

**Сборник научных трудов  
Тематический выпуск  
“МАШИНОВЕДЕНИЕ И САПР”  
19'2010**

Издание основано Национальным техническим университетом  
“Харьковский Политехнический Институт” в 2001 году

**КООРДИНАЦИОННЫЙ СОВЕТ:**

Председатель Л.Л.Товажнянский,  
д-р техн. наук, проф.

**Зам. председателя**

А.П.Марченко, д-р техн. наук, проф.;  
Е.И.Сокол, д-р техн. наук, проф.

**Секретарь координационного совета**

К.А.Горбунов, канд. техн. наук, доц.

Е.Е. Александров, д-р техн. наук, проф.;  
Л.М. Бесов, д-р ист. наук, проф.;  
А.В. Бойко, д-р техн. наук, проф.;  
Ф.Ф. Гладкий, д-р техн. наук, проф.;  
М.Д. Годлевский, д-р техн. наук, проф.;  
А.И. Грабченко, д-р техн. наук, проф.;  
В.Г. Данько, д-р техн. наук, проф.;  
В.Д. Дмитриенко, д-р техн. наук, проф.;  
И.Ф. Домнин, д-р техн. наук, проф.;  
В.В. Елифанов, канд. техн. наук, проф.;  
Ю.И. Зайцев, канд. техн. наук, проф.;  
П.А. Качанов, д-р техн. наук, проф.;  
В.Б. Клепиков, д-р техн. наук, проф.;  
С.И. Кондрашов, д-р техн. наук, проф.;  
В.М. Кошельник, д-р техн. наук, проф.;  
В.И. Кравченко, д-р техн. наук, проф.;  
Г.В. Лисачук, д-р техн. наук, проф.;  
В.С. Лупиков, д-р техн. наук, проф.;  
О.К. Морачковский, д-р техн. наук, проф.;  
В.И. Николаенко, канд. ист. наук, проф.;  
П.Г. Перерва, д-р экон. наук, проф.;  
В.А. Пуляев, д-р техн. наук, проф.;  
М.И. Рыщенко, д-р техн. наук, проф.;  
В.Б. Самородов, д-р техн. наук, проф.;  
Г.М. Сучков, д-р техн. наук, проф.;  
Ю.В. Тимофеев, д-р техн. наук, проф.;  
Н.А. Ткачук, д-р техн. наук, проф.

Государственное издание  
Свидетельство Госкомитета по  
информационной политике  
Украины  
КВ № 5256 от 2 июля 2001 года

**РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:**

**Ответственный редактор:**

Н.А.Ткачук, д-р техн. наук, проф.

**Ответственный секретарь:**

А.В.Ткачук, канд. техн. наук, ст.н.с.

Е.Е. Александров, д-р техн. наук, проф.;  
В.С. Гапонов, д-р техн. наук, проф.;  
Г.Н. Жолткевич, д-р техн. наук, проф.;  
А.А. Зарубина, канд.техн.наук, проф.;  
В.Б. Зеленский, канд.техн.наук, доц.;  
Г.И. Львов, д-р техн. наук, проф.;  
А.Д. Чепурной, д-р техн. наук, проф.

Адрес редколлегии: 61002, Харьков,  
ул. Фрунзе, 21. НТУ “ХПИ”.

Каф. ТММиСАПР,  
тел. (0572) 7076-902.

Вісник Національного технічного університету “Харківський політехнічний інститут”. Збірник наукових праць. Тематичний випуск: Машинознавство та САПР. – Харків: НТУ “ХПІ”. – 2010. – № 19. – 160 с.

У збірнику представлені результати досліджень кінематики, динаміки, напружено-деформованого стану елементів сучасних машин, а також методи, моделі та системи їх автоматизованого проектування. Для викладачів, наукових співробітників, спеціалістів.

В сборнике представлены результаты исследований кинематики, динамики, напряженно-деформированного состояния элементов современных машин, а также методы, модели и системы их автоматизированного проектирования. Для преподавателей, научных сотрудников, специалистов.

Рекомендовано до друку Вченою радою НТУ “ХПІ”.  
Протокол № 5 від 11 червня 2010 р.

© Національний технічний університет “ХПІ”

*М.А. ТКАЧУК*, докт. техн. наук, проф., зав. каф. ТММіСАПР НТУ „ХПІ”

## ДО 125-РІЧЧЯ НТУ „ХПІ”. УНІВЕРСИТЕТ, КАФЕДРА, СТУДЕНТ: ХАРТІЯ НАУКОВОГО ПРАГМАТИЗМУ

У статті висвітлені проблеми розвитку освіти і науки в технічному університеті. Запропоновані нові форми інтеграції освіти, науки і промисловості.

In the paper problems of development of education and science in the technical university are reported. The new forms of integration between education, science and industry are offered.

Національний технічний університет „Харківський політехнічний інститут” підійшов до свого 125-річчя як потужний дослідницький національний університет, один із лідерів вітчизняної освіти і науки. Його успіхи, перспективи та потенціал складаються із зусиль десятків кафедр, сотень викладачів та тисяч студентів. При цьому базовим рівнем університету є кафедра.

Кафедра „Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин” останніми роками зробила потужний ривок у розвитку свого освітньо-наукового потенціалу. Проте для накреслення напрямків її розвитку в дусі формування науково-освітнього простору необхідно провести глибокий аналіз об’єктивних та суб’єктивних чинників, що є визначальними для кафедри, університету та вітчизняної освіти і науки в цілому.

Є всі підстави вважати, що кафедра „Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин” має 90-річну історію. Основні етапи її розвитку з 1920 року по 2005 рік відображені у статті [1]. Тому у даній статті основна увага приділена діяльності кафедри за останні кілька років.

**1. Навчальний процес – основа інтеграції освіти, науки, промисловості.** Основа життєдіяльності будь-якого університету – навчальний процес. Університет покликаний здійснювати процес навчання студентів, аспірантів, докторантів, викладачів, науковців. При цьому прогрес суспільства у всіх галузях супроводжується, по-перше, зростанням обсягу накопичених знань, а по-друге, стрімким ростом швидкості їх накопичення. Це, відповідно, стимулює освітній простір до екстенсивного та інтенсивного його розвитку. Оскільки освіта за своїми формами досить консервативна, то це призводить до певних напружень у її відносинах із суспільством, промисловістю, владою та молодим поколінням, через що швидкість змін не дає змоги адаптувати освіту до нових вимог з боку її партнерів. Ця об’єктивна обставина в умовах України загострюється кризовими явищами, які зумовили, наприклад, збіднення матеріальної бази вищої школи, кадровий голод середньої та вищої школи, об’єктивне відставання від передових країн в освіті і науці.

Не секрет, що на даний час, як це не парадоксально, попри усі проблеми вітчизняних університетів, вони є одним із рушіїв відродження продуктивних сил нашої країни. Це зумовлено, з одного боку, тим, що незважаючи на кри-

зові явища, університети не припиняли, на відміну від деяких підприємств та НДІ, свою діяльність та навіть розвиток за останні два десятиріччя. З іншого боку, світовий та європейський досвід свідчать про те, що основні наукові школи та найбільш значимі інноваційні проекти зароджуються у потужних університетах. По-третє, університети – це самовідтворювальна структура, що готує кадри і „назовні”, і для власного забезпечення. Саме тому логікою часу на порядок денний висувається ідеологія інтеграції освіти, науки і виробництва, причому з активною роллю університету.

