставкою № 6;
- відхилення навантаження від середнього значення змінюється від -88,6 % у проставці № 6 до +29,6 % у проставці № 5;
- максимальна величина відхилення від середнього зусилля в проставках № 1, 3, 5 і 6 перевищує нормативне (±15%);
- максимальна величина відношення напруг вигину до розтягувальних, складова 48,9 % у проставціі № 2, перевищує значення, що допускається, 30 %.

По зусиллях обмірюваним у колонах і проставках, можна визначити зусилля, що сприймаються його стяжками по формулі:

$$\mathrm{N_c} = \left(\frac{41{,}93}{58{,}07}\right) \cdot N_{\ddot{I}} = 0{,}72206 \cdot N_{\ddot{I}}\ , \qquad (1)$$

де N_c , $N_п$ – зусилля, що сприймаються, відповідно, стяжками і її проставками.

При першій термозатяжці стяжок у послідовності № 8,4,5,1,2,6,7,3 термозатяжка була зроблена (при проектній довжині дуги по зовнішній утворюючого різьблення 898 мм, що відповідає температурі термозатяжки стяжок +108^{0}С) на:

Таблиця 1

Величина термозатяжки стяжек

1	2	3	4	5	6	7	8
700 мм	690 мм	710 мм	710 мм	720 мм	750 мм	720 мм	680 мм

Дана термозатяжка стяжок преса 100 МН відповідає термозатяжці на +85^{0}С по відношенню температури навколишнього середовища.

Аналіз результатів вимірів напруг у проставках преса 100 МН і даних по рівнях термозатяжки його стяжок, дозволяє зробити висновок, що робота стяжок залежить не тільки від рівня їх термозатяжки, але і від послідовності її проведення.

Термозатяжка стяжок преса в послідовності № 8,4,5,1,2,6,7,3, не є оптимальною через недотримання симетрії.

Симетрія термозатяжки стяжок преса буде дотримуватися, якщо її робити, наприклад, у послідовності № 8,4,2,6,7,3,5,1.

Розрахунки коефіцієнта запасу термічного затягування стяжок преса 100 МН. Коефіцієнта запасу термозатяжки стяжок преса *k* визначався з відношення зусилля термизатяжки проставок до зусилля розвантаження проставок преса в робочому режимі.

З метою визначення вище зазначених зусиль, були проведено два розрахунки на повній зкінченоелементної моделі преса 100 МН:

- розрахунки термічного затягування стяжок преса при їхньому нагріванні стосовно температури навколишнього середовища на 85^{0}С;

- розрахунки преса в робочому режимі на дію навантаження 100 МН при термічному затягуванні стяжок на 85^0С.

У стяжках при термічному затягуванні зтяжок на 85^0С середні нормальні напруги склали 125 МПа, у проставках -91 МПа.

При термічному затягуванні зтяжок на 85^0С и реалізації зусилля в пресі 100 МН середні нормальні напруження склали 146 МПа, у проставках -41,5 МПа.

З отриманих розрахункових даних випливає, що при реалізації пресом зусилля 100 МН і рівномірному термічному затягуванню зтяжок середні нормальні напруження збільшуються:

- у зтяжках на 21 МПа;
- у проставках на 49,5 МПа.

Отже, при рівномірному термічному затягуванні зтяжок, кожна з 8-мі зтяжок сприймає зусилля: $N_C = \sigma_C \cdot A_C = 21 \cdot 0{,}1389 = 2{,}92\ MH.$ Зусилля сприймане однією проставкою рівно: $N_П = \sigma_П \cdot A_П = 49{,}5 \cdot 0{,}19 = 9{,}41\ MH.$ Тут A_C, $A_П$ – площі поперечних перетинів зтяжок і проставок відповідно.

Якщо просумувати зусилля, сприймані вісьма зтяжками і проставками, то повинні одержати зусилля створюване пресом у робочому режимі:

$$N_{преса} = (N_C + N_П) \cdot 8 = (2{,}92 + 9{,}41) \cdot 8 = 98{,}64\ MH. \qquad (2)$$

Таким чином, коефіцієнт запасу термічного затягування зтяжок преса *k*, обумовлений як відношення зусилля термозатяжки проставок до зусилля розвантаження проставок преса в робочому режимі, при температурі термічного затягування на 85°С и робочому зусиллі 100 МН, рівний:

$$k = \frac{91}{(91 - 41.5)} = 1.84. \qquad (3)$$

Слід зазначити, що зі зменшенням робочого зусилля преса, коефіцієнта запасу термічного затягування стяжок *k* лінійно зростає.

Висновки. На підставі вище сказаного, можна припустити, що зтяжка №6 втратила свою несучу здатність і перебуває в стадії втомного руйнування. Щоб переконатися в зворотньому, потрібно зробити дефектоскопію стяжки №6.

За результатами дефектоскопії може виявитися, що проставка №6 не піддана втомному руйнуванню. Тоді потрібно зробити її термічну дозатяжку.

Вище сказане свідчить про те, що рівень навантаженності зтяжок преса 100 МН залежить не тільки від величини їх термозатяжки, але і від послідовності її проведення. Більш кращою є термозатяжка зтяжок преса з дотриманням симетрії, наприклад, у послідовності №1,5,3,7,8,4,2,6.

Список літератури

1. *Пасечник Н. В. Обеспечение* прочностной надежности металлургических машин. /Н. В. Пасечник, И. А. Сурков. Тяжелое машиностроение. – 2007. www.nadezhnost.com
2. *Корнилова А. В. Определение* общей долговечности и остаточного ресурса объекта по критерию многоцикловой усталости. /А. В. Корнилова. Безопасность труда в промышленности. - 2008. С. 47 -51.
3. *Корнилова А. В. К вопросу* о комбинировании методов неразрушающего контроля. /А. В. Корнилова. Безопасность труда в промышленности. - 2007. С. 49 -54.

УДК 622.73

Коломиец Р.В.

Институт технической механики НАНУ и ГКАУ

ИССЛЕДОВАНИЕ НАЧАЛЬНОЙ СТАДИИ ПРОЦЕССА ОБЕЗВОЖИВАНИЯ СЫПУЧИХ МАТЕРИАЛОВ В АЭРОФОНТАННОЙ СУШИЛКЕ

Введение: Сушка материалов является распространенной операцией в подготовительных и заключительных процессах обработки материалов в различных отраслях промышленности (химической, продовольственной, сельскохозяйственной, фармацевтической и т.д.). Сушка является одним из дорогостоящих и экологически небезопасных процессов, поэтому снижение энергозатрат на обезвоживание материала и разработка очистных аппаратов является актуальными вопросоми на сегодняшний день. Из большого ассортимента сушилок, широко используемых в различных отраслях техники, было отдано предпочтение аэрофонтанному сушильному комплексу, обладающему высокой интенсивностью теплообменных процессов, в которых процесс сушки влажных материалов осуществляется газообразными энергоносителями.

Цель работы – экспериментальным путем определить оптимальные начальные условия в сушильной камере (температура и влажность), при которых сушка материала проходит наиболее эффективно. Определить характер испарения и предложить методы расчета массы испаряемой жидкости с течением времени сушки.

На базе испытательного полигона Института технической механики НАНУ и ГКАУ была создана аэрофонтанная сушильная установка «Аэрофонтан-СТР» с очистным комплексом (циклон, эмульгатор) принципиальная схема которой представлена на рис. 1.

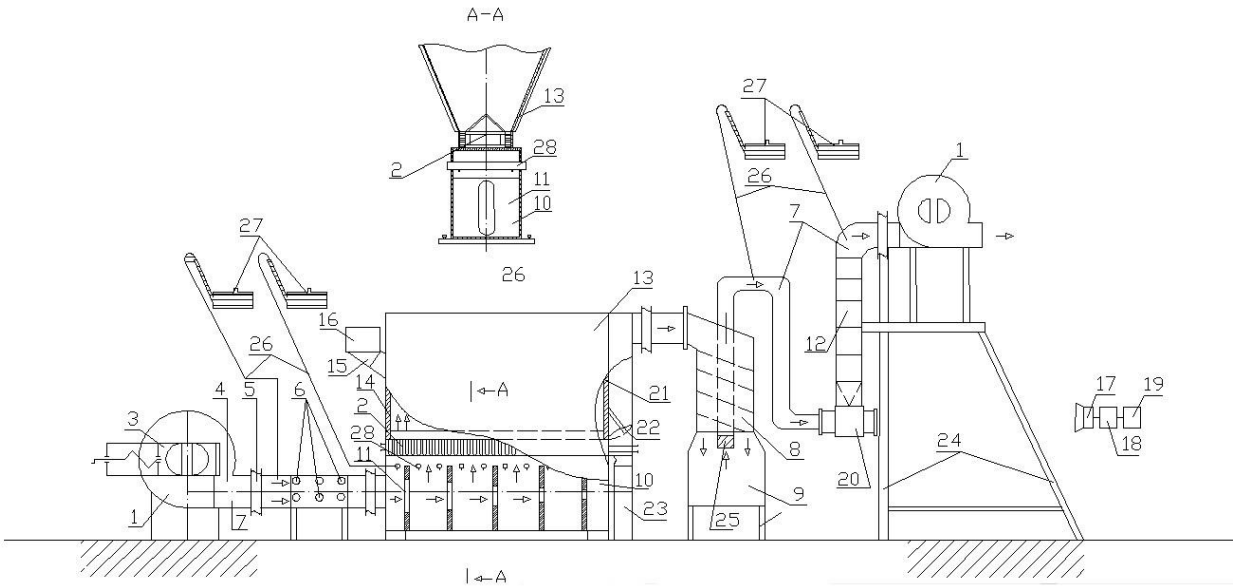


Рис. 1. Принципиальная схема стенда «Аэрофонтан-СТР»:
1 – вентилятор, 2 – модель подовой решетки, 3 – дроссель, 4 – улитка вентилятора, 5 – эластическая проставка, 6 – электротены, 7 – камера давления, 8 – циклон, 9 – пылесборный контейнер, 10 – ресивер, 11 – экран, 12 – эмульгатор, 13 – модель сушильной камеры, 14 – вертикальная стенка сушильной камеры, 15 – течка, 16 – загрузочный бункер, 17 – фотоаппарат, 18 – телекамера, 19 – диктофон. 20 – влагосборный контейнер, 21 – вертикальная стенка сушильной камеры, 22 – затвор, 23 – сборник материала, 24 – металический каркас, 25 – воздушный фильтр грубой очистки, 26 – резиновая трубка, 27 – микроманометр, 28 – приемник полного давления

Процесс сушки характеризуется двумя периодами. Первому периоду сушки присуще линейное изменение влажности материала во времени. Это обусловлено тем, что влага, испаряющаяся с поверхности, непрерывно заменяется новой, поступающих из внутренних слоев. При этом давление пара жидкости на поверхности пористого материала, температура которой обычно равна температуре внутренних слоев и остается постоянной, равно давлению насыщения при данных условиях. Следовательно, во время этого периода происходит испарение жидкости фактически со свободной поверхности. Его скорость определяется такими внешними факторами, как температура, относительная скорость движения и влагосодержание сушильного агента.

В изотермических условиях процесс испарения влаги со свободной поверхности выражается законом Дальтона:

$$\frac{dQ}{dt} = kF\frac{p_H - p_П}{p_Б} \tag{1}$$

где Q – масса испарившейся жидкости; t – время; k – коэффициент пропорциональности, F – площадь поверхности испарения материала; p_H - давление насыщенного пара на поверхности при соответствующей температуре; $p_П$ - парциальное давление пара в окружающей среде; $p_Б$ - барометрическое давление в окружающей среде [1].

При уменьшении влажности материала наступает момент, когда скорость переноса влаги к поверхности оказывается недостаточной, чтобы обеспечить прежнюю скорость испарения с поверхности, вследствие чего скорость сушки начинает падать и зависимость влажности от времени становится нелинейной. Влажность, соответствующая этому моменту, называется критической, является величиной непостоянной, даже для одного материала, и зависит от режима сушки.

Начинается второй период сушки, в котором наблюдается снижение ее скорости. В этих условиях скорость сушки определяется скоростью перемещения жидкой и газообразной фаз внутри материала и зависит, главным образом, от структуры материала. Внутри тела продолжается перенос влаги по порам за счет капиллярных сил в виде жидкости до зоны испарения, а затем в виде пара, диффундирующего через сухие слои материала.

Перемещение влаги внутри материала в общем случае может быть выражено дифференциальным уравнением:

$$\frac{dQ}{dt} = K_W \nabla W + K_T \nabla T + K_p \nabla p \tag{2}$$

где W, T, p – градиенты влажности, температуры и давления соответственно; K_W, K_T, K_p – удельные коэффициенты переноса под действием соответствующих градиентов.

Процесс сушки продолжается до тех пор, пока влажность материала при определенных условиях не достигнет равновесного значения, после чего процесс прекращается [2].

На базе испытательного полигона ИТМ НАНУ и ДКАУ на сушильном стенде «Аэрофонтан-СТР» (рис.1) были поставлены эксперименты с целью определения основных параметров и зависимостей внутри сушильной камеры во время обезвоживания различного рода материалов. Было установлено, что первичная стадия заключается в подготовке сушильной камеры к загрузке и после непосредственной сушке материала.

Эксперимент заключается в постепенном уменьшении влажности благодаря работе вентиляторов с последующим включением 1-ой секции электронагревателя, а позже – и 2-ой, что значительным образом повышает температуру внутри сушильной камеры и уменьшает влажность воздуха (рис. 2 и рис. 3).

Также было подмечено, что при RH < 45% и температуре T > 25°C процесс обезвоживания материала проходит наиболее эффективно. Так, например, при температуре $T_{возд.} = 26^{\circ} C$ и влажности воздуха $RH_{возд.} = 34\%$ в сушильной камере при загрузке m = 1 кг. подсолнуха и сушке на протяжении τ = 5 минут наблюдается снижение влажности материала на 1,2%.

Рис. 2. Зависимость температуры внутри сушильной камеры от времени работы электрообогревателей

Рис. 3. Зависимость влажности воздуха внутри сушильной камеры от времени работы электрообогревателей

Выводы: С помощью дифференциальных уравнений перемещение влаги внутри материала и закону Дальтона относительно процесса испарения влаги со свободной поверхности, были определены основные зависимости изменения количества испаряемой влаги от времени, влажности, давления, температуры сушки, а также от материала, его плотности и влажности. Экспериментально было определено, что при влажности RH < 45% и температуре воздуха в T > 25°C процесс обезвоживания, внутри сушильной камеры испытательного стенда «Аэрофонтан-СТР», материала проходит наиболее эффективно.

Список литературы

1. *Черный Г.Г.* Газовая динамика: Учебник для университетов и вузов.-М.: Наука. Гл. ред. Физ.-мат. Лит., 1988.-424с.
2. *Долматова М.О., Лисовая Г.К., Ермаков А.А.* Интерсификация процесса сушки в трубах сушилках со вставками // Вестник УГТУ-УПИ, №3(23), серия химическая, Екатеринбург,2003. С. 164-166.

УДК 531.43

Добров И.В., д.т.н., проф., Коптилый А.В., асс.

Национальная металлургическая академия Украины

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ЗАКОНОВ СУХОГО ТРЕНИЯ ПРИ СКОЛЬЖЕНИИ ТВЕРДЫХ ТЕЛ С ПЛОСКОЙ ПОВЕРХНОСТЬЮ КОНТАКТА

Введение. Сила трения и ее влияние на перемещение тела пары трения – одна из важнейших задач в механике внешнего трения. Поэтому определение кинематических и энергосиловых параметров при поступательном относительном перемещении тел пары трения была, есть и будет актуальным предметом исследования механики твердых тел [1]. Одним из основных параметров, определяющих перемещение тел, контактирующих между собой в процессе относительного движения является коэффициент трения скольжения (f), величина которого зависит от принятого закона сухого трения. При контакте твердых тел поступательной пары трения используется законы трения [1-4]:

- Амонтона, определяющий прямопропорциональную зависимость между силой трения скольжения ($T_{1-2} = T_{12} = -T_{21}$) [1], действующей в плоскости контакта между телами 1 и 2 пары трения, и нормальной силой (N_1), действующей на тело 1, прижимающей тела 1 и 2 друг к другу

$$T_{1-2} = T_{12} = fN_1 . \tag{1}$$

- двучленный закон силы трения Кулона

$$T_{1-2} = T_{12} = f_1 N_1 + B , \tag{2}$$

где $f_1 \neq f$; B - константа, характеризующая влияние сил межмолекулярного взаимодействия тел пары трения.

Цель работы. Экспериментальная проверка условий применения законов сухого трения (1), (2) при скольжении призматического тела по плоской неподвижной поверхности.

Исследования. В работе [5] приведено теоретическое обоснование закона трения, который по форме соответствует (2), но учитывает, что в реальных условиях (рис. 1) равномерного скольжения твердого тела 1 со скоростью v_1 по неподвижной плоскости 2 под действием внешней силы движения F_1, приложенной к телу на расстоянии h_F от основания неподвижного тела, на тело 1 дополнительно действует момент сил F_1 (рис. 1 *а*):

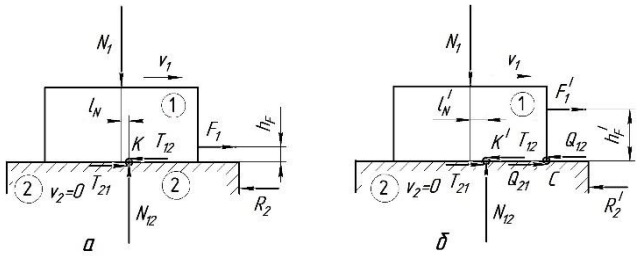


Рис. 1. Влияние способа приложения внешней силы движения на характер распределения контактных сил на поверхности трения

[1] Здесь и далее по тексту в обозначении силы используется нижний индекс из одной или двух цифр. Первая цифра индекса, указывает номер тела, на которое действует внешняя сила, вторая - номер тела, со стороны которого действует сила. Если нижний индекс в обозначении силы используется две цифры, разделенные дефисом, то эти цифры указывают на контактирующие тела, между которыми действуют равные по величине и противоположные по направлению силы, действующие в точке контакта двух тел.

$$\begin{cases} F_1 - T_{12} = F_1 - fN_{12} = 0; \\ N_1 - N_{12} = 0; \\ T_{12} - T_{21} = 0; \\ T_{21} - R_2 = 0; \\ F_1 h_F - N_{12} l_N = 0, \end{cases} \quad (3)$$

где l_N - плечо силы N_1 относительно точки K приложения составляющих сил трения T_{12} и T_{21}, действующих соответственно на тела 1 и 2; R_2 - сила реакция, действующая на неподвижное тело 2.

При увеличении плеча $h_F^{/} > h_F$ (рис. 1, *б*) момент силы $F_1^{/} h_F^{/} = N_{12} l_N^{/} > F_1 h_F$. В условиях $f = const$ получим $l_N^{/} > l_N$, что приводит к смещению точки $K^{/}$ приложения сил трения T_{12}, T_{21} и появления в точке C на границе поверхности трения дополнительной сосредоточенной силы сопротивления движению Q_2.

$$\begin{cases} F_1 - T_{12} - Q_{12} = F_1 - fN_{12} - Q_{12} = 0; \\ N_1 - N_{12} = 0; \\ T_{12} - T_{21} = 0; \\ Q_{12} - Q_{21} = 0; \\ T_{21} + Q_{21} - R_2 = 0; \\ F_1^{/} h_F^{/} - N_{12} l_N^{/} = 0. \end{cases} \quad (4)$$

Для экспериментального определения коэффициента трения скольжения в работе используется метод, разработанный Эйлером для анализа скольжения тела по наклонной плоской с ускорением [3]. При этом коэффициент трения скольжения определяется по уравнению

$$G_1 \sin\alpha - \Phi_1 = fG_1 \cos\alpha, \quad (5)$$

где $G_1 = m_1 g$ - сила тяжести тела 1 массой m_1 при ускорении свободного падения g; α - угол наклонна контактной поверхности наклонной плоскости; $\Phi_1 = m_1 a_1$ - сила инерции при равноускоренном движении тела 1 с ускорением $a_1 = \frac{2l}{t^2}$ на расстоянии l за время t.

Из (5) следует

$$f = tg\alpha - \frac{2l}{gt^2}, \quad (5)$$

Для моделирования условий сухого трения (1), (2) на наклонной плоскости (рис. 2) использовали тело 1 в виде неподвижно соединенных между собой двух призм, обеспечивающих пересечением силой тяжести G_1 контактной поверхности вблизи центра этой поверхности (рис. 2, *а*), или вблизи границы контактной поверхности (рис. 2, *б*). При этом схема действия сил на рис. 2, *а* (выноска I) соответствует условию (1), а схема действия сил на рис. 2, *б* (выноска II) - условию (2).

Для регистрации времени (t_1, t_2, t_3) прохождения телом 1 участков $l_1 = l_2 = l_3 = l$ использовали фотодатчики, содержащие приемники и передатчики сигналов, которые записывались в регистр контроллера и поступали на компьютер через переходник IFD 6500 с использованием специально разработанной программы для определения среднего ускорения

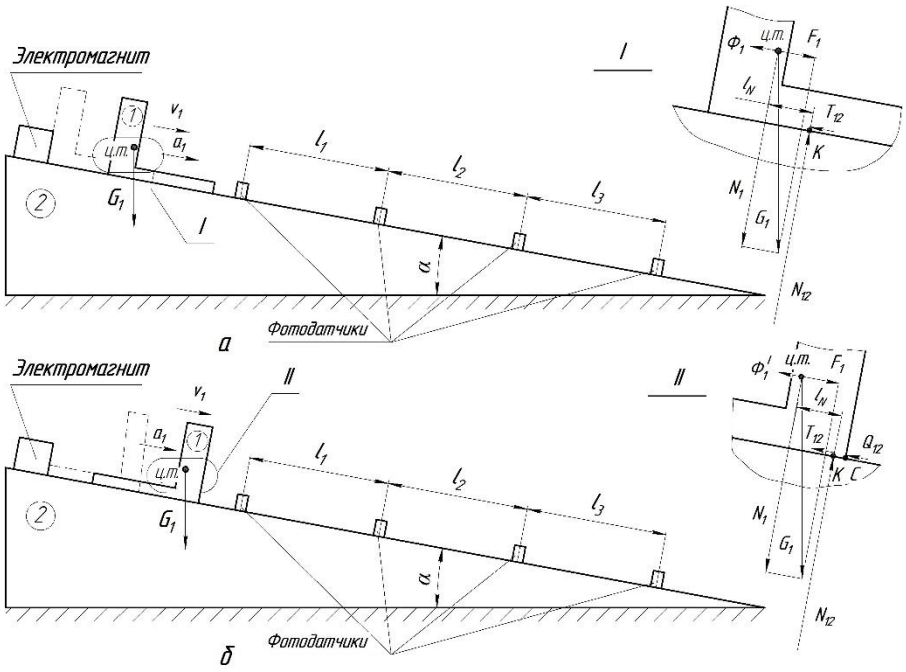


Рис. 2. Схема проведения эксперимента для исследования законов сухого трения:
***а* – для закона трения по уравнению (1); *б* – для закона трения по уравнению (2)**

при скольжении тела 1 согласно рис. 2, *а* и рис. 2, *б.* Проведенные исследования показали, что для угла наклона контактной плоскости $\alpha = 16^{\circ}30^{/}$ получены следующие значения коэффициентов трения*:*

$$\begin{cases} f = 0{,}082; \\ f_{пр} = f + \dfrac{Q_{12}}{G_1 \cos\alpha} = 0{,}17, \end{cases} \tag{6}$$

где $f_{пр}$ - приведенный коэффициент трения скольжения, учитывающий геометрические размеры, конфигурацию скользящего тела и способ приложения внешней силы движения при двухчленном законе сухого трения.

Вывод

Представление материального тела с плоской поверхностью контакта в виде материальной точки, при анализе процессов трения скольжения исключает из анализа контактного взаимодействия тел пары трения влияние моментов внешних сил относительно точки приложения результирующей силы трения, обусловленных габаритами скользящего тела и способом приложения внешних сил.

Список литературы

1. Чичинадзе А.В. Основы трибологии (трение, износ, смазка): Учебник для технических вузов. 2-е изд. переработ. и доп. / А.В. Чичинадзе, Э.Д. Браун, Н.А. Буше и др.; Под общ. Ред. А.В. Чичинадзе. – М.: Машиностроение, 2001. – 664 с.
2. Крагельский И.В. Основы расчета на трение и износ / И.В. Крагельский, М.Н. Добычин, В.С. Комбалов - М.: Машиностроение, 1977. – 526с.
3. В.И. Журавлев. 500 лет истории сухого трения. // Вестник МГТУ им. Баумана. Сер. «Естественные науки». – 2014. - №2. – С. 21-31.
4. ДСТУ 2823-94. Зносостійкість виробів тертя. Зношування та мащення. Терміни та визначення. – [Чинний від 1996-01-01]. – К.: Держспоживстандарт України, 1996. – 32 с.
5. Добров И.В. К вопросу теории механики процесса внешнего трения скольжения твердых тел по горизонтальной плоскости (Часть 1) // Сборка в машиностроении, приборостроении. 2016. №11. С. 29-34.

УДК 531

Добров И.В., д.т.н., проф., Семичев А.В., к.т.н., доц.

Национальная металлургическая академия Украины

РАЗВИТИЕ МЕТОДОВ ПРИКЛАДНОЙ МЕХАНИКИ ДЛЯ ИССЛЕДОВАНИЯ КИНЕМАТИКИ ОЧАГА ДЕФОРМАЦИИ ПРИ РАЗЛИЧНОМ СПОСОБЕ ФОРМОИЗМЕНЕНИЯ ЗАГОТОВКИ

Введение. При пластической деформации заготовки в процессе осадки призматической заготовки плоским пуансоном, или при простом способе прокатки полосы имеет место очаг деформации с незамкнутой боковой поверхностью [1,2]. В этом случае на боковую поверхность деформируемой заготовки не действует внешняя сила, и заготовка подвергается «свободному формоизменению» [1]. При этом исходная плоская боковая поверхность заготовки в процессе деформации при изменении высоты заготовки (нестационарный очаг деформации) перемещается в направлении свободного формоизменения и приобретает выпуклую форму [1-3]. Аналогичное изменение формы боковой поверхности полосы происходит и при прокатке на гладкой бочке (стационарный очаг деформации) [4]. При этом общими кинематическими условиями для любого способа свободного формоизменения является то, что контактная поверхность заготовки и инструмента в процессе деформации формируется как за счет появления на контактной поверхности внутренних слоев материала заготовки, так и слоев материала с боковых поверхностей заготовки. В то же время характерными особенностями формирования контактной поверхности(ей) заготовки и инструмента в стационарном и нестационарном очагах деформации является то, что соотношение между слоями материалов поступающими на контактную поверхность изнутри и с боковой поверхности заготовки в нестационарном очаге деформации изменяется, а при стационарном очаге деформации это соотношение остается постоянным для заданных величин коэффициентов обжатия за переход. Появление «свежих слоев» материала заготовки на контактной поверхности очага деформации только изнутри заготовки происходит лишь в условиях «несвободной деформации». Например, при волочении заготовки в монолитной конусной волоке, но в этом случае выход «свежих слоев» материала заготовки на контактную поверхность очага деформации происходит при других силовых параметрах процесса деформации, которые как определяют характер кинематики процесса деформации, так и, в свою очередь, зависят от кинематики этого процесса.

Цель работы: определить механизм формирования контактной поверхности заготовки при механическом моделировании процесса деформации заготовки различными способами ОМД с использованием основных положений прикладной механики, как раздела механики, обусловленного выполнением механической работы при деформации и перемещении тела[1] (заготовки) под действием внешних и внутренних сил.

Исследование. Изменение формы боковой поверхности заготовки при свободном формоизменении, равно как и изменении положения вертикальных слоев материала заготовки в направлении перемещения заготовки при несвободной деформации в настоящий момент принято объяснять влиянием внешних сил трения в очаге деформации [5].

---

[1] Здесь и далее по тексту принято: деформируемое тело – материальный объект с определенными физико-механическими свойствами, объем которого постоянен и меньше объема пространства, в котором тело изменяет свою форму под действием внешних сил.

Например, при осадке симметричной заготовки плоским пуансоном «без трения» (рис. 1 *а*), когда отсутствует торможение приконтактных слоев материала *1* по сравнению с центральным слоем материала *2*, боковые поверхности заготовки не меняют своей формы

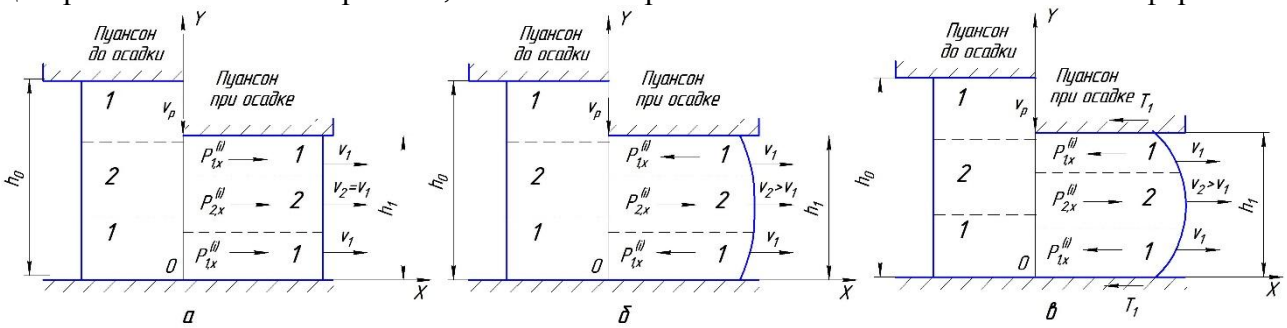


Рис.1. Схема процесса осадки призматической заготовки единичной ширины плоским пуансоном:
***а* – идеализированный процесс осадки; *б* – осадка «без трения»; *в* – осадка при наличии внешнего трения**

(идеализированный процесс осадки) и происходит однородная пластическая деформация заготовки [2]

$$\frac{\partial u_x}{\partial x} + \frac{\partial u_y}{\partial y} = 0\,, \tag{1}$$

где u_x и u_y - соответственно функции перемещения вдоль осей координат OX и OY.

Постоянство формы боковой поверхности заготовки обеспечивает равенство скоростей приконтактных (*1*) и центрального (*2*) слоев материала в направлении оси OX ($v_1 = v_2 = v_3$), что предопределяет равенство внутренних сил, действующих в слоях *1* и *2* заготовки в направлении движения этих слоев ($P_{1,x}^{(i)} = P_{2,x}^{(i)} = P_{1,x}^{(i)}$). Откуда следует

$$P_{1,x}^{(i)} + P_{2,x}^{(i)} + P_{1,x}^{(i)} \neq 0\,. \tag{2}$$

Согласно принципа возможных перемещений [6] равнодействующая внутренних сил, действующих в направлении перемещения элементов деформируемого тела должна равняться равнодействующей внешней силе (P_x), действующей в этом же направлении. При отсутствии внешней нагрузки на боковой поверхности заготовки в процессе свободного формоизменения $P_x = 0$. Т. е. при деформации заготовки согласно (рис. 1 *а*) нарушается принцип возможных перемещений и такой процесс деформации в принципе не возможен

$$\sum_{i=1}^{2} P_{i,x}^{(i)} \neq P_x = 0\,. \tag{3}$$

Вместе с тем условие (2) может быть обеспечено схемой действия внутренних сил, представленных на рис. 2 *б*,

$$P_{2,x}^{(i)} - 2P_{1,x}^{(i)} = P_x = 0\,, \tag{4}$$

но для реализации такой схемы действия сил необходимо иметь $v_1 < v_2$, что предопределяет образование при осадке заготовки «без трения» бочкообразование боковой поверхности заготовки.

Условия (2) безусловно, выполняется и при наличии сил трения (T) на контактной поверхности инструмента

$$P_{2,x}^{(i)} - 2P_{1,x}^{(i)} - 2T = P_x = 0\,, \tag{5}$$

но при этом увеличивается «рассогласование» скоростей относительного скольжения слоев *1* и *2* материала заготовки и бочкообразование боковой поверхности заготовки в процессе осадки увеличивается (рис. 1 *в*).

Вместе с тем, выполнение условий (3-5) не противоречит уравнению (1) вблизи оси симметрии заготовки как при свободном формоизменении, так и при несвободной деформации (например, при волочении в монолитной конусной волоке). Отметим, что уравнение (1) может быть преобразовано в уравнение [6]

$$\frac{\partial(s_x+\partial u_x^{/})}{\partial x}+\frac{\partial(s_y+\partial u_y^{/})}{\partial y}=\frac{\partial s_x}{\partial x}+\frac{\partial s_y}{\partial y}+\frac{\partial u_x^{/}}{\partial x}+\frac{\partial u_y^{/}}{\partial y}=0\,, \qquad (6)$$

где s_x, s_y и $u_x^{/}$, $u_y^{/}$ - соответственно перемещения точки (центра прямоугольника), вдоль осей координат и функции изменения формы элементарного прямоугольника вдоль этих же осей координат относительно текущего положения центра прямоугольника.

Следовательно, характер перемещения центров элементарных площадок деформируемой заготовки может в первом приближении может характеризовать кинематику процесса пластической деформации и в полной мере отражать механизм перемещения слоев материала заготовки в очаге деформации.

На основании проведенного теоретического анализа кинематики деформируемой заготовки был разработан метод механического моделирования процесса деформации заготовки при различных способах ОМД [7].

Сущность метода состоит в том (рис. 2), что материал заготовки в осевом сечении очага деформации при осадке представляется в виде основания *1*, на котором расположены модели инструментов *2* и *2*$^{/}$ (подвижного пуансона *2*$^{/}$ и неподвижного основания *2*). На основании *1* в один ряд установлены намагниченные металлические шарики *3* и *4* равного диаметра, которые моделируют перемещение центров элементарных площадок материала заготовки до начала деформации (рис. 2 *а, в*) и после деформации (рис. 2 *а, в*). При этом, изменения формы и положения слоя белых шариков до деформации (рис. 2 *а, в*) характеризуют перемещение приконтактного слоя материала заготовки при переходе на контактную поверхность (рис. 2 *б*), либо изменения формы боковой поверхности заготовки (рис. 2 *в*) при переходе материала боковой поверхности заготовки на контактную поверхность (рис. 2 *г*). Такой характер перемещения слоев материала при осадке соответствует результатам металлографических исследований осаженного образца в процессе натурного эксперимента [1].

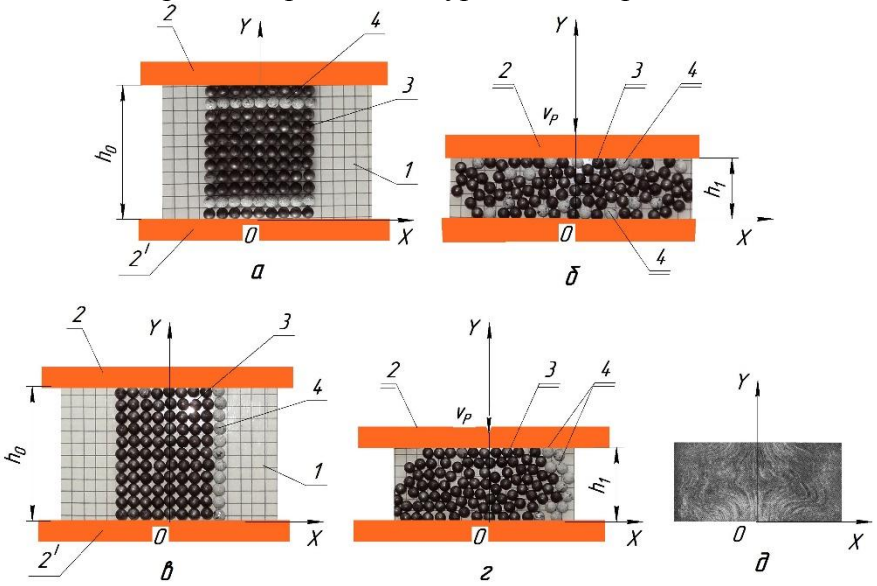


Рис. 2. Моделирования процесса свободного деформирования заготовки при осадке:
***а , в*- начало процесса осадки; б, *г* –окончание процесса осадки; *д* – фрагмент осаженной заготовки при металлографическом исследовании [1]**

На рис. 3 представлены результаты моделирования кинематики формоизменения материала заготовки в процессе волочении в монолитной волоке (стационарный «несвободный» процесс деформации).

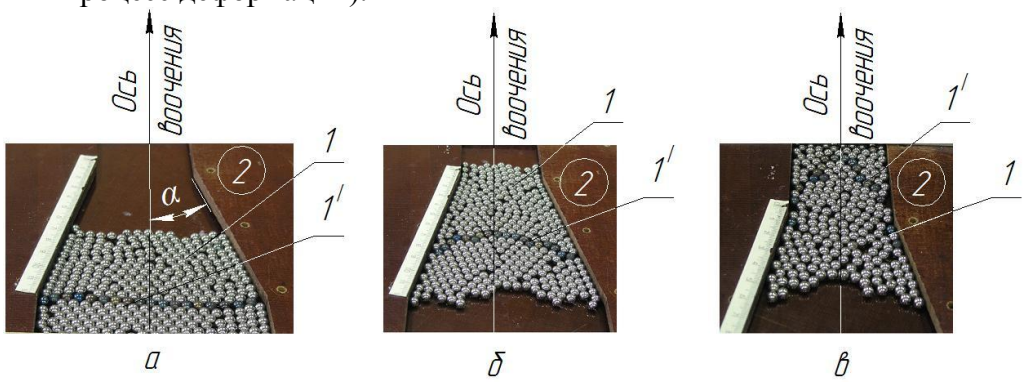


Рис. 3. Моделирование перемещения вертикального слоя (*1/* - затемненные шарики) материала (*1* - светлые шарики) заготовки в очаге деформации при волочении в монолитной волоке *2*: *а* - исходное положение вертикального слоя затемненных шариков на входе в очаг деформации; *б* – промежуточное положение слоя затемненных шариков в очаге деформации; *в* – положение затемненного слоя шариков на выходе из очага деформации

Анализ результатов механического моделирования кинематики процессов деформации (рис.: 2, 3) удовлетворительно совпадает с результатами натурных экспериментов и позволяет расширить представления о механизме формоизменения заготовки при различных способах ОМД.

Вывод.

Разработан новый метод механического моделирования кинематики деформации заготовки при различных способах ОМД с использованием модели очага деформации в виде намагниченных металлических шариков, которые отражают характер перемещения в очаге деформации центров объемов (площадей) элементарных элементов пластически деформируемого тела.