Кафедра „Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин” протягом усього свого існування втілювала у життя принцип інтеграції освіти, науки і виробництва. Саме цьому принципу було надано пріоритет на сучасному етапі розвитку.

**2. Інформаційні технології проектування: нова спеціальність, нові навчальні плани, нові навчальні програми.** З 2004 року на кафедрі відкрита підготовка студентів за спеціальністю „Інформаційні технології проектування”. У 2010 році відбувся перший випуск спеціалістів – група ТМ-84 Б. При підготовці студентів за спеціальністю ІТП кафедра постаралася втілити у життя прийняті на озброєння принципи інтеграції освіти, науки і виробництва. По-перше, були розроблені нові навчальні плани та навчальні програми з різних дисциплін. Навчальні плани були насичені спеціальними розділами вищої математики, механіки та систем комп’ютерного моделювання. Це дає змогу підвищити рівень фундаментальної підготовки студента. Що стосується навчальних програм, то вони зорієнтовані на поєднання навчання, досліджень та розв’язання конкретних прикладних задач. Таке приєднання створює навчальне середовище, близьке до реальних обставин майбутньої роботи випускників.

Крім того, студенти приймають участь у науково-дослідній роботі за тематикою кафедри. При цьому виконані роботи виносяться на конкурси науково-дослідних робіт. Так, у 2009 році призове місце зайняла на регіональному конкурсі студентських НДР робота студента гр. ТМ-84 Б Костенка Юрія, а у 2010 році – робота студентки гр. ТМ-85 Б Негробої Наталії – на Всеукраїнському конкурсі. Це також допомагає нашим студентам у боротьбі за призові місця на студентських олімпіадах. Наприклад, досить успішно дебютували у II-му турі Всеукраїнської олімпіади з систем автоматизації проектування Шляхов Даниїл (гр. ТМ-86 Б) та Колос Іван (гр. ТМ-87 Б). Слід також відмітити, що ці форми роботи продовжуються для аспірантів. Так, у конкурсах робіт „Найкращий молодий науковець Харківщини” перемагали аспіранти Пелешко Євген, Веретельник Юрій, Грабовський Андрій, Мартиненко Олександр, Васильєв Антон, Танченко Андрій. У Маріуполі у 2008 році на конкурсній роботі у ВАТ „Азовмаш” перемагли Танченко Андрій та Грабовський Андрій.

Студенти приймають активну участь у публікаціях результатів своїх досліджень та виступах на конференціях з доповідями. За рік вони приймають участь у кількох публікаціях та виступах. Причому це не надумані теми, а результати виконання проектів на замовлення промислових підприємств. Зо-

крема, це роботи з дослідження міцності і жорсткості корпусів бронетранспортерів (завод ім. Малишева, Харківське конструкторське бюро з машинобудування ім. Морозова, ХТЗ), міцності корпусів вітроенергетичних установок, віброударних машин, кранів-перевантажувачів, механізмів нахилу дугових сталеплавильних печей („Азовмаш”), силових рам тепловозів (Ізюмський тепловозоремонтний завод), контактної міцності підшипникових вузлів (індустріальна група УПЕК).

Таким чином, освітня діяльність кафедри інтегрована у трикутник „університет – НДІ – виробництво”. Це забезпечує якість навчального процесу та гарантує комфортне працевлаштування випускників та їх успішне кар’єрне зростання. При цьому особливу увагу потрібно приділити стану вітчизняної науки, її інтеграції з освітою та промисловістю.

**3. Наука: хартія прагматизму. Стан наукової думки в Україні. Симптоми та проблеми.** Україна була перлиною наукового надбання Радянського Союзу, колиською талантів та джерелом великої частини інтелектуального продукту. Проте на даний час зникли об’єктивні чинники відносного благополуччя наукових установ, шкіл, інтелектуалів, що працювали на загальні інтереси за умов стабільного постачання науковим обладнанням, матеріалами, літературою. Зник сам стратегічний науковий „Гольфстрім”, що називався радянською наукою, зник як явище. Залишився стовбур зі скелетними віттями – постраждали крона та коріння української науки. За роки незалежності чого тільки не робилось з українською наукою: і прищеплювалось чуже, і викорінювалось нібито непотрібне, і калькувалось зарубіжне. В той же час можна вважати ці роки не втраченими даремно, але періодом хірургічних експериментів на тілі вітчизняної науки, що врешті-решт дають змогу констатувати:

- наша наука не має на даний час чіткої доктрини свого стратегічного розвитку;
- втративши лідируючі позиції в радянській науці, українська не знайшла свого місця у світовій;
- стан організації наукового життя потребує корінного коригування як з організаційної точки зору, так і з точки зору фінансування;
- безбарвне животіння, непродуктивна млява діяльність, безініціативність, небачення перспектив змушує говорити про неспроможність нашої науки своїми силами виробити шляхи виходу з кризи;
- необхідно чітко пов’язати розвиток вітчизняної науки з вітчизняною освітою;
- необхідно встановити чітко визначену політику взаємозалежності та взаємовпливів у ланцюгу „суспільство – бізнес – наука – держава”;
- на даний час потрібне критичне осмислення всіх аспектів розвитку науки та освіти, причому цю концепцію повинна запропонувати влада, спираючись на здорову, прагматичну та незашорену частину наукової спільноти.

**Критерії перебудови науки.** При визначенні основних критеріїв перебудови науки необхідно відштовхнутися від незаперечних реалій, тенденцій та

національних інтересів України. Світові тенденції глобалізації, інтенсифікації усіх сторін життя та жорсткої конкуренції вже давно диктують не тільки бізнесову складову життя, політичну та інші його складові, але й наукову. Тому інфантилізм, тенденції утриманства, ізоляціонізму, „футляризму” треба викреслити, змінивши сам погляд на вітчизняну науку, її роль, місце та стратегію розвитку.

Незважаючи на світові інтеграційні процеси, науковий потенціал кожної розвиненої держави є однією з найбільших цінностей нації, нею охороняється та розвивається. В Україні наука за своїм змістом збереглася значною мірою в університетських закладах та академічних установах, але пригноблюється формою управління, що склалася, та державною політикою у цій галузі. Тому її треба надати преференції та пріоритети.

Загальноприйнятою практикою у світі є визначення групи стратегічних напрямів фундаментальних та прикладних наукових досліджень, які саме у даній країні на даному історичному відрізку можуть дати найбільший ефект. Цей прагматичний підхід є повною протилежністю тієї політики, що проводилася в Україні: мізерне фінансування широкого спектру досліджень без чітко виділених пріоритетів. Немає пріоритетів – немає результатів. І це підтверджується історією майже п’ятнадцятирічного самостійного існування української науки: дуже мало реальних досягнень, мізерна ефективність впровадження результатів досліджень, занепад наукових шкіл.

Аналіз історичних уроків світового досвіду дозволяє сформулювати наступні критерії науково-технічного розвитку України: прагматизм; визначення пріоритетів; формування державної програми „Наука і освіта”; конкурсна основа розгляду наукових проектів; формування чітких критеріїв оцінки діяльності наукових закладів, колективів, керівників; залучення світового досвіду наукових доробок та технологій; зв’язок „наука – виробництво – освіта”, що оформляється в системну співпрацю; перегляд ролі університетів та формування систем „університет – науково-дослідний інститут” як основної одиниці науково-освітнього комплексу.

**Деякі пропозиції до напрямків нової науково-освітньої політики України.** Науково-технічна еліта України вже давно внутрішньо визначила наступні напрямки пріоритетного розвитку вітчизняної науки.

- Формування пріоритетних напрямків науково-технічної політики: поєднання стратегічних переваг світових технологій досліджень та багаторічних досягнень вітчизняних учених у *принципово нових системах знань*. На наш погляд, для науки це – єдиний шлях збереження цінного багажу знань. На відміну від ізоляціонізму, що вживався у середовищі вчених України протягом двох десятиріч, це дає змогу різкої інтенсифікації наукового життя. З іншого боку, таким чином вдається уникнути бездумного насадження *уніфікованих форм* організації інтелектуальної діяльності. *Яскравий приклад*: вітчизняна наука (зокрема, механіка, машинобудування), що мала значні здобутки, розвивається зарубіжними технологіями автоматизованого проектування, дослідження та виготовлення (системами CAD/CAE/CAM), що фактично стали міжнародними

стандартами (системи Pro/ENGINEER, CATIA, SolidWorks, ANSYS, NASTRAN тощо). Шлях створення альтернативних систем – безперспективний (потребує значних коштів та часу – ні того, ні іншого у нашому розпорядженні просто немає). Шлях механічного запозичення означає знищення даної наукової галузі в Україні. Ми стаємо простими споживачами чужих технологій. Це не тільки втрата для науки, це втрата для промисловості: вона стає простим безініціативним виконавцем роботи за чужими проектами, на чужій технологічній основі, на чужому обладнанні (єдина перевага, та й то тимчасова – дешева робоча сила, матеріали, енергія). В НТУ „ХПІ” протягом десятків років розроблено *альтернативний синтетичний напрям*, що базується на методи розширеного параметричного опису складних та надскладних систем. Принципова відмінність даного підходу – в тому, що він дає змогу *інтегрувати дані* у різних форматах, поєднувати різні технології та створювати *якісно нові системи знань* із залученням переваг, що дає поєднання унікальних вітчизняних наукових досягнень та технологічних досягнень світового наукового загалу. При цьому: наука дістає поштовх для інтенсифікації розвитку; зникають бар’єри для інтеграції у світовий ринок; на цій основі є можливість створення вітчизняних проектів, що конкурентоспроможні на світовому ринку. Це ж саме стосується вітчизняної промисловості.

- Інтеграція вітчизняної системи освіти у світову, в першу чергу, європейську, що проводиться *механічно*, не дасть можливості повною мірою використати напрацювання українських вчених. У той же час запропоновані синтетичні технології наукових досліджень дають таку можливість. Для цього доцільно створювати науково-освітні комплекси на базі установ Міністерства освіти і науки України, Національної академії наук, галузевих інститутів.

- Концентрацію ресурсів за зусиль на окремих пріоритетних напрямках науки доцільно було б здійснювати у *науково-освітніх центрах* при університетах. Так, НТУ „ХПІ” витратив кілька мільйонів гривень та 10 років діяльності на створення Центру комп’ютерних технологій проектування „Тензор”, що поєднав у собі наукову школу, освітнє спрямування, ліцензійні програмні продукти, реальні проекти на замовлення вітчизняних та зарубіжних фірм, міжнародні гранти. Його успішна діяльність – підтвердження правильності обраного стратегічного напрямку. Важливо перетворити центри такого типу у державні, а пріоритетні напрями наукової діяльності – у державні науково-технічні програми, причому з визначенням відповідальних осіб та установ. Зокрема, стратегічною метою є інтеграція вітчизняної науки, освіти, виробництва у світові технології та забезпечення конкурентоздатності українських проектів та виробів на світовому ринку.

- Забезпечення безшкового входження України у світовий простір інтелектуальної власності шляхом використання запропонованого синтетичного підходу. Не секрет, що в Україні дуже мало ліцензійних систем автоматизованого проектування. Вступ до світової організації торгівлі передбачає перехід на ліцензійні програмні системи, в першу чергу – придбані на Заході. У масштабах України – це одномоментна потреба у мільярдах доларів та десят-

ках тисяч ліцензій. Для уникнення цього удару пропонується широке використання на першому етапі центрів комп’ютерних методів проектування, де буде зосереджена критично мінімально необхідна кількість ліцензійних програмних продуктів колективного користування. Це у сотні разів зменшить фінансове навантаження на вітчизняні підприємства та надасть час для правильної інтеграції у світовий ринок.

- Запропонована синтетична технологія дає змогу вирішувати також проблему прискореної технологічної підготовки виробництва шляхом різкої інтенсифікації використання гнучких технологічних систем у машинобудуванні та розширення технологічних можливостей технологічного обладнання на базі науково-обґрунтованих підходів, що розроблені вітчизняними вченими, та передових комп’ютерних технологій. Виграш: фінанси і час, що необхідні на технологічне переозброєння підприємств машинобудування (а це мільярди гривень та роки).

- Розроблена технологія створює можливість прискореної верифікації результатів досліджень на основі розрахунково-експериментального підходу: результати комп’ютерного моделювання оперативно поєднуються з експериментальними дослідженнями, що дає змогу створювати високостовірні моделі, підвищувати технічні та тактико-технічні характеристики вітчизняних виробів та їх конкурентоспроможність.

- Обороздатність країни та конкурентоспроможність продукції військово-промислового комплексу.

*На основі цих підходів можна реалізувати деякі пропозиції.*

1. На основі широкого обговорення (але в продуктивному „інтенсивному режимі”) розробити основні стратегічні напрями науково-технічного розвитку України у вигляді Державної науково-технічної політики „Наука і освіта України”.

2. Розробити стратегічні цільові Державні програми з пріоритетних напрямів розвитку науки і техніки, зокрема „Механіка – машинобудування – САПР України”.

3. Створити низку Державних науково-освітніх Центрів при університетах на зразок Центра комп’ютерних технологій проектування „Тензор” в НТУ „ХПІ” із залученням науковців Національної академії наук, із урахуванням думки промисловців та з інтеграцією в них галузевих інститутів, що на даний час відчувають проблеми з тематикою досліджень.

На основі інтегрованого підходу кафедра ТММіСАПР та центр „Тензор”, зокрема, можуть координувати супроводження технологічного розвитку і трансфер наступних технологій в галузі нових інтегрованих методів досліджень складних та надскладних механічних систем: інтегровані системи автоматизованого проектування та дослідження нових машин, механізмів, конструкцій; розрахунково-експериментальні технології досліджень на основі методу скінченних елементів та голографічної інтерферометрії; комп’ютерне моделювання елементів біомеханічних систем (ендопротезування хребта та опорно-рухового апарату, коригуючі системи тощо); моделювання процесів

при бойовому застосуванні зразків озброєння та військової техніки; кластерні технології досліджень при комп'ютерному моделюванні механічних систем; оптимальне проектування унікальних конструкцій тощо.