Установлено, что изменение формы боковой поверхности заготовки в направлении свободного формоизменения является объективным условием перемещения в этом направлении различных по высоте слоев материала заготовки, независимо от наличия или отсутствия сил внешнего трения в очаге деформации. При этом, наличие внешнего трения способствует эффекту увеличения искривления боковой поверхности заготовки свободной от внешней нагрузки, равно как и изменению формы плоских сечений заготовки перпендикулярных направлению движению материала заготовки при ее несвободной деформации.

Список литературы

1. *Губкин С. И. Пластическая* деформация металлов. Т. 1 / С. И. Губкин – М.: Металлургиздат, 1960. – 376 с.
2. *Сторожев М. П. Теория* обработки металлов давлением / М. П. Сторожев, Е. А. Попов – М.: Машиностроение, 1982. – 312 с.
3. *Воронцов А. Л.* Теория бочкообразования заготовки при осадке / А. Л. Воронцов // Производство проката. – 2007. – № 5. – С. 2–11.
4. . *Целиков А. И. Теория* прокатки /А. И. Целиков, А. И. Гришков – М.: Металлургия, 1970. – 358 с.
5. *Добров И.В.* Исследование кинематики очага деформации осесимметричной заготовки при осадке плоскими бойками / И.В. Добров // Обработка материалов давлением. 2013. -.№4 (37). – С.8-15.
6. *Joseph Louis Lagrange. Mécanique* Analytique, 4. ed., 2 vols. Paris: Gauthier-Villars et fils, 1888. = Ж. Лагранж. Аналитическая механика. В 2-х томах. Том. 1. Перевод с французского В. С. Гохмана. Под редакцией и с примечан. Л. Г. Лойцянского и А. И. Лурье. Изд. второе. – М.-Л.: ГНТИ, 1950. – 594 с.
7. *МПК G01B11/16. Способ* моделирования кинематики локальной пластической деформации / И.В. Добров, А.В. Семичев, И.И. Гетьман (Украина). – Подана заявка №201610915; заявл. 31.10.2016. – 2 с.

УДК 621.774.6.06

Зданевич С.С., Єрмократьєв В.О. к.т.н., доц., Зданевич С.В. к.т.н., доц.

Національна металургійна академія України, м. Дніпро, Україна

РАЦІОНАЛЬНЕ ПРОЕКТУВАННЯ, ВІБРОСТІЙКІСТЬ ТА ВИТРИВАЛІСТЬ ГРУПОВОГО РІЗЬБОВОГО З'ЄДНАННЯ НЕСУЧОЇ КОНСТРУКЦІЇ КОСОВАЛКОВОЇ ТРУБОПРАВИЛЬНОЇ МАШИНИ

Після прокатки тонкостінних труб діаметром до 160 мм для усунення просторової кривизни та овальності поперечного перерізу використовують вертикальну косовалкову трубоправильну машину (ТПМ) з шістьма приводними валками однакової довжини [1].

На підставі результатів досліджень ТПМ ОВВ-900х3 [2] встановлено, що однією з основних відмов устаткування для виправлення труб є низька вібростійкість несучої конструкції (НК), яка приводить до зв'язаних поступальних і обертальних коливань верхньої станини при виправленні труб, що також впливає на надійність елементів групового різьбового з'єднання (ГРЗ) несучої конструкції, які працюють в умовах циклічних навантажень і обмеженої довговічності.

Метою роботи є дослідження динамічної системи НК ТПМ з розробкою рекомендацій по раціональному проектуванню ГРЗ НК з урахуванням впливу розмірних ланцюгів та динамічних параметрів НК, а також оцінка режиму експлуатації ГРС НК за критерієм запасу витривалості колон.

Для дослідження прийнята НК ТПМ (рис.1, а), яка утворена траверсою (верхня станина) і основою (нижня станина), жорстко з'єднаних ГРЗ, що включає п'ять трубчастих колон і п'ять стяжних шпильок (рис.1, б).

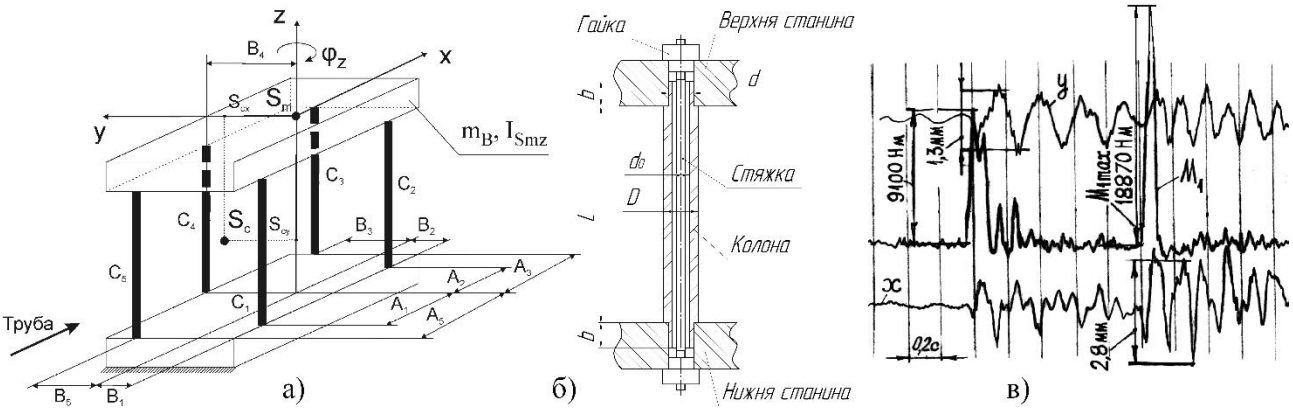


Рис. 1. Розрахункова динамічна модель НК ТПМ (а), елемент ГРЗ (б) та типова осцилограма при виправленні труби ∅83х14 мм (захоплення труби з ударом у 1-й валок): M_1 - момент сил пружності в шпинделі приводу 1-го валка, х і у - відповідні вібропереміщення верхньої траверси НК по координатах у горизонтальній площині

Джерелом впливів, що змушують коливання НК є: сили, які діють з боку труби, що обертається при правці; неврівноважені сили інерції обертових мас валків, а також сили, які виникають у контакті валків з поверхнею труби при неузгодженості швидкостей обертання валків, прослизанні, у несталих режимах при захопленні переднього кінця труби (рис.1, в) та виході заднього кінця труби з обойм валків при виправленні.

Задачу підняття вібростійкості НК можна вирішити шляхом підвищення ступеня відстроювання від резонансу і поділом власних коливань на групи незалежних коливань по

відповідних координатах. Відстроювання від резонансних режимів роботи ТПМ зв'язане з усуненням близькості власних частот коливальної системи НК і частот впливів, які змушують коливання, що вимагає комплексного підходу при проектуванні устаткування і призначенні швидкісних режимів виправлення труб.

Встановлено, що причиною зв'язаних поступальних і обертальних коливань верхньої станини є розбіжність положення центру мас (S_m) і центру жорсткостей (S_c) коливальної системи НК ТПМ (рис.1, а).

Для створення вібростійкої НК ТПМ, необхідно при проектуванні забезпечити сполучення центрів мас і жорсткостей, збільшити і забезпечити незмінність при експлуатації крутильної і згинальної жорсткості колон ГРЗ НК, підвищити ступінь відхилення від резонансу.

Зближення центру мас і центру жорсткостей в НК ТПМ можливо виконати за допомогою: 1) переміщення центру мас, що зв'язане зі зміною мас і розташуванням реальних деталей і вузлів верхньої станини; 2) переміщення центру жорсткостей, що зв'язане з вибором характеристики і розташуванням пружних елементів ГРЗ НК.

Рівняння вільних коливань верхньої станини НК в горизонтальній площині:

$$\left.\begin{aligned} m_B \cdot \ddot{y} + \sum_{i=1}^{5} \tilde{n}_{iy} \cdot y = 0 \\ m_B \cdot \ddot{x} + \sum_{i=1}^{5} c_{ix} \cdot x + \sum_{i=1}^{5} \left(c_{ix} \cdot B_i\right) \cdot \varphi_z = 0 \\ J_{Smz} \cdot \ddot{\varphi}_z + \sum_{i=1}^{5} \left(c_{ix} \cdot B_i^2 + c_{iy} \cdot A_i^2\right) \cdot \varphi_z - \sum_{i=1}^{5} \left(c_{ix} \cdot B_i\right) \cdot x = 0 \end{aligned}\right\}, \qquad (1)$$

де c_{ix} і c_{iy} - відповідно згинальні жорсткості і-ої колони (i = 1,..,5) в напрямку координат x і y; m_B, I_{Smz} – відповідно маса та момент інерції верхньої станини відносно вісі $S_m z$; A_i, B_i - координати розташування і-ої колони (рис.1, а).

Власні частоти парціальних систем НК за умови рівності згинальних жорсткостей колон $c_{ix} = c_{iy} = c$:

$$\beta_x = \beta_y = \sqrt{\frac{5 \cdot c}{m_B}}\ ;\ \beta_{\phi z} = \sqrt{\frac{c \cdot (2 \cdot B_1^2 + 2 \cdot B_3^2 + B_4^2 + 2 \cdot A_1^2 + 2 \cdot A_3^2)}{J_{Sm}}}$$

(2)

На основі комплексного підходу, що включає розрахунки навантаження на елементи ГРЗ, результати динамічного аналізу процесу правки труб, оцінки вібростійкості коливальних систем НК, ступеня динамічних посилень деформації їхніх пружних елементів або відхилення від резонансу рекомендується, при подальшому удосконалюванні конструкції НК ТПМ, заміна деяких колон на елементи більшої згинальної жорсткості, при дотриманні умови сполучення центрів мас і жорсткості.

З рівнянь вільних коливань верхньої станини (1) отримаємо умову поділу коливань:

$$-c_1 \cdot B_1 - c_2 \cdot B_2 + c_3 \cdot B_3 + c_4 \cdot B_4 + c_5 \cdot B_5 = 0 \qquad (3)$$

Приймаємо, з умови симетрії щодо вісі $S_m y$, що $c_3 = c_5$, $c_1 = c_2$, $A_1 = A_2$; $A_3 = A_5$; $B_1 = B_2$; $B_3 = B_5$, тоді умова сполучення центрів мас і жорсткостей ГРЗ НК, що приведе до поділу коливань:

$$2 \cdot c_3 \cdot B_3 - 2 \cdot c_1 \cdot B_1 + c_4 \cdot B_4 = 0 \qquad (4)$$

Для розрахункової схеми розташування колон НК ($B_1 = B_2$; $B_3 = B_5 = 1{,}067 \cdot B_1$; $B_4 = 1{,}467 \cdot B_1$), за умови згинальної жорсткості колон $c_1 = c_2$ і $c_3 = c_4 = c_5$, відношення між жорсткостями повинне відповідати $c_1/c_3 = 1{,}8$. Мінімальне значення згинальної жорсткості колони c_3 пов'язане з конструкцією ГРЗ, а також з необхідною жорсткістю НК, що забезпечує процес пружно-пластичного деформування труби.

При подальшій модернізації існуючої НК ТПМ із п'ятьма колонами можливо встановлення 4-ї колони зі згинальною жорсткістю $c_{4.min}$ яка менша, чим c_3 за умови перевірки елементів ГРЗ НК на статичну та втомну міцність. Тоді співвідношення для вибору жорсткостей

$$\frac{c_1}{c_3} = \frac{B_3}{B_1} + \delta_{min} \cdot \frac{B_4}{2 \cdot B_1}, \text{ тут } \delta_{min} = \frac{c_{4.min}}{c_3} < 1. \quad (5)$$

Унаслідок неминучих розходжень у граничних умовах у місцях закладення хвостовиків колон зі станинами НК (рис.1, б), відбувається порушення дзеркально-осьової симетрії коливальної системи НК, що виявляється в характері коливань верхньої станини в горизонтальній площині.

Унаслідок розкиду значень довжини між опорними поверхнями колон при складанні НК верхня станина лягає на ті три колони з п'яти, котрі утворять трикутник з центром ваги станини усередині його, при цьому піднімуть її над опорними поверхнями двох колон, що залишилися. Розглянуто варіанти обпирання верхньої станини на колони і визначений випадок з максимальним зазором між опорними поверхнями станини і колон.

Визначено осьову жорсткість трубчастої колони і пружні деформації колон під дією ваги верхньої станини за умови рівномірного розподілу навантаження між трьома колонами.

Розмірний аналіз НК ТПМ показав, що після затягування ГРЗ існує реальна небезпека відсутності стику на одній з колон. При розрахунку зусилля попереднього затягування ГРЗ необхідно враховувати поряд з технологічним навантаженням і можливий розкид граничних відхилень розмірів у сполученні верхньої і нижньої станин з колонами.

На величину розмаху коливань верхньої станини щодо нижньої впливає довжина посадкової ділянки шийок колон і граничні відхилення розмірів контактуючих деталей ГРЗ.

Небезпечний переріз хвостовика колони вільний від напруги стиску, тому небезпеку представляють напруги вигину. Розрахункова схема колони представлена балкою з двома затисненими кінцями (рис.2, а). Для прийнятої схеми закріплення хвостовиків колони напруга вигину в небезпечному перерізі хвостовика колони при відомому зсуві f верхнього хвостовика щодо нижнього, складе

$$\sigma_и = \frac{3 \cdot E \cdot d}{L^2} \cdot f. \quad (6)$$

де E - модуль пружності; d, L – відповідно діаметр хвостовика і довжина колони.

Амплітуда коливань точки сполучення хвостовика колони з верхньою станиною

$$A_{f_{max}} = \sqrt{A_{f_x}^2 + A_{f_y}^2}, \quad (7)$$

де A_{fx} і A_{fy} - відповідно амплітуди коливання верхнього хвостовика колони в подовжньому і поперечному напрямку. У гіршому випадку при пружних деформаціях і відсутності зазорів $f = A_{fx}$.

Коефіцієнт запасу міцності при симетричних циклах навантаження

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_a} \cdot \frac{k_м}{k_\sigma}, \quad (8)$$

де σ_{-1} – границя витривалості матеріалу колони; σ_a – амплітуда перемінних напружень; k_σ - коефіцієнт концентрації напруження; $k_м$ – коефіцієнт впливу абсолютних розмірів.

Для випадку знакозмінного вигину (при відсутності зазорів у сполученні хвостовика колони зі станинами) $\sigma_a = \sigma_и$:

$$n_\sigma = \sigma_{-1} \cdot \frac{k_м}{k_\sigma} \cdot \frac{L^2}{3 \cdot E \cdot d \cdot f}, \quad (9)$$

Колона може відхилятися від вертикальної вісі в межах зазорів в отворі нижньої станини. Переміщення верхнього хвостовика колони складе

$$\Delta_\alpha = \frac{L}{b^2 + d^2} \cdot \left[b \cdot (d + \delta) - d \cdot \sqrt{b^2 + d^2 - (d + \delta)^2} \right], \qquad (10)$$

де b – довжина хвостовика колони.

У випадку знакозмінного вигину з урахуванням переміщення хвостовика колони у полі зазору сполучення з нижньою станиною $\sigma_{\grave{a}} = \left(1 - \Delta_\alpha / f\right) \cdot \sigma_{\grave{e}}$. Тоді коефіцієнт запасу міцності

$$n_\sigma = \sigma_{-1} \cdot \frac{k_м}{k_\sigma} \cdot \frac{L^2}{3 \cdot E \cdot d \cdot (f - \Delta_\alpha)}, \qquad (11)$$

Для заданої конструкції колони ТПМ (сталь 20; σ_{-1} = 180 МПа; E = 2,1·10^5 МПа; d = 180 мм; L = 1550 мм; b = 300 мм; k_σ = 2,1; $k_м$ = 0,6) і зазорами (δ = 0,085÷0,248 мм) в сполученні зі станинами (∅180H9/e8) отримано залежність коефіцієнта запасу витривалості від прогину трубчастої колони (рис.2, б). Значення коефіцієнта запасу витривалості, що допускається, для трубчастих колон ТПМ [n_σ] = 1,7 [3].

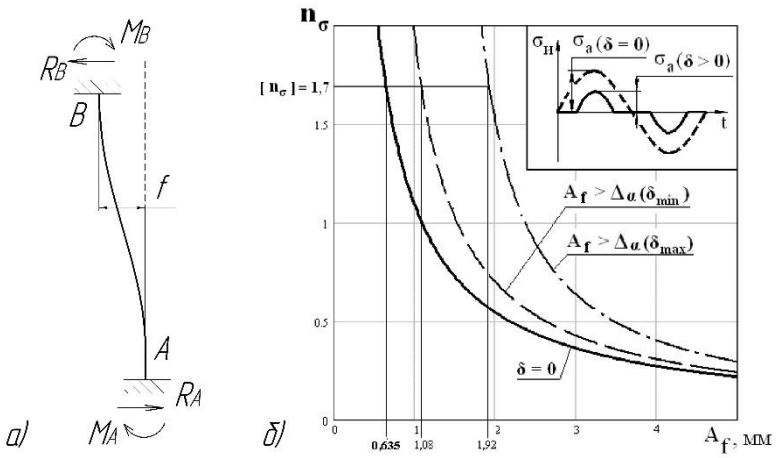


Рис. 2. Схема навантаження колони (а); залежність коефіцієнта запасу витривалості (б) трубчастої колони НК ТПМ від прогину

Розроблені математичні моделі дозволяють виконати проектування НК ТПМ та вибір раціональних пружних параметрів елементів ГРЗ з метою зниження динамічного навантаження НК.

Використовуючи дані натурних вимірів амплітуд коливань верхньої станини і зіставляючи їх із залежністю коефіцієнта запасу витривалості (рис.2, б) можна оцінити режими експлуатації ТПМ за критерієм терміну служби колон НК. Підвищення прогинів, що допускаються, за наявністю зазорів у сполученні колон зі станинами, не можна вважати прийнятним, так як це порушує процес виправлення труб і ускладнює настроювання ТПМ.

Список літератури

1. *Максилейсон А.М.* Трубоправильные машины / Максилейсон А.М., Сапир В.И., Комисарчук Ю.С.// - М.: Машиностроение. 1971. - 208 с.
2. *Зданевич С.С.* Оценка прочности элементов группового резьбового соединения несущей конструкции косовалковой трубоправильной машины / С.С.Зданевич, В.А.Ермократьев, С.В.Зданевич // Надійність металургійного обладнання RME-2013. Збірник наукових праць за матеріалами Міжнародної науково-технічної конференції. Дн-ськ, 2013. – С.160-167.
3. *Гребеник В.М.* Надежность металлургического оборудования: Справочник / В.М. Гребеник, В.К. Цапко// – М.: Металлургия, 1989. - 592 с.

УДК 622. 23: 05459

Дирда В.І. д.т.н. проф., Калганков Є.В. аспірант, Агальцов Г.М. м.н.с., Цаніді І.М. аспірант, Черній О.А. аспірант

Інститут геотехнічної механіки ім. М.С. Полякова НАН України

ЗАХИСНІ ФУТЕРІВКИ ВАЖКИХ ГІРНИЧИХ МАШИН: СУЧАСНИЙ СТАН ТА ПЕРСПЕКТИВИ РОЗВИТКУ

У гірничовидобуваючій та металургійній промисловостях, рудопідготовка в значній мірі визначає технологічні та економічні показники роботи підприємства. Щорічно в світі переробці піддаються мільйони тон мінеральної сировини, на це витрачається до 10 % виробленої в світі енергії [1]. В Україні зазначений показник перевищує 100 млн. тон мінеральної сировини, подрібнення якої споживає до 50…60 % всієї енергії, що витрачається на процес рудопідготовки [2].