Базою для супроводження науково-технологічного розвитку є кафедра „Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин” та науково-дослідницький центр комп'ютерних методів проектування машинобудівних конструкцій „Тензор” НТУ „ХПІ”, чисельність наукових, інженерних та інженерно-технічних співробітників, допоміжного та залученого персоналу якого складає 50 штатних працівників, в т.ч. професори, доктори наук, кандидати наук, аспіранти.

Університет має необхідну інфраструктуру, матеріально-технічну базу та багаторічний досвід проведення фундаментальних та прикладних досліджень в цьому напрямку. Основу матеріальної бази складає унікальний програмно-апаратний комплекс, що поєднує *апаратне забезпечення*: комп'ютерний 64-ядерний кластер „Політехнік-125» на базі процесорів Intel з загальним обсягом оперативної пам'яті 128 Гб, дисковою пам'яттю 10 Тб (рис. 1); система *двохпроцесорних комп'ютерних станцій* на базі процесорів Xeon, Opteron; *програмне забезпечення*: спеціалізовані інтегровані системи автоматизованого аналізу напружено-деформованого стану елементів складних та надскладних механічних конструкцій та синтезу оптимальних конструктивних схем, а також конструктивних, технологічних та експлуатаційних параметрів машинобудівних конструкцій; *ліцензійні системи комп'ютерного проектування та моделювання поведінки складних конструкцій*

Pro/ENGINEER, WinMachine, Pro/Mechanica, LSDYNA-3D, ANSYS, Inventor, Компас; системи моделювання поведінки *динамічних систем з великою кількістю елементів*.

Потрібно особливо відзначити ліцензію на систему ANSYS, отриману університетом у 2010 році завдяки сприянню фірми EMT U (м.Київ).

Завдяки цьому створені умови для виконання міжнародних проектів та господарських договорів, а також бюджетних тем.



Рис.1. Створений в НТУ «ХПІ» за сприяння ІП УПЕК комп'ютерний клас-кластер «Політехнік-125»: відкриття 25 листопада 2009 р.

Так, за 7 останніх років виконано 10 бюджетних тем з тематики досліджень процесів динамічного навантаження складних механічних систем, моделювання руйнування конструкцій, оптимального синтезу елементів технологічних систем, голографічної інтерферометрії та методу скінченних елементів.

Крім того, на основі наукового доробку виконано 23 реальних проекти на замовлення українських та зарубіжних підприємств, в т.ч.:

- розробка вітчизняного колісного бронетранспортера (договори ДП „Завод ім. Малишева”, ХКБМ з НТУ „ХПІ”);
- моделювання напружено-деформованого стану зварних рам вітроенергетичних установок (договори ВАТ “ГСКТІ” та „Азовмаш” з НТУ „ХПІ”);
- модернізація гусеничних бронетранспортерів (договори з ДП „Завод ім. Малишева”);
- створення гідрооб'ємних передач для транспортних засобів спеціального призначення (договори ВНДІ „Гідропривод”, ХКБМ);
- модернізація машин серії МТ-ЛБ (договори ВАТ „ХТЗ” з НТУ „ХПІ”);
- моделювання поведінки нових шахтових машин в процесі експлуатації (договори з ДП „Завод ім. Малишева”, ДП „Світло шахтаря”);
- моделювання збуреного руху транспортних засобів спеціального призначення (договори ДП „Завод ім. Малишева”, КП „ХКБМ”);
- підвищення точності виготовлення деталей бронетанкової техніки шляхом створення спеціалізованих систем моделювання їх форми (бюджетна тематика);
- підвищення бронезахисності бронетехніки та живої сили при здійсненні миротворчих операцій (бюджетна тематика);
- забезпечення високих технічних характеристик віброударних машин, перевантажувачів, механізмів нахилу технологічних машин (договори з ВАТ “ГСКТІ” та „Азовмаш”).

Крім того, виконані та виконуються міжнародні гранти з STCU та CRDF, за програмою україно-французького співробітництва „Дніпро”, у рамках співробітництва з Німеччиною. Виграно та успішно виконано проекти за Державними програмами. Так, за Державною науково-технічною програмою „Ресурс” було виконано проект № НЧ/429-2007 від 31.07.2007 р. „Вітроенергетичні установки: теоретичні основи методів моделювання та підвищення ресурсу силових елементів конструкцій”, а за Державною програмою „Інформаційні та комунікаційні технології в освіті і науці” на 2006-2010 роки – договір №ІТ/480-2007 „Розробка теоретичних основ комп'ютерних кластерних технологій та унікального програмно-апаратного комплексу для дослідження складних та надскладних механічних систем”.

Силами кафедри видаються фахові видання „Вісник НТУ „ХПІ”, серії „Машинознавство та САПР” та „Проблеми механічного приводу”.

Щорічно на базі НТУ „ХПІ” з цього напрямку проводиться науково-тех-

нічна конференція „Проблеми якості та довговічності зубчастих передач, редукторів, їх деталей і вузлів” (рис. 2).



Рис. 2. Севастополь-2009: чергова конференція „Проблеми якості та довговічності зубчастих передач, редукторів, їх деталей і вузлів” (після пленарного засідання)

За останні роки підготовлено до друку 2 монографії, 4 підручники, опубліковано сотні статті. Все це незаперечно свідчить про високу ефективність запропонованого підходу, що полягає в інтеграції освіти, науки і виробництва. Цим самим поступово втілюється в життя університету ідеологія науково-технологічного прагматизму.

Таким чином, можна зробити висновок про те, що кафедра „Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин” зустрічає 125-річчя Національного технічного університету „Харківський політехнічний інститут” новими напрямками діяльності, що полягають у тісній інтеграції науки, освіти, виробництва на основі прагматичного підходу до процесу розвитку науково-освітніх шкіл та до результатів діяльності, що спрямована на підготовку нового покоління студентів, науковців, викладачів. Даний досвід можна розглядати як один із центрів кристалізації та формування нової парадигми розвитку та інтеграції вітчизняної науки, освіти та виробництва.

Дана публікація є складовою серії статей до 125-річчя Національного технічного університету „Харківський політехнічний інститут”. У наступних статтях будуть розглянуті здобутки кафедри, її плани та перспективи.

**Список літератури:** 1. Ткачук П.А. Кафедра ТММ: годы, имена, события (К 80-летию основания) / П.А. Ткачук // Вестник НТУ „ХПИ”. Тем. вып.: „Машиноведение и САПР”. – 2005. – Вып. 53. – С. 3-11.

*Поступила в редакцію 02.02.10*

УДК 669.72.07

**В.И. АЛЕХИН**, асп. каф. „Литейное производство”, НТУ „ХПИ”.  
**А.В. БЕЛОГУБ**, канд. техн. наук, техн. директор ОАО „АВТРАМАТ”, г. Харьков, **О.В. АКИМОВ**, докт. техн. наук, доц., зав. каф. „Литейное производство”, НТУ „ХПИ”

### МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕПЛООВОГО И НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ ПОРШНЯ С УЧЕТОМ ДИСЛОЦИРОВАННЫХ ДЕФЕКТОВ УСАДОЧНОГО ХАРАКТЕРА

У статті представлено моделювання теплового і напружено-деформованого стану поршня з урахуванням усадкових дефектів, дислокованих в твердотілі модель, в результаті моделювання доведено, що дефекти є локальними концентраторами напруж.

In this article the modeling of the thermal and tensely-deformed state of piston is presented with defects deployed in a 3D- solid model, which it is well-proven as a result of, that defects are the local concentrators of tensions.

**Введение.** Данная публикация продолжает цикл исследований, выполненных на кафедре литейного производства НТУ „ХПИ” и посвященных проблеме обеспечения качества деталей поршней в рамках методики конструкторско-технологического проектирования деталей ДВС [1-6].

Исследования в данной работе проводились в два этапа:

- моделирование теплового и напряженно-деформированного состояния (НДС) поршня без учета возможных дефектов усадочного характера;

- моделирование теплового и НДС поршня с учетом дефектов, определенных с помощью LVM Flow и дислоцированных в твердотельной детали.

Для расчетов влияния дефектов, определенных при моделировании литейных процессов в LVM Flow и представленных в предыдущих публикациях [1], было принято решение выполнить их в теле детали в том объеме и соответствующих местах. Как известно, усадочные раковины возникают вследствие объемной усадки и недостаточного питания сечений отливки металлом и отличаются неправильной формой и изрытой шероховатой поверхностью, большей частью окисленной. Для построения численного эксперимента дислокации в твердотельной детали дефекты выполнили в

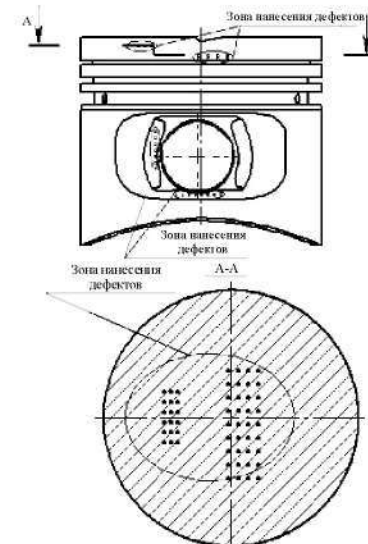


Рис.1. Зоны дефектов, выполненные в твердотельной детали

виде шарообразных тел с усредненным диаметром  $\varnothing=0,5\text{мм}$  (рис. 1, 2).

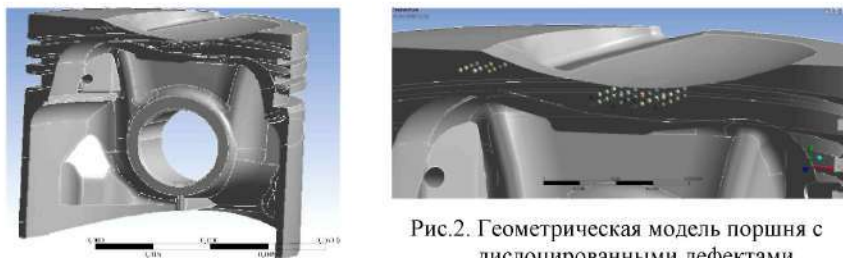


Рис.2. Геометрическая модель поршня с дислоцированными дефектами

Для моделирования теплового и напряженно-деформированного состояния рассматриваемой детали поршня был выбран универсальный расчетный программный комплекс ANSYS, основанный на методе конечных элементов.

Анализ напряженно-деформированного состояние является неотъемлемой частью при подготовке и проектировании новых деталей, так как позволяет на начальном этапе предусмотреть возможные ошибки и неточности различного характера. Используемый в данной части исследований аналитический метод базируется на моделировании стационарных полей температур, деформаций и напряжений. Для достижения предполагаемых результатов не обязательно моделировать поршень в рамках общей тепловой и упругой задачи деталей цилиндропоршневой группы двигателя, а достаточно рассмотреть его отдельно от сопряженных с ним деталей, влияние которых на тепловое и напряженно-деформированное состояние учитывается выбором соответствующих граничных условий. Так, для моделирования использовалась конечно-элементная модель детали поршня (рис. 3), состоящая примерно из 600 тыс. элементов и 963 тыс. узлов.

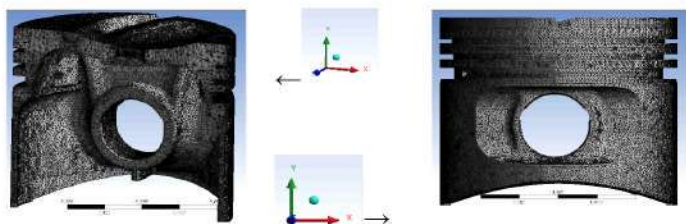


Рис.3. Конечно-элементная модель поршня

**Расчет теплового состояния.** Расчет теплового состояния поршня заключается в определении его температурного поля. В зависимости от особенностей конструкции детали, целей и назначения расчета допускается использование математических моделей различных уровней по глубине и полноте отражения ее геометрических особенностей, особенностей нагружения и свойств материала. Из данных многочисленных экспериментов на работающих двигателях, полученных ведущими исследователями в области двигателестроения, известно, что на установившихся режимах работы температурное поле поршня в течение

рабочего цикла меняется незначительно и может считаться стационарным. Начальные и граничные условия для моделирования были применены согласно методике, предложенной ранее А.В. Белогубом и др. [7, 8].

В результате были получены температурные поля и зоны наибольшей плотности теплового потока, причем при общем рассмотрении детали с дислоцированными дефектами и без них величина их значений значительно не отличалась (рис. 4, 5).

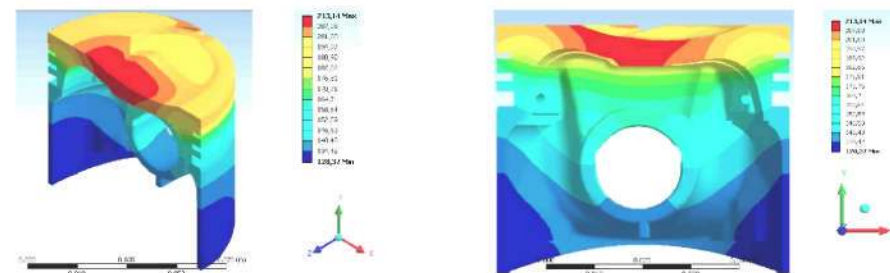


Рис. 4. Температурные поля в детали

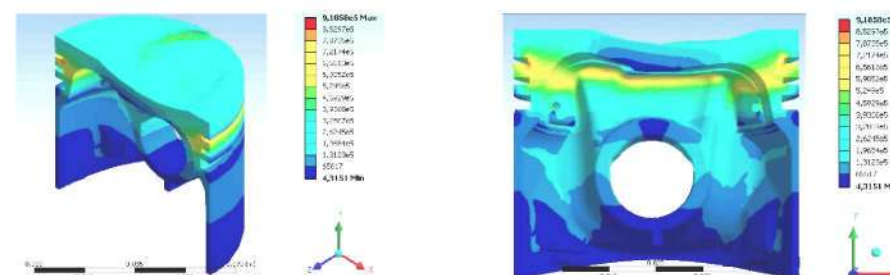


Рис. 5. Значения плотности тепловых потоков, проходящих через тело поршня

**Расчет напряженно-деформированного состояния поршня с учетом термических напряжений.** Проведено моделирование напряженно-деформированного состояния поршня, целью которого являлось определение напряжений, деформаций и перемещений в различных его точках под действием механических и тепловых нагрузок. При решении данной задачи численным методом ранее использовались математические модели различной сложности, с применением теории тонких круглых пластин, колец и цилиндрических оболочек. А при моделировании с использованием уже заложенных математических уравнений в программном продукте ANSYS были заданы такие исходные данные: давление на головку поршня  $P = 6,5 \text{ МПа}$ ; закрепление поршня по пальцевому отверстию с ограничением вращения вокруг оси отверстия, радиального и вертикального перемещения поршня. Данный этап исследования также проходил с использованием детали с дефектами усадочного характера и без них.