Одним із основних процесів рудопідготовки є подрібнення, це процес дезінтеграції (руйнування) кусків породи до необхідного розміру або до необхідної стадії розкриття мінералів. Відомо чотири основні способи подрібнення - це удар, розколювання, роздавлювання та стирання. Всі ці способи реалізуються завдяки різноманітним млинам та дробаркам.

Під час подрібнення відбувається суттєвий вплив завантаження на барабан і він зношується, тому для його захисту використовують різноманітні футерівки: металеві, керамічні, гумові та інші.

За останні 150 років, з моменту патентування першого барабанного млина, було проведено багато досліджень в області конструювання захисних футерівок, розроблено сотні конструкцій але витрати на дезінтиграцію сировини залишаються досить високими і сьогодні на фоні економічної кризи впровадження інноваційних енерго- та ресусоощадних розробок є одним із актуальних питань. І якщо суттєво удосконалити конструкцію млина чи внести зміни у технологію переробки мінеральної сировини майже неможливо, то змінюючи матеріал захисних футерівок, їх форму та геометричні параметри, можливо не тільки отримати економію, але й отримати сировину більш тонкого помелу, що сьогодні робить переробні підприємства конкурентоспроможними.

Тому дослідження в області конструювання та використання захисних футерівок є актуальним питанням і потребує подальшого вивчення.

Метою даної роботи є огляд сучасного стану і ступеню використання захисних футерівок, а також перспективи їх подальшого удосконалювання та застосування.

В якості захисних футерівок, перших млинів використовувались різні матеріали (дерево, каміння, кераміка), далі з розвитком промисловості почали використовувати метал (леговані сталі, зносостійкі чавуни), який є найбільш розповсюдженим та дослідженим [3].

Металеві броневі плити активно почали використовувати на початку XX сторіччя, про, що свідчить активне патентування металевої броні різної конструкції та профілю в період з 1910 по 1940 роки. Металеву броню (футерівку) як правило виготовляють з марганцевих сталей 110Г13Л, рідше з інших марок сталей чи чавуну. З 1940-х років починається їх активне дослідження та наукове обґрунтування профілю і товщини. Вагомий внесок у розвиток досліджень металевих футерівок вніс вчений Крюков Д.К. [4], рекомендації якого в області проектування металевих захисних футерівок актуальні і сьогодні.

Металеві футерівки можна умовно розділити на два класи: для подрібнення крупних мас та для тонкого помелу.

Досить часто використовували комбінацію металу з бетоном та деревом, але більша частина броневих плит це – метал, який має певну геометричну форму. Як правило, це форма у вигляді хвилі або у формі зубців чи виступів. Броневі плити кріпляться болтами до барабану млина.

Недоліками таких футерівок є значна вага, так як вага однієї плити сягає 500 кг, що робить їх монтаж та демонтаж досить трудоємким процесом. Суттєвим недоліком також є значне шумове навантаження. Крім того в процесі роботи болтове з'єднання розхитується й відпускається, в результаті чого, відбувається підтікання в місцях з'єднання барабану і броне плити. Всі ці недоліки змусили науковців шукати шляхи їх усунення.

Одним з таких шляхів є заміна металу іншими матеріалами або їх комбінацією. Останнім часом метал почала витісняти гума і сьогодні на багатьох збагачувальних підприємствах в барабанних млинах другої та третьої стадії використовується гума. У барабанних рудорозмельних млинах гумова футеровка відіграє досить важливу роль: по-перше, як елемент захисту від зношування й ударних навантажень і, по-друге, як елемент, фізико-механічні й морфометричні параметри якого впливають безпосередньо на процес подрібнення матеріалу. Від її морфометричних параметрів, а не довговічності, залежать не тільки термін служби млинів у цілому, але й технологічні характеристики процесу подрібнення.

Можливість застосування та перші дослідження гумової футерівки почали проводити ще в 30-х роках минулого століття, але широке використання гумової футеровки почалось на початку 60-х років минулого століття швецькими компаніями "Skega" та "Trelleborg". Довговічність перших гумових футеровок складала 1 – 3 тисячі годин, сьогодні цей показник виріс в десятки разів і становить 25 – 30 тисяч годин для другої стадії подрібнення [3, 5]. Але такого строку служби вдається досягти не всім виробникам і на сьогодні питання забезпечення довговічності стоїть досить гостро.

Так, на Північному гірничо-збагачувальному комбінаті м. Кривий Ріг, проводився ряд спроб інтенсифікації процесу подрібнення руди та зниження енерговитрат на 2 та 3 стадіях подрібнення за рахунок впровадження замість металевої футеровки барабану млина, різних типів гумової футеровки [3, 5]. В результаті досліджень конструкції гумових футерівок:

- забезпечують задану продуктивність уже з перших годин роботи;
- забезпечують зниження питомої витрати куль на 7- 20 % в основному за рахунок зниження контактних напружень в момент удару;
- створюють можливість ведення процесів подрібнення без порушення технологічних показників при меншому обсязі куль;
- дозволяють підвищити продуктивність по живленню до 7- 12 % без погіршення технологічних показників;
- дозволяють знизити питомі витрати електроенергії на 5- 8 % за рахунок ведення процесів подрібнення із прийнятим на фабриці кульовим заповненням млина, але зі збільшенням вихідного живлення й виходом більш тонкого помелу руди.

Новими та перспективними конструкціями гумових футерівок є футерівки компанії ВАЛСА ГТВ (Україна, м. Біла Церква). Дана компанія впровадила у виробництво конструкції футерівок "G.M – Хвиля" та "Плита – Н – Хвиля", які лягли в основу ресурсо- та енергозберігаючої RES технології дезінтеграції залізних руд.

Також сьогодні існують вдалі спроби використання гумових футерівок на першій стадії подрібнення з кулями 100 мм. Так на ПівнГЗК вперше в світовій практиці було використано на першій стадії подрібнення гумову футерівку з кулею 100 мм, яка показала досить високі результати, а саме зменшилось використання електроенергії на 5 %, знизилась питома витрата куль на 5 %, підвищився приріст готового класу продукту на 10…12 %, довговічність футерівки на відмову вище 9000 год.

Властивості гуми та її вплив на процес подрібнення вивчені недостатньо повно, саме тому проектування гумових деталей має суттєвий резерв. На теперішній час є вдалі спроби

використання гуми при подрібненні каолінових руд, де в млин подають частку битої кераміки при цьому гумова футерівка справляється з поставленою задачею. Також досить успішно гумова футерівка впроваджується в млинах, що подрібнюють руди за присутності хімічно агресивних речовин, таких як луги.

Враховуючи вищезазначене, тенденції розвитку футерівок важких машин є актуальним питанням, що викликає інтерес як з боку промисловців так і науковців.

Список літератури

1. *Вольфсон С. А. Серьезные* сдвиги. О нетрадиционной технологии, окружающей среде и возврате к деревенскому хлебу / С. А. Вольфсон. // Научно-популярный журнал АН СССР "Химия и Жизнь". – 1984. – №2. – С. 16–21.
2. *Калганков Є. В. Інноваційна* технологія дезінтеграції руди в кульових барабанних млинах першої стадії подрібнення / Є. В. Калганков. // Сборник научных трудов международной конференции. «Современные инновационные технологии подготовки инженерных кадров для горной промышленности и транспорта 2016» Днепр. НГУ. – 2016. – С. 203–209.
3. *Резиновые* футеровки технологических машин / В. И.Дирда, Р. П. Зозуля, О. Н. Хоменко, О. Н. Хмель. – Днепр: Журфонд, 2016. – 260 с.
4. *Крюков Д. К. Футеровки* шаровых мельниц / Д. К. Крюков. – Москва: Машиностроение, 1965. – 181 с.
5. *Олейник Т. А. Исследования* влияния профиля резиновой футеровки на процесс измельчения в барабанных мельницах / Т. А. Олейник, И. В. Хмель. // Вісник Криворізького національного університету. – 2014. – №29.

УДК 629.33: 629.3.027

Прохоренко Р.М., студент, Заяць Г.В., к.т.н., доц.

ДВНЗ «Придніпровська державна академія будівництва та архітектури»

АНАЛІЗ СИСТЕМ АВТОНОМНОГО АДАПТИВНОГО КЕРУВАННЯ АКТИВНОЮ ПІДВІСКОЮ ЛЕГКОВОГО АВТОМОБІЛЯ

Вступ. Ефективність роботи легкового автомобіля, а особливо його стійкість, керованість та комфортність, розглядаються в автомобілебудуванні як один із основних напрямків в удосконаленні підвіски автомобіля. Подальший розвиток підвісок можливий шляхом використання нових технологій, наприклад, розробкою системи керування підвіски, параметри якої змінювалися б автоматично в залежності від деяких поточних умов. Актуальність теми роботи полягає в аналізі двох систем автономного адаптивного керування, в порівнянні їх характеристик та впливу на основні параметри підвіски легкового автомобіля.

Метою роботи є порівняння двох систем автономного адаптивного керування активною підвіскою легкового автомобіля – з використанням амортизатором з магніто-реологічною рідиною та амортизатора, в який під високим тиском впорскується або відкачується масло.

Основна частина. Ідея застосування методу ААК для керування активними підвісками полягає в наступному. Який би актуатор не передбачалося використовувати в активній підвісці, завжди постає проблема побудови закону керування цим актуатором. Керуюча система (КС), побудована за методом автономного адаптивного керування (ААК), дозволяє уникнути розробки точної математичної моделі об'єкта керування (ОК), оскільки система ААК автоматично знаходить відображення з безлічі показань датчиків в безлічі команд актуатора, співвідносячи їх також з безліччю заданих якісних оцінок можливих станів.

Найбільш простим варіантом застосування методу ААК для керування активною підвіскою є застосування амортизатора з магніто-реологической рідиною (MRF), що має змінну в'язкість. Амортизатор з MRF може змінювати свої характеристики до 1000 разів на секунду, а також може одночасно грати роль актуатора.

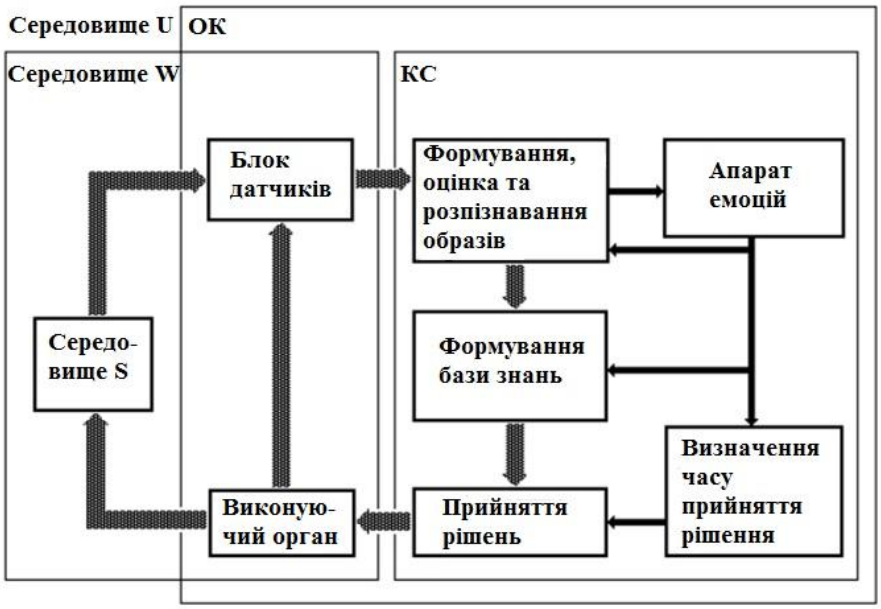


Рис. 1. Загальна схема системи «автономного адаптивного керування» (ААК)

Керуюча система (КС), встановлена на борту автомобіля, взаємодіє з навколишнім середовищем (на рис.1 це «середовище W») за допомогою блоку датчиків (БД) і виконуючих органів (ВО) - актуаторов, які для КС є частиною навколишнього її середовища W. КС користується вихідними сигналами БД і подає управляючі на ВО. Для КС «чорним ящиком» є середовище W, саме ним і повинна керувати КС, встановлюючи відповідність між впливом на виконавчий пристрій і одержуваної реакції у вигляді сигналів від датчиків. З точки зору зовнішнього спостерігача можна бачити, що реакція «чорного ящика» середовища W складається з реакцій таких складових його елементів, як: актуатор (амортизатор з MRF з його системою приводу), підвіска з її пружними елементами, автомобіль з його масою, пружними елементами корпусу, вантажу, сидінь і т.д., дорожнього полотна, з його перешкодами, повітряного середовища, що впливає на корпус автомобіля, водія з його специфічним характером керування автомобілем, та інших причин. Ось цей «чорний ящик» середовища W і є для КС об'єктом керування (ОК). Очевидно, що математично формалізувати точні властивості такого ОК неможливо як через його великої складності, так і через його постійної і погано передбачуваною мінливості.

Керуюча система працює згідно з принципами, відповідними методу ААК. Вона складається з двох основних контурів. Перший контур організовує роботу з «фактологічної» інформацією, яка встановлює співвідношення між множинами вхідних і вихідних сигналів КС. Другий контур організовує роботу з «якісною» інформацією, яка придає елементам «фактологічної» інформації оцінки якості.

Варіант такої системи ААК дозволяє підвищити плавність ходу автомобіля. Цей ефект досягається за рахунок того, що ААК автоматично підлаштовується до поточних властивостей даного автомобіля і середовища, і змінює свою «базу знань».

Інший варіант системи ААК, в якому в якості актуатора використовується інший вид активної підвіски - амортизатор, в який під високим тиском можна впорскувати або відкачувати масло. Такого роду актуатор використовується, наприклад, в підвісці *ABC* автомобілів Mercedes-Benz CL500.

У цьому варіанті системи ААК необхідні датчики, які можуть давати інформацію про вертикальне положення корпусу автомобіля, його вертикальну швидкість та прискорення. Найбільш доступним стандартним приладом такого роду є акселерометри.

Інтегруючи показання акселерометра, можна отримувати кількісні оцінки вертикальної швидкості корпусу автомобіля в інерційній системі координат, а двічі інтегруючи - кількісну оцінку вертикального положення корпусу автомобіля. Використовуючи цифрову фільтрацію часового ряду цих оцінок з необхідною АЧХ фільтра, що усуває шкідливі для здоров'я людини частоти коливань, можна обчислювати бажане, або «цільове» положення корпусу автомобіля в кожний поточний момент часу, а також неузгодженість реального та цільового положень корпусу. Однією з цільових функцій КС ААК (забезпечує виживання ОК) можна покласти мінімізацію цієї поточної неузгодженості. Можна також задати систему якісного оцінювання величин неузгодженості. Описані функції покладаються на блок датчиків і блок «оцінювання стану ОК» (рис. 1).

Блок формування та розпізнавання образів (ФРО) повинен формувати і розпізнавати образи поточного стану ОК, використовуючи інформацію про відхилення поточного вертикального положення корпусу автомобіля від поточного цільового положення, а також про необхідні похідні цієї величини.

База знань, накопичена КС, відображає властивості пред'явленого ОК. Реакції об'єкта керування залежать від властивостей автомобіля, підвіски, дороги, та інших об'єктів, що впливають на даний процес. Якщо властивості одного з цих складових зміняться і закономірна реакція ОК стане дещо іншою, КС поступово скорегує свою БЗ.

Блок прийняття рішень в цьому варіанті системи ААК працює згідно загальному алгоритму системи ААК, а саме таким способом. Блок ФРО до поточного моменту часу розпізнає певні образи, які описують поточний стан ОК. Блок прийняття рішень, по-перше, відокремлює в БЗ ті знання, які мають відношення до поточної ситуації. По-друге, вирішує, якій з цільових функцій (виживання або накопичення знань) слід віддати перевагу. По-третє, приймає рішення, відповідне обраній цільовій функції.

Висновки. Аналіз систем автономного адаптивного керування активною підвіскою легкового автомобіля з використанням амортизатора з магніто-реологічною рідиною та амортизатора, в який під високим тиском впорскується або відкачується масло, дозволив вдосконалити алгоритм роботі в цілому системи ААК.

Список літератури

1. *Жданов А.А., Метод* автономного адаптивного управления // Известия Академии Наук. Теория и системы управления, 1999, № 5, с. 127-134.
2. *С.С. Семенов, А.А. Жданов, А.А. Романов, Использование* метода автономного адаптивного управления в многоуровневых управляющих системах.– Режим доступа: Internet:www.aac-lab.com/files/SemenovZhdanovRomanov_NI_2012.pdf.

УДК 621. 771. 07. 001. 8

Баюл К.В. к.т.н.[1], Ващенко С.В. к.т.н.[1], Худяков А.Ю. к.т.н.[1], Солодкая Н.А. к.т.н.[2]

[1] Институт черной металлургии им. З.И. Некрасова НАН Украины
[2] ГВУЗ Украинский государственный химико-технологический университет

АНАЛИЗ ПРОИЗВОДСТВЕННОЙ И ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ ВАЛКОВЫХ ПРЕССОВ

Специалисты ИЧМ на протяжении многих лет занимаются созданием технологий и оборудования для производства брикетов [1-3]. Учитывая опыт эксплуатации, вид сырья, требуемую производительность и другое, изменялись силовые параметры и ряд конструктивных элементов прессов. При этом принципиальная конструктивная схема прессов оставалась постоянной. На данный момент заказчикам предлагается пять моделей прессов [4].

Последние годы существенно расширилась номенклатура шихт, подлежащих брикетированию. Необходимо брикетировать материалы, характеризующиеся повышенным сопротивлением сжатию, высокой абразивностью. Требуется брикетировать плохо сыпучие материалы с малой насыпной плотностью, применяя устройства для предварительного уплотнения перед обжатием в валках.

Для формирования направлений совершенствования конструкции валковых прессов необходимо выделить критерии оценки эффективности их технического уровня и провести сравнительный анализ прессов ИЧМ с моделями прессов других производителей. В качестве таких критериев предложены показатели, известные в области повышения энергоэффективности, надежности и ресурса эксплуатации промышленного оборудования в металлургии и смежных отраслях промышленности [5-7] – удельное усилие прессования P_u; удельная энергоемкость E_u; удельная металлоемкость G_u; удельная стоимость S_u.

Удельное усилие прессования определяется как отношение максимального усилия прессования P_{max}, к ширине рабочей поверхности валков L_V:

$$P_u = \frac{P_{max}}{L_V}. \quad (1)$$

Удельная энергоемкость представляет собой отношение мощности N_{pr} привода к производительности Q_{pr} пресса:

$$E_u = \frac{N_{pr}}{Q_{pr}}. \quad (2)$$

Удельная металлоемкость представляет собой отношение массы пресса m_{pr} к величине полезного эффекта от его использования или основного технического параметра, в данном варианте – производительности Q_{pr}:

$$G_u = \frac{m_{pr}}{Q_{pr}}. \quad (3)$$

Удельная стоимость является достаточно весомым фактором, влияющим на принятие решения о приобретении прессового оборудования. Данный показатель определяется как отношение стоимости пресса к его конструктивным или эксплуатационным показателям, к примеру, массе или производительности:

$$S_u = \frac{S_{pr}}{Q_{pr}} \text{ или } S_u = \frac{S_{pr}}{m_{pr}}. \quad (4)$$

При анализе расчетных значений показателей P_u, E_u, G_u и S_u предложено руководствоваться следующими критериями оценки.

Наиболее широкий диапазон брикетируемых материалов будет иметь та модель пресса, которой соответствует набольшее значение удельного усилия прессования:

$$P_u \rightarrow P_{u.max} \quad (5)$$

Достижению максимальной производительности при имеющейся мощности привода пресса отвечает минимум удельной энергоемкости:

$$E_u \rightarrow E_{u.min} \quad (6)$$

Рациональному конструктивному исполнению пресса соответствует минимальное значение удельной металлоемкости:

$$G_u \rightarrow G_{u.min} \quad (7)$$

При оценке прессов по значению удельной стоимости принимается во внимание отношение стоимости пресса к его производительности, потому этот параметр для валковых прессов имеет несколько большее значение чем масса:

$$S_u \rightarrow S_{u.min} \quad (8)$$

Критерии (5-8) позволяют сформулировать гипотезу оценки технологичности и эффективности валковых прессов для брикетирования следующим образом. Среди анализируемых моделей валковых прессов наиболее эффективным является та, которая обеспечивает заданную величину удельного усилия прессования при минимальных значениях удельной энергоемкости, металлоемкости и стоимости.

Для оценки эффективности компоновочных и конструктивных решений принят один из наиболее востребованных прессов ИЧМ (модель 19) и близкие к нему по своим параметрам прессы зарубежных производителей. Сравнительный анализ ведется на основе рассчитанных показателей технологичности и эффективности (табл. 1), в графическом виде представленных на рис. 1.

Таблица 1

Характеристики валковых прессов

Разработчик	K.R. Komarek Inc., США	Luoyang Zhongyuan Mining Machine Manu-facture Co., Ltd., Китай	ЗАО «Спайдер-маш», Россия	ИЧМ, Украина
Модель	DH400	ZY650-120	БПВ400/200-100	19
Технические характеристики и стоимость				
Диаметры валков D_V, мм	521	650	400	647
Ширина рабочей поверхности валков L_V, мм	508	500	200	350
Максимальное усилие прессования P_{max}, кН	1334	1200	1000	1200
Мощность привода N_{pr}, кВт	75	45	45	55
Производительность Q_{pr}, т/ч	18	15	10	24
Масса m_{pr}, т	14,5	12,8	8,0	7,5
Стоимость S_{pr}, тыс. у.е.	250	57	80	75
Показатели технологичности и эффективности				
Удельное усилие прессования P_u, кН/см	26,3	24,0	50,0	34,3
Удельная энергоемкость E_u, кВт×ч/т	4,17	3,00	4,5	2,3
Удельная металлоемкость G_u, т/(т×ч)	0,81	0,85	0,8	0,31
Удельная стоимость S_u, тыс.у.е./т	17,24	4,45	10,00	10,00

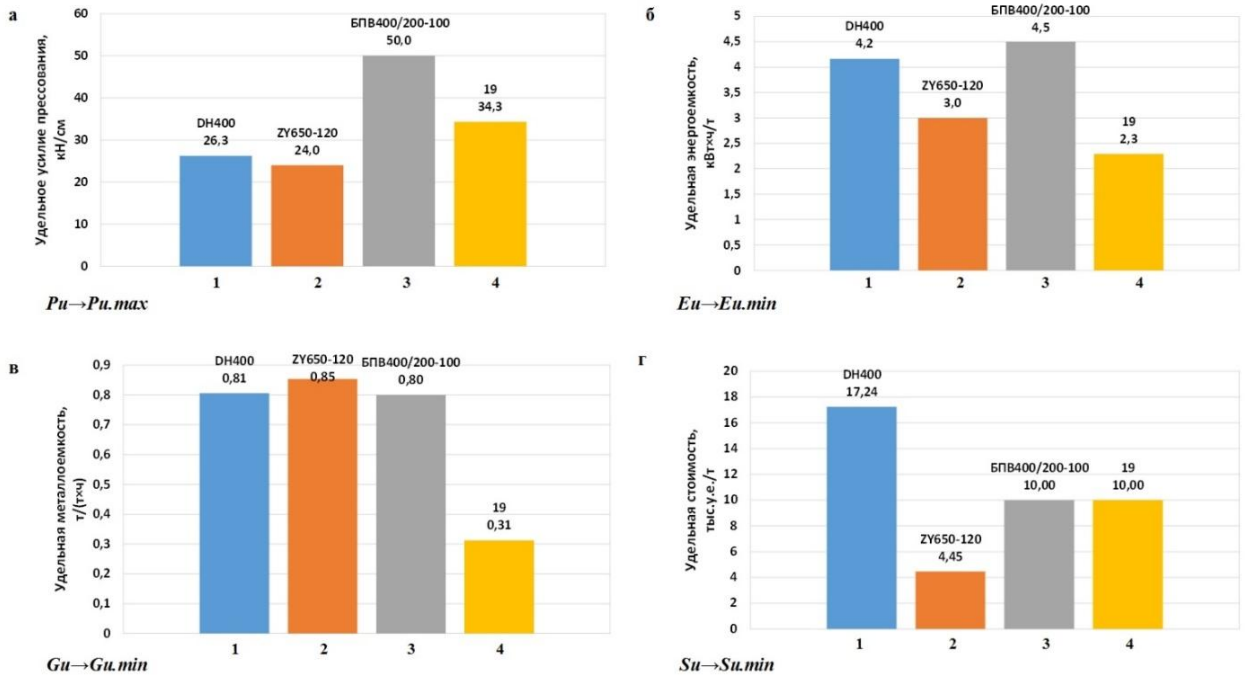


Рис. 1. Показатели производственной технологичности и эффективности: а – удельное усилие прессования P_u, б – удельная энергоемкость E_u, в – удельная металлоемкость G_u, г – удельная стоимость S_u, для валковых прессов: 1 – DH400 (K.R. Komarek Inc., США); 2 – ZY650-120 (Luoyang Zhongyuan Mining Machine Manufacture Co.,Ltd., Китай); БПВ400/200-100 (ЗАО «Спайдермаш», Россия); 4 – 19 (ИЧМ, Украина)

Для анализируемых моделей прессов при сопоставимых значениях силовых характеристик P_{max} присутствует разница в величине удельного усилия прессования P_u вызванная тем, что рассматриваемые прессы имеют разную ширину рабочей поверхности валков. При этом рассматриваемые модели прессов по данному показателю применимы для брикетирования большинства мелкофракционных материалов в металлургии и угольной промышленности (P_u=10…50кН/см). Поэтому стоит обратить большее внимание на показатели энергоэффективности и металлоемкости.

Пресс модели 19 обладает меньшей удельной энергоемкостью E_u (на ≥ 23,3%) и металлоемкостью G_u, (в ≈ 2,6раза) по сравнению с прессами DH400, ZY650-120 и БПВ400/200-100. Отличие анализируемых параметров объясняется конструктивными особенностями рассматриваемых прессов.

В состав валковых прессов DH400 и ZY650-120 входит массивная сварная станина, раздаточный редуктор и промежуточные валы, что существенно увеличивает величину их удельной металлоемкости G_u.

Пресс БПВ400/200-100 представляет собой рамную конструкцию, что должно снижать его металлоемкость, но оснащение подпрессовщиком для улучшения условий захвата шихты при малом диаметре валков (400мм) и наличие раздаточного редуктора с промежуточными валами приводит к тому, что данный пресс обладает повышенной металлоемкостью в сравнении с прессом конструкции ИЧМ.

Валковые прессы ИЧМ [3] представляют собой рамную бесстанинную конструкцию с общим приводом для обоих валков, которые синхронизируются через зубчатую передачу. Шарнирное крепление валков к раме и расположение демпферов выше линии центров валков позволяет снизить металлоёмкость валкового блока. Эти конструктивные особенности позволяют прессам конструкции ИЧМ при меньших массе и габаритах, в сравнении с прессами других производителей, обеспечивать заданные параметры брикетирования.

При анализе показателей технологичности и эффективности обращает на себя внимание величина удельной стоимости S_u. Пресс ZY650-120 обладает наименьшим значением показателя удельной стоимости S_u среди анализируемых прессов – меньшую почти в 4раза чем DH400 и примерно в 2 раза чем БПВ400/200-100 и 19, что обусловлено рядом причин. Снижать цены на оборудования позволяют государственные программы поддержки производителей оборудования работающих на экспорт, что не говорит об эффективности технических решений. С целью удешевления, используются комплектующие не самого высокого качества. В связи с этим следует обратить внимание на то, что при разработке новой конструкции пресса следует уделить особое внимание рациональному выбору комплектующих, материалов и способов изготовления деталей и узлов пресса, чтобы, стремясь к снижению удельной стоимости обеспечить высокую степень надежности и ресурс эксплуатации.

Удельная стоимость S_u для прессов БПВ400/200-100 и 19 одинакова несмотря на разницу в энергоемкости E_u (49%) и металлоемкости G_u (60%). Это объясняется тем, что при близких значениях массы m_{pr} данных прессов, за счет разницы геометрических параметров валков и частоты их вращения пресс БПВ400/200-100 имеет в 2,4раза меньшую производительность Q_{pr}, а отношение S_{pr} к Q_{pr} как раз и определяет величину удельной стоимости S_u. Поэтому при создании пресса усовершенствованной конструкции стоит обратить внимание на выбор рационального диапазона производительности с учетом массы и геометрических соотношений деталей и узлов, определяемых при проектировании расчетах несущих элементов и линии привода.

Выводы. Выполненный анализ показателей технологичности и эффективности валковых прессов показал, что прессы конструкции ИЧМ вполне соответствуют современным требованиям к прессовому оборудованию для брикетирования, а по показателям металлоемкости и энергоемкости, за счет рационального сочетания компоновочного и конструктивного решения, имеют преимущества в сравнении с аналогами. При разработке новых моделей прессов следует максимально использовать конструктивные и технические решения, заложенные в ранее созданные в ИЧМ прессы. Это позволит при достижении заданных силовых и технологических параметров обеспечить меньшие в сравнении с ближайшими конкурентами значения энергоемкости, металлоемкости и стоимости, что будет способствовать внедрению разработок Института на предприятиях, реализующих в своем производственном цикле процесс брикетирования.

Список литературы

1. Носков В.А. Развитие научных разработок в области рециклирования промышленных отходов в черной металлургии / В.А. Носков // Фундаментальные и прикладные проблемы черной металлургии: Сб. научн. тр. – Дніпропетровськ.: ІЧМ НАН України, 2008. – Вип. 16. – С. 345-351. – Бібліогр.: 5 назв. – рос.
2. Носков В.А. Развитие разработок ИЧМ в области создания прессового оборудования для брикетирования мелкофракционных шихтовых материалов / В.А. Носков // Фундаментальные и прикладные проблемы черной металлургии: Сб. научн. тр. – Дніпропетровськ.: ІЧМ НАН України, 2006. – Вип. 12. – С. 253-266. – Бібліогр.: 5 назв. — рос.
3. Носков В.А. Валковый пресс для брикетирования мелкофракционных отходов производства и сырья // Металлургическая и горнорудная промышленность. – 1999. – №2–3. – С.100-102.
4. Баюл К. В. Состояние разработок и направления совершенствования конструкции и параметров эксплуатации валковых прессов / [К. В. Баюл, А. Т. Лебедь, С. В. Ващенко, А. Ю. Худяков] // Металлургическая и горнорудная промышленность. – 2015. - №7. – С.117-120.
5. Гребеник В. М. Повышение надежности металлургического оборудования. Спрвочник / В. М. Гребеник, А. В. Гордиенко, В. К. Цапко // М.: Металлургия, - 1988, – с.688.
6. Дипломное и курсовое проектирование механического оборудования и технологических комплексов предприятий строительных материалов, изделий и конструкций [Текст]: учеб. пособие для вузов / В. С. Богданов [и др.]; под ред. В. С. Богданова, А. С. Ильина. - М.: Изд-во АСВ, 2006. - 783 с.: ил., табл. - Библиогр.: с. 774-778 (105 назв.). - Предм. указ.: с. 779-780.
7. Кох, П. И. Производство, монтаж, эксплуатация и ремонт подъемно-транспортных машин [Текст]: учеб. пос. / П. И. Кох. – К.-Донецк: Вища шк., 1977. – 352 с.

УДК 621.774. 38

Рахманов С. Р.[1], Вышинский В.Т.[1], Зданевич С.С.[2], Поворотний В.В.[2]

1 - Национальная металлургическая академия Украины
2 - ООО «НПФ «Восток Плюс»

ДИНАМИКА МЕХАНИЗМА УДЕРЖАНИЯ ОПРАВКИ СТАНА ХОЛОДНОЙ ПИЛЬГЕРНОЙ ПРОКАТКИ ТРУБ

Введение. Для производства высококачественных холоднокатаных труб, прокатываемых на современных станах холодной пильгерной прокатки труб (ХПТ), практическое значение имеет стабильная динамика системы удержания оправки со стороны механизмов подачи трубной заготовки в очаг деформации стана [1, 2].

Постановка задачи. Стержень с оправкой воспринимает значительные статические и изменяющиеся во времени нестационарные динамические нагрузки со стороны комплекса механизмов периодического поворота и подачи прокатываемой трубной заготовки в очаг деформации стана. В силу того, что стержень механизма удержания оправки имеет значительную гибкость и определенную массу, то в рассматриваемой механической системе возникают значительные по величине и изменяющиеся во времени динамические нагрузки, которые обуславливают его поперечные нестационарные колебания по соответствующим гармоническим формам.

Цель работы. Целью работы является формирование научно-обоснованных предложений по совершенствованию конструкции механизмов удержания оправки со стороны механизмов поворота и подачи стана ХПТ.

Метод решения задачи. В связи с этим в настоящей работе в качестве объекта исследования рассмотрена развитая динамическая и математическая модель «труба -оправка-стержень» механизмов удержания оправки отечественных и зарубежных быстроходных станов.

Решение поставленной задачи требует некоторого уточнения расчетной схемы механизма удержания оправки (рис. 1), и в связи с дальнейшим развитием математической модели исследуемой механической системы «труба-оправка-стержень», наиболее адекватно отражающей динамические процессы, происходящие в исходной механической системе.

В качестве расчетной схемы и адекватной динамической модели стержневой системы механизма удержания оправки стана ХПТ примем стержень постоянного сечения с шарнирными опорами по концам и упругими опорами люнет (центрователями) между ними. Выбранная расчетная схема и уточненная математическая модель в совокупности адекватно отражают реальные динамические процессы, происходящие в исходной механической системе стана холодной пильгерной прокатки труб (рис. 1).

Стержень оправки , в направлении оси прокатки подвергается воздействию силы прокатки $\vec{N}(t)$ частотой ν. Согласно циклу прокатки трубы-заготовки дискретно с постоянной скоростью подачи $\vec{V}$ со стержня оправки сходит распределенная нагрузка прокатываемой трубы интенсивностью $\vec{q}$. В пределах времени поворота системы стержень оправки совместно

с трубой вращаются с заданной условно-постоянной угловой скоростью вокруг оси прокатки x.

Для построения корректной математической модели механизма удержания оправки воспользуемся дифференциальным уравнением поперечных колебаний стержня, который установлен на упругих основаниях опорных узлов ряда центрователей [3].

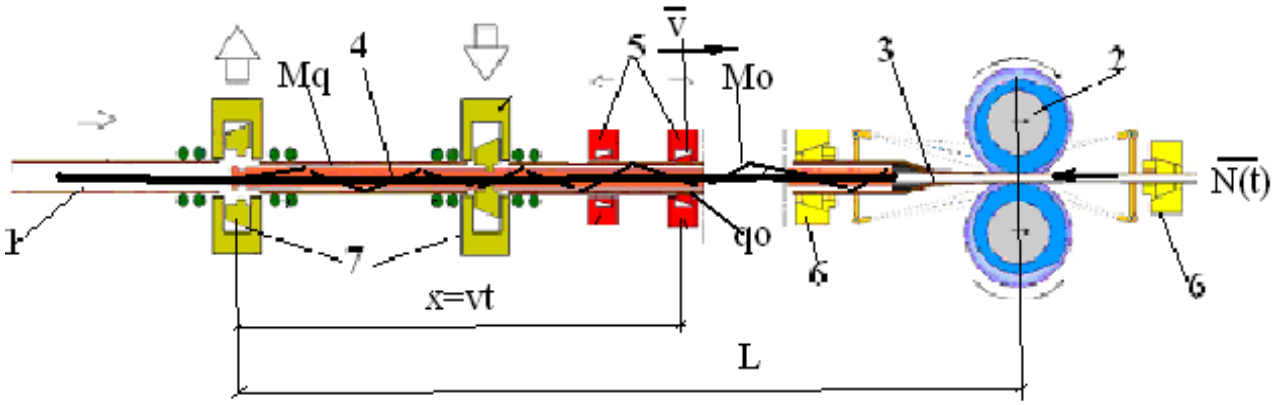


Рис. 1. Расчетная схема механизма удержания оправки модернизированного стана с торцевой загрузкой трубных заготовок: 1 – трубная заготовка (гильза); 2 – валки рабочие; 3 – оправка; 4 – стержень оправки; 5 –патроны подачи трубы; 6 – патроны поворота трубы; 7 – патроны удержания стержня оправки

При решении данной задачи принимаем во внимание то, что импульсная функция Дирака обладает важным фильтрующим свойством. Очевидно, что в этом случае дифференциальное уравнение движения системы с учетом интенсивности нагрузки трубы $\vec{q}(x,t)$ и закона изменения осевой составляющей силы пильгерной прокатки трубы (сжимающей силы прокатки) $N(t) = N_o + N_1 \cos(\nu t)$ частоты ν согласно [2, 3] примет вид

$$m\frac{\partial^2 u}{\partial t^2} + EI_z \frac{\partial^4 u}{\partial x^4} + N(t)\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \sum_{i=1}^{n} c_i u\, \delta(x - x_{oi}) = q(x,t), \qquad (1)$$

где EI_z, m – соответственно изгибная жесткость стержня оправки и его погонная; u – поперечное перемещение изображающей точки стержня с учетом соответствующей формы его колебаний; c – коэффициент жесткости упругого основания опорных узлов центрователей; $\delta(x - x_{oi})$ – дельта-функция Дирака; $q(x, \mathrm{t})$ – распределенная нагрузка прокатываемой трубной заготовки.

Учитывая фильтрующие свойства функции Дирака согласно [3], для решения уравнения (1) используем обобщенный интеграл задачи. Применяя стандартную процедуру Бубнова-Галеркина к оператору уравнения (1) после некоторых преобразований с учетом ортогональности форм собственных колебаний системы, окончательно имеем дифференциальное уравнение вынужденных колебаний изображающей точки стержня оправки по первой форме колебаний системы в виде:

$$\frac{d^2 f(t)}{dt^2}+\left[\frac{EI}{m}\left(\frac{\pi}{\ell}\right)^4+\frac{2}{m\ell}\sum_{i=1}^{n}C_i\sin^2(\frac{\pi V_0\, t}{\ell})-\frac{N_0+N_1\cos(vt)}{m}\left(\frac{\pi}{\ell}\right)^2\right]f(t)=\frac{2q_0}{m\pi}\left(1-\cos\left(\pi\frac{Vt}{\ell}\right)\right). \quad (2)$$

где q_o, m_q – интенсивность воздействия прокатываемой трубы; ℓ – длина стержня механизма удержания оправки; где V – скорость подачи трубы поворотно-подающим механизмом в очаг деформации; V_0 – скорость перемещения промежуточных опорных узлов стержня оправки по желобу стана

Преобразуя (2), приводим математическую модель стержневой системы к известному виду уравнения Матье-Хилла

$$\frac{d^2 f(t)}{dt^2}+\Omega^2(1-\mu\cos(vt))\,f(t)=\frac{2q_0}{\pi m}\left(1-\cos\left(\pi\frac{Vt}{\ell}\right)\right), \quad (3)$$

где $\Omega^2=\Omega_0^2\left[1+\frac{2}{\ell EI\left(\frac{\pi}{\ell}\right)^4}\sum_{i=1}^{n}C_i\sin^2(\frac{\pi V_0\, t}{\ell})-\frac{N_0}{EI}\left(\frac{\ell}{\pi}\right)^2\right]$ – квадрат частоты колебаний механизма удержания оправки; $\Omega_0^2=\left(\frac{\pi}{l}\right)^4\frac{EI_z}{m}$ – квадрат частоты собственных колебаний механизма удержания оправки; $\mu=\frac{N_1}{\Omega_0{}^2 m}\left(\frac{\pi}{\ell}\right)^2$ – коэффициент возбуждения механизма удержания оправки

Переходим к анализу гипергеометрического уравнения (3) и численному решению задачи методом Рунге-Кутта в постановке Коши с учетом определенных начальных условий. Расчетные кривые динамических прогибов стержневой системы для труб, прокатываемых на стане ХПТ 32, приведенные на рис.2, показывают на крайне неудовлетворительные условия функционирования механизма удержания оправки и указывают на основные причины образования разностенности труб.