Известно, что для поршней транспортных двигателей с повышенным ресурсом, работающих в условиях переменных режимов, максимальные эквивалентные напряжения  $\sigma_{\Sigma}$  не должны превышать предела текучести материала с учетом зависимости последнего от температуры. Выполнение данного условия устраняет возникновение циклических пластических деформаций и существенно уменьшает опасность термоусталостного разрушения, т.е. условием длительной надежной работы поршня является условие  $\sigma_{\Sigma} < \sigma_T$ .

На рис. 6 показаны результаты моделирования для случая с «плотным», без дефектов, поршнем. Анализ данных результатов приводит к тому, что наиболее подверженными риску элементами является бобышка пальцевого отверстия, внутренняя поверхность самого пальцевого отверстия и место перехода от головки (днища) в бобышку. Напряжение в данных местах составляет в среднем от 196 МПа до 302 МПа.

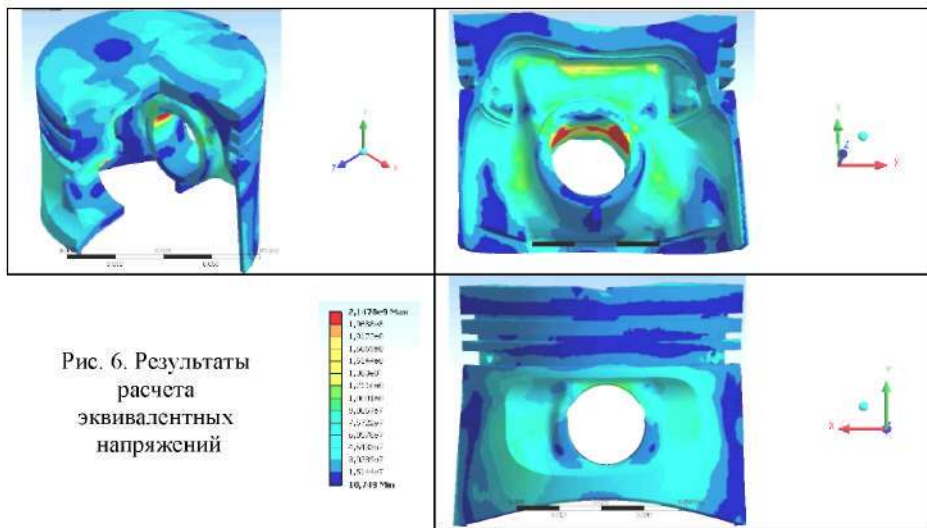


Рис. 6. Результаты расчета эквивалентных напряжений

Результаты данного этапа моделирования НДС поршня свидетельствуют, что при рассмотрении детали в целом представленные дефекты не оказывают существенного влияния, но являются локальными концентраторами напряжений, что в дальнейшем скажется на работоспособности детали уже в целом. Для сравнительного анализа и уточнения результатов было предложено рассмотрение локального влияния дефектов (рис. 7) в сравнении с теми же местами, но в «плотной» детали (рис. 8).

Анализ результатов моделирования НДС поршня, показал, что действительно в местах нахождения дислоцированных в твердотельной детали дефектов поле напряжений, покрывающее данные элементы, более обширно распространялось на большее количество элементов с увеличением в них значений напряжений в сравнении с теми же местами, но в «плотной» детали.

**Выводы.** По результатам выполненных научных исследований и мо-

делирования были сделаны следующие выводы.

1. Результаты моделирования литейных процессов в ИКС LVM Flow показали, что усадочные дефекты могут возникнуть в обозначенных конструктивных элементах детали.

2. Для моделирования теплового и напряженно-деформированного состояния поршня с учетом усадочных дефектов было выполнено дислоцирование данных дефектов в твердотельную модель и в результате было доказано, что данные дефекты являются локальными концентраторами напряжений.

3. Деталь поршня без дефектов («плотная деталь») имеет ряд ярко выраженных напряженных мест, таких как бобышка под пальцевое отверстие и место перехода от стенки бобышки к головке, внутренней части днища.

4. Определено, что образование данного вида дефектов при производстве литых деталей поршней приведет к потере прочностных характеристик в зонах нахождения данных дефектов.

Использование результатов данной методики моделирования теплового и напряженно-деформированного состояния позволяет вносить своевременные модернизации в конструкцию деталей поршней для бензиновых двигателей, а также в технологию их производства (литья), что, в свою очередь, приведет к сокращению времени проектирования, перепроектирования, изготовления и ввода в эксплуатацию качественного изделия, повышая техническое совершенство двигателя в целом.

При подготовке материалов статьи численные исследования проводились с использованием программного комплекса ANSYS, лицензию на кото-

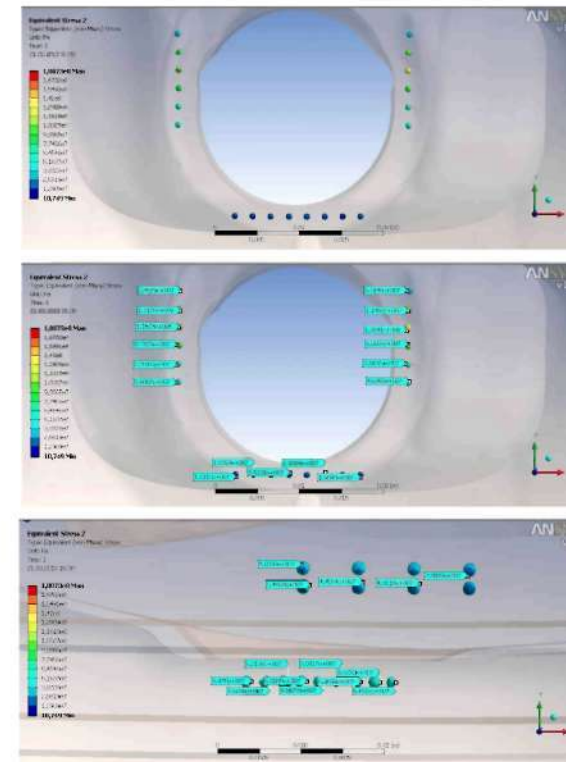


Рис. 7. Результаты расчета эквивалентных напряжений для модели поршня с дислоцированными дефектами (отдельное рассмотрение мест возможной дислокации дефектов)



рий НТУ «ХПІ» отримав в 2010 г. при підтримці фірми EMT U (г. Київ).

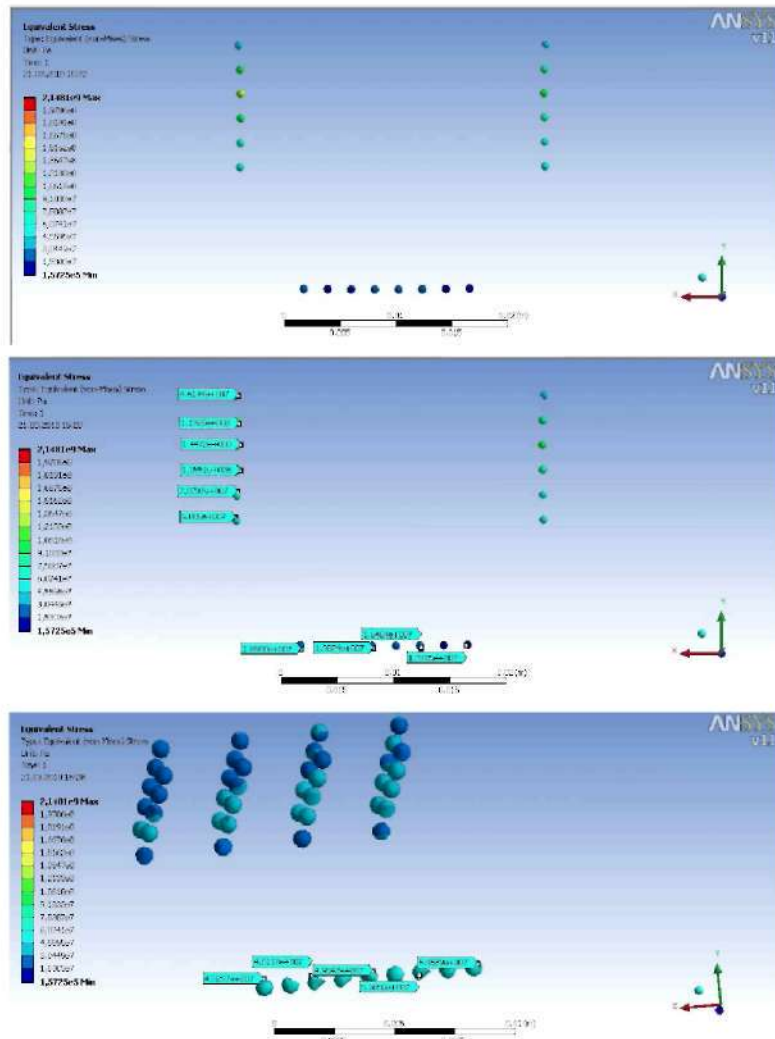


Рис. 8. Результати розрахунку еквівалентних напружень для моделі поршня без дефектів (окремле розглядання місць можливої дислокації дефектів)

**Список літератури:** 1. Комп'ютерно-інтегроване моделювання литийних процесів в автомобільних поршнях на основі конструкторсько-технологічної методики проєктування деталей ДВС / В.І. Алексин, А.В. Белогуб, А.І. Марченко и др. // Научно-техн. журнал «Двигатели внутреннего сгорания». – 2009. – №2. – С.101-104. 2. Алексин В.И. Компьютерно-интегрированное моделирование литых процессов в блоке цилиндров Daewoo Sens. / В.И. Алексин, О.В. Акимов, А.И. Марченко // Вестник НТУ «ХПИ». Тем. вып.: «Машиноведение и САПР». – 2008. – Вып.2. – С. 3-7. 3. Алексин В.И. Совершенствование литниковых систем для отливок цилиндрического типа из алюминиевых сплавов.

/ В.И. Алексин, Б.П. Таран, С.Б. Таран // Вестник НТУ «ХПИ». Тем. вып.: Новые решения в современных технологиях. – 2006. – Вып.10. – С. 104-107. 4. Алексин В.И. Научные методы компьютерно-интегрированного проектирования блок-картера двигателя DAEWOO Sens / В.И. Алексин, О.В. Акимов, А.И. Марченко // Научно-техн. журнал «Двигатели внутреннего сгорания». – 2008. – №2. – С.77-82. 5. Научные методы модернизации технологии изготовления отливок блок-картера цилиндров DAEWOO Sens. / В.И. Алексин, О.В. Акимов, А.И. Марченко и др. // Вестник НТУ «ХПИ». Тем. вып.: «Машиноведение и САПР». – 2008. – Вып.14. – С. 3-6. 6. Алексин В.И. Научные основы проектирования литых деталей блок-картеров ДВС / О.В. Акимов, А.И. Марченко, В.И. Алексин. // Межд. информ.-техн. журнал «Оборудование и инструмент». – 2009. – Вып.1. – С. 54-57. 7. Исследование температурного поля поршня. / А.В. Белогуб, А.Г. Щербина, А.А. Зотов и др. // Авиационно-космическая техника и технология. – Харьков, 2002. – Вып. 31. – С. 120-123. 8. Исследование термонапряженного состояния поршня. / А.В. Белогуб, В.А. Байков, А.И. Бишора и др. // Высokі технології в машинобудуванні. Зб. наук. праць НТУ «ХПІ». – Харків, 2002. – Вып. 1 (5). – С. 32 – 35.

Поступила в редакцію 02.02.10

УДК 621.01:539.3

**Є.М. БАРЧАН**, канд. техн. наук, гол. конструктор,  
**І.В. АРТЬОМОВ**, гол. конструктор, ВАТ «Головний спеціалізований конструкторсько-технологічний інститут», м. Маріуполь,  
**А.В. ГРАБОВСЬКИЙ**, мол. наук. співроб. каф. ТММіСАПР, НТУ «ХПІ»

### УДОСКОНАЛЕННЯ МЕТОДІВ РОЗРАХУНКУ ТА КОНСТРУКЦІЇ ВИБИВНОЇ ТРАНСПОРТУЮЧОЇ МАШИНИ ДЛЯ ФОРМУВАЛЬНИХ ЛІНІЙ КРУПНОГО ЛИТВА

Робота присвячена розробці методу розрахунку та синтезу вибивної машини як складної динамічної віброударної системи на основі узагальненого параметричного опису і розрахунково-експериментальної технології моделювання динамічних процесів. Розроблений комплекс параметричних, математичних, геометричних і скінченно-елементних моделей дозволяє виконати багатоваріантні розрахунки динаміки і напружено-деформованого стану проєктованих конструкцій і розв'язувати задачі параметричного і структурного синтезу їх елементів.

This work is dedicated to development of new method of analysis and synthesis for removing transporting machine as complex dynamic system on the base of generic parametrical description and experiment-calculated technology of dynamic processes modeling. The developed complex of parametrical, mathematical, geometrical and finite element models allows to perform multivariable calculations concerning deflected mode of design constructions and to solve problems of parametrical and structural synthesis of their elements.