Расчеты (рис. 2) свидетельствуют о том, что в системе «гильза (труба) оправка - стержень» с учетом изменения массы системы первый максимум меньше двух, а последующие максимумы меньше первого.

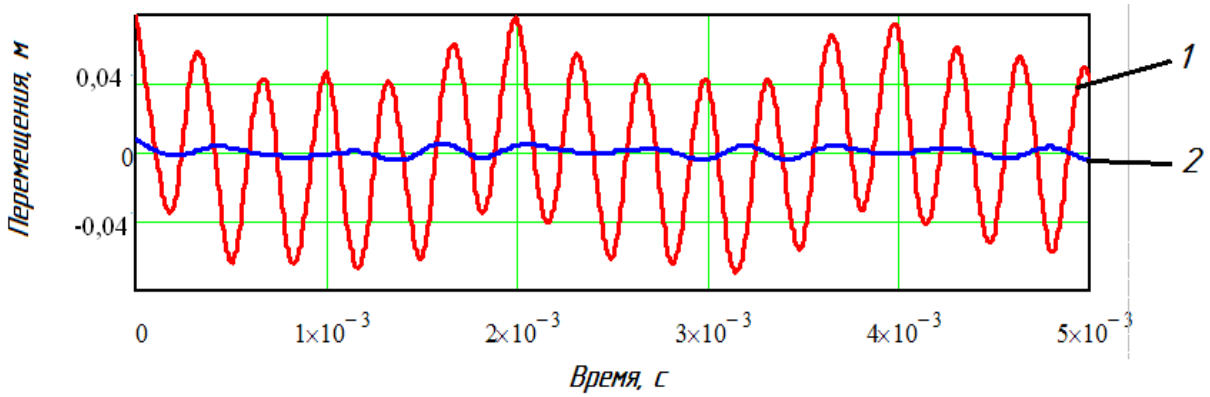


Рис. 2. Динамические прогибы стержня механизма удержания оправки стана ХПТ 32 (первая форма колебаний системы при прокатке труб Ø 38×4,0 – материал 12Х18Н10Т

Полученные данные хорошо согласуются с результатами известных теоретических исследований и экспериментальных данных, представленных в работах [1, 2].

Для снижения виброактивности системы рекомендуется использовать регулируемые центрователи (люнеты с удлиненными роликами) стержневой системы механизма удержания оправки конструкции ООО «НПФ «Восток Плюс». Количество центрователей, установленных вдоль оси прокатки на соответствующих рамах линии подачи стана, должно быть не менее шести штук, причем, суммарная рабочая длина четырех роликов на одном цетрователе должна быть равна 120÷160 мм).

Определенный интерес также представляет сравнение характера изменения разностенности труб вдоль конуса деформации труб прокатанных на отечественном тихоходном стане ХПТ 32. Для подтверждения адекватности полученных результатов проведен анализ условий прокатки труб из титанового сплава по маршруту 28х2,5→19х1,5 на стане ХПТ 32. Результаты УЗК партии готовых труб из данного сплава указывают на эффективность использования модернизированных центрователей в технологической линии станов ХПТ 32. Полученные результаты показывают, что за счет снижения виброактивности системы достигнуто повышение качества прокатываемых труб на 17–22%.

Выводы

Уточнена расчетная схема и построена математическая модель динамических процессов для выбранной стержневой системы механизма удержания оправки на оси прокатки стана ХПТ. Приведено решение дифференциального уравнения колебаний стержневой системы механизма удержания оправки, которая служит исходным материалом для анализа динамического состояния базовых механизмов на оси прокатки стана ХПТ. Получены картины динамических перемещений изображающей точки стержня оправки при различных режимах прокатки труб на стане ХПТ.

Список литературы

1. *Гриншпун М.И.*, Соколовский В.И. *Станы* холодной прокатки труб. Машиностроение: Москва, 1967. – 239с.
2. *Фролов В.Ф. Холодная* пильгерная прокатка труб./ В.Ф. Фролов, В.Н. Данченко, Я.В. Фролов / - Днепропетровск: Пороги, 2005. - 255 с.
3. *Пановко Я.Г. Основы* прикладной теории колебаний *и удара. – Л.: Машиностроение, 1976, с.319.*

УДК 669.162.215.244.001.24

Вишняков В.И.

Институт черной металлургии им. З.И. Некрасова НАН Украины

УСОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ РАСЧЕТА ДВИЖЕНИЯ ШИХТЫ ПО ЛОТКОВОМУ РАСПРЕДЕЛИТЕЛЮ

В настоящее время для загрузки шихтовых материалов в доменные печи широко используются бесконусные загрузочные устройства (БЗУ) с вращающимся лотковым распределителем. Для определения рациональных параметров лоткового распределителя (длина, высота подвеса и т.д.), обеспечивающих требуемое распределение шихты на поверхности засыпи, используются расчетные методы. Известны исследования, выполненные различными учеными [1-5]. Наиболее значимых результатов в этих вопросах добилась группа ученых ИЧМ под руководством академика НАНУ Большакова В.И. Ими создана уникальная

база результатов предпусковых исследований, разработаны математические модели движения шихтовых материалов по тракту загрузочного устройства, их распределения на колошнике, методика расчета углов наклона лоткового распределителя с обоснованным выбором его длины и высоты подвеса [5-8].

Сопоставительный анализ результатов предпусковых исследований и расчетов траекторий показал недостаточную точность определения расчетным методом точек встречи материалов с поверхностью засыпи. Это послужило основанием для усовершенствования метода расчета движения шихты по лотковому распределителю.

На движущуюся по лотковому распределителю шихту действуют следующие силы: тяжести, центробежная от вращения и наклона лотка и центробежная от подъема на борт лотка, кориолисовая, трения и нормальная составляющая действующих сил. Для упрощения расчетов принято допущение о представлении шихты материальной частицей.

Движущаяся по внутренней поверхности лотка, вращающегося вокруг вертикальной оси, материальная частица совершает сложное движение, которое состоит из переносного (совместно с вращающимся лотком), и относительного под действием внешних сил. Такое движение в данный момент времени можно охарактеризовать как мгновенное винтовое движение несвободной материальной точки. Поставленная задача решается путем использования принципа Даламбера – в каждый момент движения действующие на точку активные силы можно уравновесить добавлением к ним сил инерции и кориолисовых сил [8-9].

Известный метод расчета движения шихты по лотку [8], с целью повышения адекватности, дополнен положениями, согласно которым:

1. Рассматриваемая частица, находящаяся в центре тяжести потока шихты.
2. Отдельно учитываются линейная и угловая составляющие сил трения.
3. Учитывается влияние изменения наклона лотка на характер движения потока шихты.

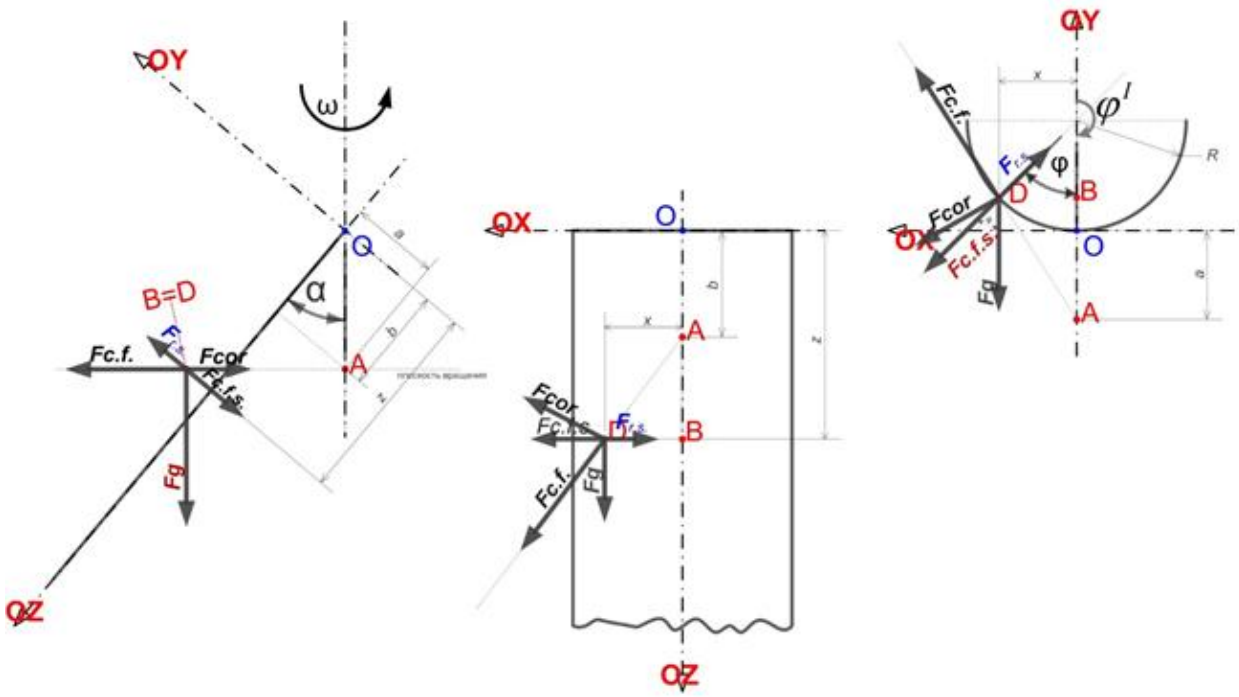
Для расчета выбрана цилиндрическая система координат, а за начало отсчета - пересечение нижней образующей цилиндра (в первом приближении лоток может быть представлен полуцилиндром) и вертикальной оси БЗУ.

Схема сил, действующих на частицу (находящуюся в точке D) при ее движении по лотку, представлена на рис.1. Для наглядности, частицу шихты расположили непосредственно на внутренней поверхности лотка. Направление силы трения не показано ввиду сложности определения её направления.

Система дифференциальных уравнений движения шихты по лотку с учетом приведенных выше положений:

$$\ddot{z} = g \cdot \cos\alpha(t) + \omega_1^{\,2} \cdot AD(t) \cdot \cos\beta(t) \cdot \sin\alpha(t) + 2 \cdot \omega_1 \cdot R(t) \cdot \dot{\varphi} \cdot \cos\varphi(t) \cdot \sin\alpha(t) +$$

$$+ \omega_2^2 \cdot KD(t) \cdot \cos(\alpha(t) - \lambda(t)) + 2 \cdot \omega_2 \cdot R(t) \cdot \dot{\varphi} \cdot \sin\varphi(t) \cdot \cos\alpha(t) - f_1 \cdot |n(t)| \cdot \frac{\dot{z}}{\sqrt{\left(R(t) \cdot \dot{\varphi}\right)^2 + \left(\dot{z}\right)^2}}; \quad (1.1)$$



α **– угол наклона лотка;**
ω **– угловая скорость вращения лотка;**
φ **– угол подъема частицы на борт лотка;**
φ' **– угловая скорость подъема частицы на стенку лотка.**
F_g **– сила тяжести;**
$F_{c.f.}$ **– центробежная сила от вращения лотка;**
F_{cor} **– кориолисовая сила;**
$F_{c.f.s.}$ **– центробежная сила от подъема на борт лотка;**
$F_{r.s.}$ **– нормальная составляющая действующих сил.**

Рис. 1. Схема сил, действующих на частицу (находящуюся в точке *D*) при движении по лотку.

$$\ddot{\varphi} = \frac{1}{R(t)} \cdot \left[\begin{array}{l} -g \cdot \sin\alpha(t) \cdot \sin\varphi(t) + \omega_1^{\,2} \cdot AD(t) \cdot \left(\cos\beta(t) \cdot \cos\alpha(t) \cdot \sin\varphi(t) + \sin\beta(t) \cdot \cos\varphi(t)\right) - \\ -2 \cdot \omega_1 \cdot \dot{z} \cdot \sin\alpha(t) \cdot \cos\varphi(t) + \omega_2^2 \cdot KD(t) \cdot \sin\left(\alpha(t) - \lambda(t)\right) \cdot \sin\varphi(t) - \\ -2 \cdot \omega_2 \cdot \dot{z} \cdot \sin\alpha(t) \cdot \sin\varphi(t) - f_2 \cdot |n(t)| \cdot \dfrac{R(t) \cdot \dot{\varphi}}{\sqrt{\left(R(t) \cdot \dot{\varphi}\right)^2 + \left(\dot{z}\right)^2}} \end{array} \right]. \quad (1.2)$$

где

$\ddot{z}$ - ускорение по оси *Z*, м/с^2;

$\ddot{\varphi}$ - угловое ускорение в плоскости *XOY*, рад/с^2;

$\dot{z}$ - скорость по оси *Z*, м/с;

$\dot{\varphi}$ - угловая скорость в плоскости *XOY*, рад/с;

z(t) – перемещение по оси *Z*, м;

φ(t) – угол перемещения в плоскости *XOY*, град.;

α(t) – угол наклона лотка, град.;

f_1 и f_2 – коэффициенты сопротивления шихты линейный и угловой соответственно;
ω_1 – угловая скорость вращения лотка, рад/с;
ω_2 – угловая скорость наклона (подъема) лотка, рад/с;
n(t) - нормальная составляющая действующих сил на частицу, Н;

$$n(t) = g \cdot \sin\alpha(t) \cdot \cos\varphi(t) + \omega_1^{\,2} \cdot AD(t) \cdot (\sin\beta(t) \cdot \sin\varphi(t) - \cos\beta(t) \cdot \cos\alpha(t) \cdot \cos\varphi(t)) -$$
$$- 2 \cdot \omega_1 \cdot \left(\dot{z} \cdot \sin\alpha(t) \cdot \sin\varphi(t) + R(t) \cdot \dot{\varphi} \cdot \cos\alpha(t) \right) + R(t) \cdot \left(\dot{\varphi} \right)^2 + \tag{2}$$
$$+ \omega_2^2 \cdot KD(t) \cdot \sin(\alpha(t) - \lambda(t)) \cdot \cos\varphi(t) - 2 \cdot \omega_2 \cdot \dot{z} \cdot \sin\alpha(t) \cdot \cos\varphi(t).$$

AD(t) –расстояние (необходимо для расчета центробежной силы от вращения лотка) от оси вращения лотка до центра тяжести потока на лотке в момент времени t, м;

$$AD(t) = \sqrt{[R(t) \cdot (1 - \cos\varphi(t)) \cdot \cos\alpha(t) + z(t) \cdot \sin\alpha(t)]^2 + R(t)^2 \cdot \sin^2\varphi(t)}. \tag{3}$$

β(t) – угол (необходим для расчета центробежной силы от вращения лотка) между отрезками *AB* и *AD*, град. Точки *ABD* находятся в плоскости перпендикулярной оси вращения лотка, в которой плоскость *YOZ* представляется прямой проходящей через точки *AB*, ось вращения лотка проецируется на плоскость в точке *A*;

$$\beta(t) = arctg\left(\frac{R(t) \cdot \sin\varphi(t)}{R(t) \cdot (1 - \cos\varphi(t)) \cdot \cos\alpha(t) + z(t) \cdot \sin\alpha(t)} \right). \tag{4}$$

KD(t) – расстояние (необходимо для расчета центробежной силы от наклона лотка) от точки подвеса лотка до центра тяжести потока на лотке в момент времени t, м;

$$KD(t) = \sqrt{\left(Ht_L \cdot \frac{1}{\sin\alpha(t)} + z(t) \cdot \cos\alpha(t) - (R_L - R(t) \cdot \cos\varphi(t)) \cdot \sin\alpha(t) \right)^2 + \atop + (z(t) \cdot \sin\alpha(t) + (R_L - R(t) \cdot \cos\varphi(t)) \cdot \cos\alpha(t))^2}. \tag{5}$$

λ(t) – угол (необходим для расчета центробежной силы от наклона/подъема лотка) в плоскости *YOZ* между отрезком *KD(t)* и осью вращения лотка, град.;

$$\lambda(t) = arctg\left(\frac{z(t) \cdot \sin\alpha(t) + (R_L - R(t) \cdot \cos\varphi(t)) \cdot \cos\alpha(t)}{Ht_L \cdot \frac{1}{\sin\alpha(t)} + z(t) \cdot \cos\alpha(t) - (R_L - R(t) \cdot \cos\varphi(t)) \cdot \sin\alpha(t)} \right). \tag{6}$$

Ht_L – плечо лотка (перпендикуляр от точки подвеса лотка до его рабочей поверхности), м;

R(t) – расстояние (в плоскости *XOY*) от продольной оси лотка до частицы, м. Расчет основан на определении площади сечения потока в виде сегмента. Площадь сечения определяется по расходу шихты, её скорости и радиусу лотка.

$$R(t) = \frac{2}{3} \cdot R_L^3 \cdot \dot{z} \cdot \frac{\sin^3\left(\frac{w_{flow}}{\dot{z} \cdot R_L^2} \right)}{w_{flow}}. \tag{7}$$

R_L - радиус желоба лотка, м;

w_{flow} - объемный расход шихтовых материалов, м^3/с.

Таким образом, использование усовершенствованного метода расчета и экспериментальных данных позволит получить более достоверные результаты расчета траекторий шихтовых материалов в колошниковом пространстве, особенно для лотков с

комбинированной и сложной футеровкой, а также при двойном движении лотка совершающего вращение и наклон/подъем одновременно во время выгрузки шихты (спиральная выгрузка).

Список литературы

1. Кройц Л., Бергман Б. Распределение материалов в доменной печи, работающей с бесконусным засыпным аппаратом // Черные металлы. – № 19. – 1988. – С. 3-10.
2. Динамика сыпучих на распределительном лотке загрузосного устройства доменной печи / [М.З. Левин, Г.С. Клягин, В.А. Сидоров, С.И. Авакумов] // Известия вузов. Черная металлургия. – 1985. - № 8. – С. 141-144.
3. Пазюк М.Ю. Расчет параметров загрузочного лотка с переменной кривизной рабочей поверхности // Известия вузов. Черная металлургия. – 1991. - № 4. – С. 6-8.
4. Development of mathematical model to estimate burden distribution in bell-less charging for blast furnace / Y. Okuno, S. Matsuzaki, K. Kunitomo [et al.] // Tetsu to Hagane. – 1987. – v.73, N 1. – P. 91-98.
5. Большаков В.И., Зарембо А.Ю., Сало А.С. Методика расчета параметров схода шихты с распределительного лотка // В кн. «Вопросы производства чугуна в доменных печах». – М.: Металлургия. – 1984. МЧМ СССР. – 60-64.
6. Большаков В.И., Зарембо А.Ю. Траектории движения шихты в колошниковом пространстве современной доменной печи // Бюл. «ЧМ». – Вып. 20 (1000). – 1985. – С. 35-37.
7. Большаков В.И. О влиянии расположения лотка БЗУ в колошниковом пространстве на показатели работы доменной печи // Металлургическая и горнорудная промышленность. – 2010. - № 6. – С. – 83-84.
8. Влияние движения шихты по трактам загрузочного устройства на окружное распределение шихты / В.И. Большаков, И.Е. Варивода, Н.А. Рослик, Ф.М. Шутылев // В сб. научн. Тр. ИЧМ «ФППЧМ». – Киев: Наукова думка. – 1995. – С. 51-68.
9. Тарг С.М. Краткий курс теоретической механики [Текст]: учеб. пос. / С. М. Тарг. – М.: Наука, 1967. – 474 с.

ЗМІСТ

Стор.

Кузнецов Ю.Н.
БУДУЩЕЕ СТАНКОСТРОЕНИЯ – СЕРДЦЕВИНЫ МАШИНОСТРОЕНИЯ УКРАИНЫ.....5

Гузь А.Н., Ткаченко Э.А.
ЗАДАЧИ ВОЛНООБРАЗОВАНИЯ В ТЕРМОНАПРЯЖЕННЫХ ФУТЕРОВОЧНЫХ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ОБОЛОЧКАХ МЕТАЛЛУРГИЧЕСКИХ АГРЕГАТОВ 9

Гудрамович В.С., Гарт Э.Л., Репринцев А.В., Рябоконь С.А., Самарская Е.В.
ОЦЕНКА РЕСУРСА ЭЛЕМЕНТОВ ОБОЛОЧЕЧНЫХ КОНСТРУКЦИЙ РАКЕТНО-КОСМИЧЕСКОЙ ТЕХНИКИ ПРИ УЧЕТЕ ВЛИЯНИЯ ОТВЕРСТИЙ-ВЫРЕЗОВ 13

Булат А.Ф., Дырда В.И., Лисица Н.И., Агальцов Г.Н., Новикова А.В.
СОВРЕМЕННЫЕ ПРОБЛЕМЫ ВИБРОСЕЙСМОИЗОЛЯЦИИ ТЯЖЁЛЫХ МАШИН, ЗДАНИЙ И СООРУЖЕНИЙ В КОНТЕКСТЕ ИХ БЕЗОПАСНОГО ФУНКЦИОНИРОВАНИЯ.....16

Розов Ю.Г.
ОСОБЕННОСТИ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ САМОТОРМОЗЯЩЕГО ПРИВОДА В ГРУЗОПОДЪЁМНЫХ МЕХАНИЗМАХ.....17

Огородников В.А.
ФЕНОМЕНОЛОГИЧЕСКАЯ СОСТАВЛЯЮЩАЯ В МЕХАНИКЕ ДЕФОРМИРУЕМЫХ ТВЕРДЫХ ТЕЛ.....21

Добров И.В.
РАЗВИТИЕ ТЕОРЕТИЧЕСКИХ ОСНОВ ПРИКЛАДНОЙ МЕХАНИКИ КАК РАЗДЕЛА КЛАССИЧЕСКОЙ МЕХАНИКИ.....23

Засельский В.И., Учитель С.А., Пополов Д.В., Засельский И.В.
ИССЛЕДОВАНИЯ РАЗРУШЕНИЙ ЭЛЕМЕНТОВ КОНСТРУКЦИЙ ТЯЖЕЛОНАГРУЖЕННЫХ ВИБРАЦИОННЫХ ГРОХОТОВ БОЛЬШОГО ТИПОРАЗМЕРНОГО РЯДА.....27

Засельский В.И., Коноваленко В.В., Зайцев Г.Л., Засельский И.В.
О ГОРИЗОНТАЛЬНОЙ ЖЕСТКОСТИ ВИНТОВЫХ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ПРУЖИН ВИБРАЦИОННОЙ МАШИНЫ 31

Белодеденко С.В., Гречаный А.Н., Яцуба А.В.
МЕТОДЫ РЕСУРСНОЙ МЕХАНИКИ МАШИН ДЛЯ ПОВЫШЕНИЯ ИХ НАДЕЖНОСТИ И БЕЗОПАСНОСТИ.....35

Белодеденко С.В., Ибрагимов М.С., Осипов Д.С.
ДИНАМИКА РАСХОДОВ НА ТЕХНИЧЕСКОЕ ОБСЛУЖИВАНИЕ И РЕМОНТ ОБОРУДОВАНИЯ ДОМЕННОГО ЦЕХА 38

Стор.

Малащенко В.О., Носко П.Л., Федик В.В., Майструк П.В.
МОДЕЛЮВАННЯ НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ
ОПОРНО-ПОВОРОТНОГО ПРИСТРОЮ АВТОКРАНІВ 40

Ткачук Н.А., Грабовский А.В., Васильев А.Ю., Танченко А.Ю., Лисовол Я.Н.
РАСЧЕТНО-ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЙ МЕТОД ИССЛЕДОВАНИЯ
СЛОЖНЫХ МЕХАНИЧЕСКИХ СИСТЕМ 43

Надутый В.П., Ягнюков В.Ф., Ягнюкова И.В.
ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТЬ ВАЛКОВОГО ВИБРОУДАРНОГО
КЛАССИФИКАТОРА В ЗАВИСИМОСТИ ОТ КОНСТРУКТИВНЫХ
И РЕЖИМНЫХ ПАРАМЕТРОВ НА ОСНОВЕ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ
ИССЛЕДОВАНИЙ 46

Суглобов В.В., Ракша С.В., Гринько П.А.
БАРАБАН СПЕЦІАЛЬНОГО ПРОФІЛЮ ДЛЯ СТРІЧКОВОГО КОНВЕЙЕРА 48

Dyadyura K., Nagorny V., Harbuz M.
ADAPTIVE QUALITY CONTROL OF MACHINING BY CUTTING 52

Коцюба В.Ю., Пахолка С.Н., Наумова Е.А., Драгобецкий В.В.
ПРИМЕНЕНИЕ ЛИТЫХ МАТРИЦ ИЗ СПЕЦЧУГУНА ПРИ ГИДРОВЗРЫВНОЙ
ШТАМПОВКЕ 53

Луців І.В., Волошин В.Н., Бица Р.О.
ДОСЛІДЖЕННЯ ЗОНИ ДЕФОРМУВАННЯ АДАПТИВНИХ ЗАТИСКНИХ
ЕЛЕМЕНТІВ ТОКАРНИХ ПАТРОНІВ ЗАСОБАМИ ТВЕРДОТІЛЬНОГО
МОДЕЛЮВАННЯ 57

Мамедов А.Т., Сребрянский Г.А.,Рахманов С.Р.
К ВОПРОСУ ПОВЫШЕНИЯ ИЗНОСОСТОЙКОСТИ ПРЕССОВОГО
ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ИНСТРУМЕНТА ПОКРЫТИЯМИ
ИЗ АМОРФНЫХ СПЛАВОВ 60

Ковалевська О.С., Ковалевський С.В.
ПЕРСПЕКТИВИ ЗАСТОСУВАННЯ МЕХАНІЗМІВ ПАРАЛЕЛЬНОЇ СТРУКТУРИ
В ТЕХНОЛОГІЧНИХ МАШИНАХ МЕХАНОСКЛАДАЛЬНОГО ВИРОБНИЦТВА 65

Дмитрієв Д.О., Русанов С.А., Рачинський В.В.
ПЕРЕДУМОВИ ВИКОРИСТАННЯ ОБЛАДНАННЯ КАРКАСНИХ КОМПОНОВОК
ДЛЯ ОБРОБКИ СКЛАДНИХ ПОВЕРХОНЬ ПЛАСТИЧНИМ ДЕФОРМУВАННЯМ 67

Дзюба А.П., Сафронова И.А.
О РАСЧЕТЕ И ОПТИМИЗАЦИИ ПАРАМЕТРОВ ГОФРИРОВАННЫХ ОБОЛОЧЕК
ВРАЩЕНИЯ (СИЛЬФОНОВ) В ГЕОМЕТРИЧЕСКИ
НЕЛИНЕЙНОЙ ПОСТАНОВКЕ 71

Стор.

Меньшиков В.А., Павленко В.Н., Шехов А.В.
МОДЕЛИРОВАНИЕ КИНЕМАТИКИ И ДИНАМИКИ ОТКРЫТЫХ КИНЕМАТИЧЕКИХ ЦЕПЕЙ МАНИПУЛЯЦИОННЫХ МЕХАНИЗМОВ В СРЕДЕ MATHCAD 72

Семенюк В.Ф., Лінгур В.М.
ВИЗНАЧЕННЯ ВПЛИВУ ЖОРСТКОСТІ ПРУЖИННО-КУЛЬКОВОГО БУФЕРНОГО ПРИСТРОЮ НА ДИНАМІЧНЕ НАВАНТАЖЕННЯ ЛИВАРНОГО КРАНУ 76

Бейгул О.О., Смирнов А.І., Бейгул В.О., Лепетова Г.Л.
ВИЗНАЧЕННЯ КРИТИЧНИХ РЕЖИМІВ ЗБУРЕНОГО РУХУ ЗЧЛЕНОВАНОГО ПОРТАЛЬНОГО КОНТЕЙНЕРОВОЗА У ПОПЕРЕЧНІЙ ПЛОЩИНІ 79

Ищенко А.А., Какарека Д.Л.
ИССЛЕДОВАНИЕ МЕХАНИЧЕСКИХ СВОЙСТВ КОМПОЗИТНОГО МАТЕРИАЛА В УСЛОВИЯХ ДЕЙСТВИЯ УДАРНЫХ НАГРУЗОК.....82

Данильченко Ю.М., Нєженцев О.Б.
ПОШУК ОПТИМАЛЬНИХ ПАРАМЕТРІВ МЕХАНІЗМУ ПЕРЕСУВАННЯ МОСТОВОГО КРАНА ЗА УЗАГАЛЬНЕНИМ КРИТЕРІЄМ 83

Большаков В.И., Лопатенко К.П., Юнаков А.М., Чернышев А.А.
МАТЕМАТИЧЕСКОЕ И ПРОГРАММНОЕ ОБЕСПЕЧЕНИЕ ДЛЯ ИССЛЕДОВАНИЯ ДИНАМИКИ ЧИСТОВОГО ПРОКАТНОГО БЛОКА ПРОВОЛОЧНОГО СТАНА 86

Ткаченко Э.А., Ермократьев В.А.
МЕХАНИКА ФОРМИРОВАНИЯ ПЛОСКОВЕРШИННОЙ МИКРОГЕОМЕТРИИ ПОВЕРХНОСТЕЙ ПОДВИЖНЫХ СОПРЯЖЕНИЙ 90

Головко В.И., Рыбальченко М.А., Тригуб И.Г.
МОДЕЛИРОВАНИЕ ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ ЗАТВОРА ВЕСОВОЙ ВОРОНКИ ДОМЕННОЙ ПЕЧИ В SIMULINK 94

Хмара Л. А., Крекнін К. А.
ФОРМУВАННЯ І СТВОРЕННЯ ІННОВАЦІЙНОГО БУЛЬДОЗЕРА З ТРИСЕКЦІЙНИМ ВІДВАЛОМ 96

Хмара Л.А., Дахно О.О.
СИНТЕЗ І СТВОРЕННЯ ЗЕМЛЕРИЙНО-МАНІПУЛЯТОРНОГО ТЕЛЕСКОПІЧНОГО РОБОЧОГО ОБЛАДНАННЯ ОДНОКІВШЕВИХ ЕКСКАВАТОРІВ 98

Хмара Л.А., Голубченко О.І.
РОЗРОБКА ПРИНЦИПОВО НОВОГО КОМБІНОВАНОГО СПОСОБУ КОПАННЯ ТА ЗАВАНТАЖЕННЯ ҐРУНТОМ КОВШОВОЇ ЗЕМЛЕРИЙНО-ТРАНСПОРТНОЇ МАШИНИ 102

Стор.

Хмара Л.А., Кроль Р.М.
ІННОВАЦІЙНЕ МЕХАНІКО-ТЕХНОЛОГІЧНЕ ОБЛАДНАННЯ ЗЕМЛЕРИЙНО-ТРАНСПОРТНИХ МАШИН ТЕЛЕСКОПІЧНОГО ТИПУ (НА ПРИКЛАДІ БУЛЬДОЗЕРА).....105

Хмара Л. А., Шатов С. В.
НАУЧНЫЕ ОСНОВЫ РАБОЧИХ ОРГАНОВ РЫЧАЖНО-МЕХАНИЧЕСКИХ ЗАХВАТОВ ДЛЯ ЛИКВИДАЦИИ ПОСЛЕДСТВИЙ ТЕХНОГЕННЫХ АВАРИЙ 108

Похилько Л.К., Морозенко Е.П., Василенко В.Н.
ИСПЫТАНИЯ ФРИКЦИОННЫХ ЗАХВАТОВ В ЛАБОРАТОРНЫХ И ПРОМЫШЛЕННЫХ УСЛОВИЯХ 112

Похилько Л.К., Морозенко Е.П.
К ВОПРОСУ О СТЕНДОВЫХ ИСПЫТАНИЯХ ФРИКЦИОННЫХ ЗАХВАТОВ 115

Колесник Н.П., Заяц Г.В., Червоноштан А.Л.
МОДЕЛИРОВАНИЕ ДИНАМИКИ ПОДЪЕМА ГРУЗА, ЯВЛЕНИЯ МГНОВЕННОЙ РАЗГРУЗКИ И ВЛИЯНИЕ ИХ НА УСТОЙЧИВОСТЬ СТРЕЛОВЫХ САМОХОДНЫХ КРАНОВ 118

Довганюк Г.М., Тутик, В.А., Гришин В.С.
ПІДВИЩЕННЯ ПРАЦЕЗДАТНОСТІ РІЗАЛЬНОГО ІНСТРУМЕНТУ ПРИ КОМБІНУВАННІ МЕТОДІВ ПІДГОТОВКИ ПОВЕРХОНЬ ТА НАНЕСЕННЯ ЗНОСОСТІЙКИХ ПОКРИТТІВ 119

Мельянцов П.Т., Назарець В.С., Лосіков О.М.
ШЛЯХИ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ НАДІЙНОСТІ НАСОСІВ ПІДЖИВЛЕННЯ АКСІАЛЬНО-ПОРШНЕВИХ ГІДРОМАШИН РЕМОНТНО-ТЕХНОЛОГІЧНИМИ МЕТОДАМИ 120

Добров И.В., Погребняк Р.П.
К ВОПРОСУ СТРУКТУРНОГО АНАЛИЗА МАШИН ОБРАБОТКИ МЕТАЛЛОВ ДАВЛЕНИЕМ 122

Погребняк Р.П.
ЧАСТОТНИЙ АНАЛІЗ ПРУЖНОЇ СИСТЕМИ ЗРІВНОВАЖЕНОГО СУПОРТА ВАЖКОГО ВЕРСТАТА ДЛЯ ОБРОБКИ ЗАЛІЗНИЧНИХ КОЛІС.....125

Погребняк Р.П.
ГЕОМЕТРИЧНИЙ СИНТЕЗ КІНЕМАТИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ СТРИЖНЬОВОГО ЗАХВАТА З V-ПОДІБНОЮ КУЛІСОЮ ЗА КРИТЕРІЄМ КОЖЕВНІКОВА.....129

Маліч М.Г., Назарець В.С., Сидоренко В.К.
МОДЕЛЮВАННЯ РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ ФРОНТАЛЬНОГО ОДНОКІВШЕВОГО НАВАНТАЖУВАЧА ДЛЯ ЗАДАНИХ УМОВ 133

Маліч М.Г., Усов О.О.
К ВОПРОСУ РАЗРАБОТКИ МАТЕМАТИЧЕСКИХ МОДЕЛЕЙ ПРОЧНОСТИ ШИХТОВЫХ МАТЕРИАЛОВ С УЧЕТОМ ВНУТРЕННЕГО И ВНЕШНЕГО ТРЕНИЯ ..136

Стор.

Пасіка В.Р., Харченко В.М., Гембара Н.О.
ДИНАМІЧНЕ ЗРІВНОВАЖЕННЯ МАСИ ПОКОВЗНЯ У КОРБО-ПОКОВЗНЕВОМУ МЕХАНІЗМІ.....142

Малащенко В.О., Стрілець О.Р., Стрілець В.М.
ЗАЛЕЖНІСТЬ КОЕФІЦІЄНТА КОРИСНОЇ ДІЇ ЗУБЧАСТОЇ ДИФЕРЕНЦІАЛЬНОЇ ПЕРЕДАЧІ ВІД ПЕРЕДАТОЧНОГО ЧИСЛА І ШВИДКОСТІ КЕРУВАННЯ 145

Малащенко В.О., Федик В.В., Зазуляк М.І.
АНАЛІЗ КОВЗАННЯ У ЗАЧЕПЛЕННІ ВЕЛИКО МОДУЛЬНИХ ЗУБЧАСТИХ ПЕРЕДАЧ.....149

Поворотний В.В., Рахманов С.Р., Крышин С.М., Вышинский В.Т.
КОМПЛЕКСНАЯ ДИНАМИКА РАБОЧЕЙ КЛЕТИ И МЕХАНИЗМА УДЕРЖАНИЯ ОПРАВКИ СТАНА ХПТ.....153

Вышинский В.Т., Рахманов С.Р., Прохоренко Д.А., Орещенко В.Ф., Лысенко А.В.
НЕРАВНОМЕРНОСТЬ ДВИЖЕНИЯ ГЛАВНОЙ СИЛОВОЙ ЛИНИИИ СТАНА ХОЛОДНОЙ ПРОКАТКИ ТРУБ РОЛИКАМИ.....156

Вышинский В.Т., Матлахов А.М.
РЕШЕНИЕ ЗАДАЧИ УРАВНОВЕШИВАНИЯ СИЛ ИНЕРЦИИ КШМ СТАНА ХОЛОДНОГО ПИЛЬГЕРОВАНИЯ.....160

Вдовин В.Д.
ПРОГНОЗ ВЕРОЯТНОСТНОГО ПОЛЯ УСТАЛОСТНОЙ КРИВОЙ ПО ДАННЫМ О СРЕДИННОЙ КРИВОЙ УСТАЛОСТИ.....162

Сокол Г.И., Никифорова Е.В.
УЧИТЕЛЬ И УЧЕНИК. ТЕОРИЯ КОЛЕБАНИЙ В РАБОТАХ ПРОФЕССОРОВ С.Н. КОЖЕВНИКОВЫМ И И.К. КОСЬКО 166

Ширяев А.В.
ИССЛЕДОВАНИЕ КОНТАКТНЫХ НАПРЯЖЕНИЙ ДЕТАЛЕЙ С ОБРАЗУЮЩИМИ СЛОЖНОЙ ФОРМЫ.....170

Войтович О.А.
ОБЗОР ВИДОВ СИСТЕМ КОНТРОЛЯ ДАВЛЕНИЯ В ШИНАХ, ОБЕСПЕЧИВАЮЩИХ БЕЗОПАСНОСТЬ ДВИЖЕНИЯ АВТОТРАНСПОРТА.....174

Дзюба Л.Ф., Бариляк В.В.
РОЗРОБКА ДИНАМІЧНИХ МОДЕЛЕЙ МОБІЛЬНИХ КАНАТНИХ ЛІСОТРАНСПОРТНИХ УСТАНОВОК.....177

Ткаченко Э.А., Дидык Р.П.
БЕЗАКТИВАЦИОННЫЙ ЭФФЕКТ ТРЕНИЯ КАЧЕНИЯ ИНДИФФЕРЕНТНЫХ МИКРО- И НАНОЧАСТИЦ В ПОДВИЖНОМ СОПРЯЖЕНИИ ЭЛЕМЕНТОВ МАШИН.....181

Стор.

Закора В.В.
КОМБИНИРОВАННЫЙ МЕТОД ПОВЕРХНОСТНОГО УПРОЧНЕНИЯ ДЕТАЛЕЙ МАШИН И МЕХАНИЗМОВ 185

Бончук С.В.
РЕСУРСО- И ЭНЕРГОСБЕРЕГАЮЩИЕ ТЕХНОЛОГИИ ПОЛУЧЕНИЯ ВТОРИЧНОГО АЛЮМИНИЯ 187

Володько Е.Г., Негруб С.Л.
О МЕТОДЕ СНИЖЕНИЯ ШЕРОХОВАТОСТИ ПРИ ЭЛЕКТРОЛИТНО-ПЛАЗМЕННОМ ПОЛИРОВАНИИ СТАЛЬНЫХ ИЗДЕЛИЙ 189

Огороднiков В.А., Гречанюк М.С.
ОЦІНЮВАННЯ ЗНОСУ СІДЛОВО-ЗЧІПНОГО ПРИСТРОЮ АВТОПОЇЗДУ ЗА ЕНЕРГЕТИЧНИМ КРИТЕРІЄМ 191

Селиверстов И.А., Русанов С.А.
ВЫБОР ПАРАМЕТРОВ ВИБРОКИПИННЯ В ПРОЦЕССЕ ИОННО-ПЛАЗМЕННОГО ПЛАКИРОВАНИЯ ПОРОШКОВ 193

Мосьпан Д.В., Шлик С.В., Наумова Е.А., Федорак И.И., Шаповал А.А., Драгобецкий В.В.
СТРАТЕГИЯ ИНТЕЛЛЕКТУАЛЬНОЙ ОПТИМИЗАЦИИ В ПРОЦЕССАХ ОБРАБОТКИ ДАВЛЕНИЕМ 195

Пугач Р.С.
ТЕХНОЛОГІЯ ОБРОБКИ ПОВЕРХОНЬ ПЛАСТИЧНИМ ДЕФОРМУВАННЯМ З ЗАСТОСУВАННЯМ ДОМІШОК ПРИРОДНОГО ПОХОДЖЕННЯ В МАСТИЛЬНО-ОХОЛОДЖУЮЧІЙ РЕЧОВИНІ 197

Харжевський В.О.
МОДЕЛЮВАННЯ ВАЖІЛЬНИХ ДВОКРИВОШИПНИХ МЕХАНІЗМІВ ІЗ ЗУПИНКОЮ ВИХІДНОЇ ЛАНКИ У СИСТЕМІ SOLIDWORKS, ЯКІ СИНТЕЗОВАНІ ЗА ДОПОМОГОЮ ТОЧОК РОЗПРЯМЛЕННЯ 5-ГО ПОРЯДКУ 201

Павленко І.В., Симоновський В.І., Дем’яненко М.М., Вербовий А.Є.
ЧИСЕЛЬНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ДИНАМІКИ РОТОРІВ ВІДЦЕНТРОВИХ МАШИН 205

Коренной В.В.
МЕТОДИКА ИДЕНТИФИКАЦИИ МАТЕМАТИЧЕСКИХ МОДЕЛЕЙ ПЕРЕХОДНЫХ ПРОЦЕССОВ В ЛИНИИ ПРИВОДА ПРОКАТНОЙ КЛЕТИ 206

Павлов А.И., Андриенко С.В., Протасов Р.В., Устиненко А.В., Гречка И.П.
СИНТЕЗ ЗУБЧАТЫХ И ЦЕПНЫХ ВТУЛОЧНЫХ ПЕРЕДАЧ С ЭВОЛЮТНЫМ ПРОФИЛЕМ 210

Стор.

Бондаренко О.В., Устиненко О.В., Сєриков В.І.
АЛГОРИТМІЗАЦІЯ ТА ПРОГРАМНЕ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ПРОЦЕСУ ОПТИМАЛЬНО-РАЦІОНАЛЬНОГО ПРОЕКТУВАННЯ ТРИВАЛЬНИХ КОРОБОК ПЕРЕДАЧ.....214

Зинченко Е.И., Кротенко Г.А.
ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ СИНТЕЗА ШЕСТИЗВЕННЫХ МЕХАНИЗМОВ ЧЕТВЕРТОГО КЛАССА С ВЫСТОЕМ ВЫХОДНОГО ЗВЕНА 218

Клочков І.Є., Бондаренко О.В., Устиненко О.В.
ЦІЛЬОВА ФУНКЦІЯ ТА СИСТЕМА ОБМЕЖЕНЬ ДЛЯ ОПТИМІЗАЦІЇ ТРАНСМІСІЇ ГУСЕНИЧНОГО ТРАНСПОРТЕРА-ТЯГАЧА МТ-ЛБ ЗА МАСОЮ.....220

Протасов Р.В., Устиненко А.В., Андриенко С.В., Коноваленко О.Е.
ПРИМЕНЕНИЕ ПРОГРАММНЫХ ПРОДУКТОВ AUTODESK ДЛЯ МОДЕЛИРОВАНИЯ ЭВОЛЮТНОГО ЗАЦЕПЛЕНИЯ И АНАЛИЗА ЕГО НДС 224

Ткачук Н.Н., Скрипченко Н.Б.
КОНТАКТНОЕ ВЗАИМОДЕЙСТВИЕ СЛОЖНОПРОФИЛЬНЫХ ДЕТАЛЕЙ МАШИН: МОДЕЛИ, МЕТОДЫ, ЗАКОНОМЕРНОСТИ.....228

Добров И.В., Рубан В.Н.
К ВОПРОСУ РАВНОМЕРНОГО ФРЕЗЕРОВАНИЯ ПРИ РЕМОНТЕ ПОВЕРХНОСТИ КАТАНИЯ КОЛЕСНЫХ ПАР МАШИН РЕЛЬСОВОГО ТРАНСПОРТА.....232

Добров И.В.
К ВОПРОСУ КЛАССИФИКАЦИИ СИЛ ТРЕНИЯ СКОЛЬЖЕНИЯ В ПОСТУПАТЕЛЬНЫХ КИНЕМАТИЧЕСКИХ ПАРАХ.....235

Кострова М.М., Ахундов В.М.
ДЕФОРМИРОВАНИЕ ЭЛАСТИЧНОГО ЦИЛИНДРА С КОЛЬЦЕВЫМИ ВОЛОКНАМИ ПРИ СВОБОДНОЙ ПОСАДКЕ.....239

Марунич В.А., Есаулова Ю.Р.
МЕХАНИКА СКОЛЬЗЯЩЕГО РЕЗАНИЯ МЕТАЛЛОВ.....243

Абрамов С.О., Воронищева К.А.
ВЗАЄМОЗВ'ЯЗОК МІЖ ПЛОЩЕЮ КОНТАКТУ ЛАМЕЛЕЙ ТА ГІБРИДНИМИ ПАРАМЕТРАМИ ШОРСТКОСТІ.....245

Карабут В.Н., Родионов Н.А.
ИССЛЕДОВАНИЕ РЕЗОНАНСНЫХ ЧАСТОТ КОЛЕБАНИЙ ПРИ ТОНКОМ ТОЧЕНИИ ВАЛА ПЕРЕКЛЮЧЕНИЯ СТАНКА 16К20 247

Криворучко О.М., Макєєв С.Ю., Трунов Ю.Н.
ЗНЯТТЯ ЗАЛИШКОВИХ НАПРУГ ПРИ ЗВАРЦІ ТРУБ МЕТОДОМ ВІБРОСТАБІЛІЗУЮЧОЇ ОБРОБКИ ЗАГОТІВКИ.....250

Стор.

Ласкин В.М., Есаулова Ю.Р.
ВОССТАНОВЛЕНИЕ ИЗНОШЕННЫХ ОПРАВОК ДЛЯ СТАНОВ ХПТ ЭЛЕКТРОЭРОЗИОННЫМ МЕТОДОМ 251

Родионов Н.А., Щербина Е.И.
ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ОТКЛОНЕНИЯ ОТ КРУГЛОСТИ НАРУЖНОГО КОЛЬЦА ПОДШИПНИКА НА УПРУГУЮ ДЕФОРМАЦИЮ В ЗОНЕ КОНТАКТА ТЕЛА КАЧЕНИЯ И БЕГОВОЙ ДОРОЖКИ 253

Титов А.А.
ВЛИЯНИЕ ВНЕШНЕГО ТРЕНИЯ НА МЕХАНИКУ ДЕФОРМИРОВАНИЯ ГОРНОЙ МАССЫ МЕЖДУ РАБОЧИМИ ПОВЕРХНОСТЯМИ ДЕЗИНТЕГРАТОРОВ 257

Луців І.В., Стахурський О.О., Кашуба Н.П.
АНАЛІЗ ВІБРАЦІЙ ДЕТАЛІ ПРИ ОБРОБЦІ І ДРОБЛЕННІ СТРУЖКИ ТРИРІЗЦЕВИМИ ГОЛОВКАМИ ІЗ ЕЛЕКТРОМАГНІТНИМИ ПРИВОДАМИ 259

Огородников В.А., Полищук Л.К., Губанов А.В.
ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЙ КРИТЕРИЙ ИЗНОСА УЗЛОВ ТРУЩИХСЯ ПОВЕРХНОСТЕЙ ДЕТАЛЕЙ МАШИН 263

Лиходій О.С., Малий В.М., Костенко О.С.
ЗАСТОСУВАННЯ СУЧАСНИХ САПР ДЛЯ КОНСТРУЮВАННЯ СКЛАДАЛЬНИХ ОДИНИЦЬ ЛАНОК СІДЕЛЬНОГО АВТОПОЇЗДАЁ 264

Баганов Є.О., Маломуж Т.В.
ЗАСТОСУВАННЯ ВІРТУАЛЬНОГО ПОТЕНЦІАЛУ ДЛЯ АНІМАЦІЇ РУХУ СИСТЕМ ІЗ В’ЯЗЯМИ У СИСТЕМІ КОМП’ЮТЕРНОЇ МАТЕМАТИКИ MAPLE 268

Бережная Е.В.
ПОВЫШЕНИЕ НАДЕЖНОСТИ ДЕТАЛЕЙ МЕТОДОМ КОМБИНИРОВАННОЙ ОБРАБОТКИ ПОВЕРХНОСТИ 272

Гридин А.Ю., Огинский И.К., Шапер М.
ОБОРУДОВАНИЕ ДЛЯ ИССЛЕДОВАНИЯ ПРОЦЕССА ВАЛКОВОЙ РАЗЛИВКИ-ПРОКАТКИ 275

Заренбін В.Г., Колеснікова Т.М.
МОДЕЛЮВАННЯ РОБОЧОГО ЦИКЛУ БЕНЗИНОВОГО БЕЗШАТУННОГО ДВИГУНА 279

Крупко В.Г.
ОБҐРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ ПРИВОДІВ ВИКОНАВЧИХ МЕХАНІЗМІВ ЕКСКАВАТОРІВ З ПУЛЬСУЮЧИМ РУХОМ РОБОЧОГО ОРГАНА 281

Крупко И.В. доц..
ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ЧЕТЫРЕХОПОРНОГО ШАГАЮЩЕГО ДВИЖИТЕЛЯ 283

Стор.

Лисиця Н.М.
АНАЛІЗ І ПЕРСПЕКТИВИ РОЗВИТКУ ВИСОКОЕЛАСТИЧНИХ МАТЕРІАЛІВ 286

Деменко Р.М., Рідченко А.О., Щека І.М.
ВИЗНАЧЕННЯ КІЛЬКІСНОГО СКЛАДУ ЗАПАСНИХ ЧАСТИН РЕМОНТНОГО КОМПЛЕКТУ АВТОМОБІЛЬНОЇ ТЕХНІКИ 287

Главацький К.Ц., Анофрієв П.Г., Проскурня В.М., Черкудінов В.Е.
РОЗРОБКА ТЕХНІЧНИХ РІШЕНЬ РОБОЧИХ ОРГАНІВ МАШН ДЛЯ ПРИСКОРЕНОГО БЛОКОВАНОГО УЩІЛЬНЕННЯ ГРУНТУ 290

Надутый В.П., Костыря С.В.
РАЗРАБОТКА МЕТОДА ИМПУЛЬСНОГО ВОЗДЕЙСТВИЯ НА ГОРНУЮ МАССУ ДЛЯ ПОВЫШЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ ОБЕЗВОЖИВАНИЯ 294

Гевко Ів.Б., Дубиняк Т.С., Гудь В.З.
ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНА УСТАНОВКА ДЛЯ ДОСЛІДЖЕННЯ ПРИВОДА ГВИНТОВОГО КОНВЕЄРА ОСНАЩЕНОГО ПРУЖНО-ЗАПОБІЖНОЮ МУФТОЮ 296

Власов А.А., Зданевич С.В.
ОПРЕДЕЛЕНИЕ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ И УПРУГИХ ПАРАМЕТРОВ ЭЛЕМЕНТОВ СИСТЕМЫ БАЛАНСИРНОГО ЭЛЕКТРОДОДЕРЖАТЕЛЯ ДУГОВОЙ СТАЛЕПЛАВИЛЬНОЙ ПЕЧИ 298

Рогатинський Р.М., Гевко Ів.Б., Дячун А.Є., Мельничук А.Л.
ДОСЛІДЖЕННЯ ХАРАКТЕРИСТИК ГВИНТОВОГО КОНВЕЄРА З ОБЕРТОВИМ КОЖУХОМ 302

Сокол Г.И., Хорищенко А.А., Нікітюк Д.А., Бондар В.Д.
«1С. МАТЕМАТИЧЕСКИЙ КОНСТРУКТОР» В ПРОЕКТИРОВАНИИ РЫЧАЖНЫХ МЕХАНИЗМОВ 304

Федоров К.В., Богомолов В.В., Заяць Г.В.
АНАЛІЗ КОНСТРУКЦІЇ ГРМ ТА ЙОГО ВПЛИВУ НА ЗАГАЛЬНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ ДВЗ 308

Юшкевич О.П.
ОЦЕНКА ПРОЧНОСТИ ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНЫХ РЕЛЬСОВ ПРИ ПОВЫШЕННОЙ НАГРУЗКЕ 310

Бабенко Л. В.
ВІБРАЦІЯ МЕХАНІЧНОГО ОБЛАДНАННЯ ЯК ФАКТОР ВИРОБНИЧОГО СЕРЕДОВИЩА 312

Кузнецова А.В., Гнитько А.Н.
ПРОГНОЗИРОВАНИЕ ДОЛГОВЕЧНОСТИ КОНИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ С ДВОЯКОВЫПУКЛО-ВОГНУТЫМИ ЗУБЬЯМИ 314

Стор.

Гануш В.І., Гречаний О.М.
РОЗРАХУНОК НА МІЦНІСТЬ СТАНИНИ ПРЕСУ ЗУСИЛЛЯМ 100 МН 318

Гануш В.І., Гречаний О.М.
НАВАНТАЖЕНІСТЬ ТА НАПРУЖЕНІСТЬ СТАНИНИ ТА КОЛОН ВАЖКИХ ГІДРАВЛІЧНИХ ПРЕСІВ МЕТАЛУРГІЙНОГО ВИРОБНИЦТВА 322

Коломиец Р.В.
ИССЛЕДОВАНИЕ НАЧАЛЬНОЙ СТАДИИ ПРОЦЕССА ОБЕЗВОЖИВАНИЯ СЫПУЧИХ МАТЕРИАЛОВ В АЭРОФОНТАННОЙ СУШИЛКЕ 326

Добров И.В., Коптилый А.В.
ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ЗАКОНОВ СУХОГО ТРЕНИЯ ПРИ СКОЛЬЖЕНИИ ТВЕРДЫХ ТЕЛ С ПЛОСКОЙ ПОВЕРХНОСТЬЮ КОНТАКТА 329

Добров И.В., Семичев А.В.
РАЗВИТИЕ МЕТОДОВ ПРИКЛАДНОЙ МЕХАНИКИ ДЛЯ ИССЛЕДОВАНИЯ КИНЕМАТИКИ ОЧАГА ДЕФОРМАЦИИ ПРИ РАЗЛИЧНОМ СПОСОБЕ ФОРМОИЗМЕНЕНИЯ ЗАГОТОВКИ.....332

Зданевич С.С., Єрмократьєв В.О., Зданевич С.В.
РАЦІОНАЛЬНЕ ПРОЕКТУВАННЯ, ВІБРОСТІЙКІСТЬ ТА ВИТРИВАЛІСТЬ ГРУПОВОГО РІЗЬБОВОГО З’ЄДНАННЯ НЕСУЧОЇ КОНСТРУКЦІЇ КОСОВАЛКОВОЇ ТРУБОПРАВИЛЬНОЇ МАШИНИ 336

Дирда В.І., Калганков Є.В., Агальцов Г.М., Цаніді І.М., Черній О.А.
ЗАХИСНІ ФУТЕРІВКИ ВАЖКИХ ГІРНИЧИХ МАШИН: СУЧАСНИЙ СТАН ТА ПЕРСПЕКТИВИ РОЗВИТКУ 340

Прохоренко Р.М., Заяць Г.В.
АНАЛІЗ СИСТЕМ АВТОНОМНОГО АДАПТИВНОГО КЕРУВАННЯ АКТИВНОЮ ПІДВІСКОЮ ЛЕГКОВОГО АВТОМОБІЛЯ 342

Баюл К.В., Ващенко С.В., Худяков А.Ю., Солодкая Н.А.
АНАЛИЗ ПРОИЗВОДСТВЕННОЙ И ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ ВАЛКОВЫХ ПРЕССОВ 345

Рахманов С.Р., Вышинский В.Т., Зданевич С.С., Поворотний В.В.
ДИНАМИКА МЕХАНИЗМА УДЕРЖАНИЯ ОПРАВКИ СТАНА ХОЛОДНОЙ ПИЛЬГЕРНОЙ ПРОКАТКИ ТРУБ.....349

Вишняков В.И.
УСОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ РАСЧЕТА ДВИЖЕНИЯ ШИХТЫ ПО ЛОТКОВОМУ РАСПРЕДЕЛИТЕЛЮ.....352

НАУКОВЕ ВИДАННЯ

Всеукраїнської науково-технічної конференції

«Механіка машин – основна складова прикладної механіки»

присвяченої 110-річчю з дня народження
Кожевнікова Сергія Миколайовича
чл.-кор. АН України, проф., д.т.н.

11-13 квітня 2017 року, Дніпро, Україна

Відповідальний редактор: Добров І.В., д.т.н., проф.

Відповідальний за випуск: Маліч М.Г., к.т.н., доц.

Комп'ютерне макетування: Коптілий О.В.

Підписано до друку 01.04.2017 р.
Формат 60×84/16 папір офсетний. Друк офсетний.
Гарнітура Times New Roman. Умов. друк. арк. – 15,33
Наклад 300 прим. Замовлення № 05/04

Надруковано з оригінал-макету замовника
Замовник: Національна металургійна академія України,
пр. Гагаріна, 4, м. Дніпро, 49600, Україна.

Підготовлено до друку та віддруковано:
Видавництво ТОВ «ІМА-прес»
51400, м. Павлоград, вул. Дніпровська, 400/1
Тел.: (066) 932-42-22
e-mail: ima-press@ukr.net; www.ima-press.prom.ua
Свідоцтво про внесення до державного реєстру
ДК № 244 від 16.11.2000 р.