**Вступ.** До досягнень сучасної техніки, що отримали останніми роками широке застосування в машинобудуванні, слід віднести вібраційні транспортно-технологічні машини, що виконують операції транспортування і одночасно різну обробку переміщуваного вантажу (виробу). Достоїнствами цих машин є простота конструкції, відсутність тягових елементів робочих органів,

мінімальний знос робочих поверхонь, можливість транспортування і вибивки гарячих виробів, забезпечення механізації і автоматизації трудомістких виробничих процесів.

Проте реалізація вказаних процесів для *крупного* литва пов'язана з необхідністю ретельного вивчення динаміки істотно нелінійної системи вибивних транспортуючих машин (ВТМ), оскільки оптимальні закони руху робочих органів, що забезпечують процес вібраційного переміщення виробів, виявляються як результат взаємодії високого технологічного навантаження і робочого органа. Більш того, на нормальне функціонування машини неминуче впливають супроводжуючі робочий процес пружні коливання вантажонесучих органів. Необхідність забезпечення надійності, довговічності, навантажувальної здатності і якості роботи ВТМ прямо пов'язана з постановкою задач про динаміку і визначення рівнів навантаження елементів робочих органів, а також забезпечення міцності на етапі проектування даних машин [1-5].

**Актуальність теми.** Процес розробки і вдосконалення ВТМ для великогабаритного литва стримується відсутністю моделей для аналізу динамічних процесів в них з урахуванням специфічних умов їх експлуатації і виникаючих при цьому вимог. Так, при проектуванні автоматизованої формувальної лінії крупного вагонного литва на ВАТ „Азовмаш” (м. Маріуполь) виникла актуальна і важлива задача вибору раціональної структури і параметрів конструкції вибивної транспортуючої машини, що є завершальною ланкою в технологічному процесі виробництва великогабаритних виливок. Конструкція проєктованої ВТМ повинна забезпечувати високу надійність і довговічність роботи, оскільки простій автоматизованої формувальної лінії, в якій ВТМ є незамінною ланкою, приносить значні збитки; ефективну вибивку грудки з виливком, причому інерційно-жорсткісні параметри ВТМ є достатньо стабільними, тоді як властивості формувальної суміші (жорсткість, демпфування, міцність) є змінними, достатню навантажувальну здатність і віброміцність, оскільки маса грудок з виливками, що поступають на вибивні грати, досягає 10т, а частота виникаючих коливань – 16 Гц.

У поєднанні з вимогами мінімальної металоємності і достатньої міцності даний комплекс критеріїв і обмежень приводить до необхідності розв'язання складної задачі оптимального синтезу вибивної машини як динамічної віброударної системи, в т.ч. з урахуванням і управлінням спектром власних коливань конструкції і як жорсткого, і як пружного тіла. В даний час для ВТМ такого типу і в розрізі таких вимог методика розв'язання подібних задач відсутня. У цих умовах ефективним способом розв'язання задачі подібного класу є розрахунково-експериментальний метод (РЕМ). У зв'язку з цим створення і розвиток методів розрахунково-експериментального дослідження динамічної системи вибивної машини для науково обґрунтованого вибору параметрів машини за критеріями довговічності, надійності, навантажувальної здатності, віброміцності, працездатності і мінімальної металоємності є актуальною і важливою науково-практичною задачею оптимального проектування і вдосконалення машин даного класу.

**Мета і задачі дослідження.** Метою роботи є розробка нових методів розрахунку і синтезу вибивної машини для оснащення автоматизованих ліній

крупного литва на основі розрахунково-експериментального моделювання динамічних процесів, а також створення і вдосконалення на цій основі конструкції ВТМ з високими технічними характеристиками для оснащення ліній крупного вагонного литва з урахуванням власних коливань металоконструкції як пружного деформованого тіла.

Для досягнення поставленої мети необхідно розв'язати наступні задачі:

- розробка теоретичних основ синтезу конструктивних параметрів вибивної машини на основі розрахунково-експериментального моделювання динамічних процесів і реалізація їх у вигляді спеціалізованого програмно-модельного комплексу (ПМК);
- розрахунково-експериментальне визначення параметрів динамічної моделі вибивної машини;
- числове моделювання динамічних процесів, визначення характеристик і обґрунтування раціональних параметрів вибивної машини у складі автоматизованої лінії крупного вагонного литва;
- експериментальні і виробничі випробування вдосконаленої вибивної машини;
- впровадження результатів досліджень у виробництво.

У статті розглядаються:

1. Метод синтезу вибивної машини як складної динамічної системи з урахуванням пружних коливань металоконструкції на основі узагальненого параметричного опису і розрахунково-експериментальної технології моделювання динамічних процесів.
2. Комплекс параметричних моделей вибивної машини: математична модель динамічних процесів; геометричні моделі; моделі технологічних режимів навантаження; експериментальні моделі; скінченно-елементні моделі (СЕМ).
3. Результати числових і експериментальних досліджень динамічних процесів, визначення значущих чинників і параметричного аналізу машини на основі розробленого програмно-модельного комплексу.
4. Науково обґрунтовані рекомендації по вдосконаленню ВТМ.
5. Конструкція і раціональні параметри ВТМ у складі унікальної автоматизованої лінії крупного вагонного литва у ВАТ „Азовмаш”.

Наведений в статті аналіз конструкції існуючих вибивних машин і методів їх розрахунку дозволяє зробити висновок про складність застосування традиційних і сучасних методів розрахунку динамічних процесів через специфічні умови роботи, вимоги і критерії, яким повинна задовольняти ВТМ для чищення крупного литва у складі автоматизованої формувальної лінії. Забезпечення надійності, високої навантажувальної здатності, віброміцності, мінімальної металоємності є ключовим моментом при проектуванні вибивної машини. Необхідність забезпечення цих вимог, що пред'являються до конструкції ВТМ із заданим ресурсом, прямо пов'язана з постановкою задачі про визначення рівнів навантаженості елементів робочих органів на етапі проектування машин даного класу. У зв'язку з цим виникає актуальна і важлива

науково-практична задача розробки методів моделювання динамічних процесів в досліджуваній віброударній системі, характеристик вибивної машини і обґрунтування її оптимальних параметрів. У роботі намічені шляхи розв'язання цієї задачі та визначені етапи досліджень.

**Теоретичні основи синтезу конструктивних параметрів вибивної машини на основі розрахунково-експериментального моделювання динамічних процесів на прикладі ВТМ для очищення крупного вагонного литва.** Вибивна транспортуюча машина є замикаючою ланкою складі автоматизованої формувальної лінії і призначена для відділення виливків від формувальної суміші (вага грудки формувальної суміші з виливком в даному випадку 10т) і їх транспортування (рис. 1). Згідно з умовами роботи, вимогами, що пред'являються до ВТМ, у загальному вигляді задача оптимального проектування може бути представлена у вигляді:

$$I(p, h) \rightarrow \min; \quad L(p, u, t) = 0; \quad G(p, h) \geq 0, \quad (1)$$

де  $I$  – функціонал якості, який визначає основні вимоги до конструкції ВТМ с заданими параметрами  $p$  та характеристиками  $h$ ;  $L$  – оператор задачі аналізу руху (динаміки) елементів вибивної машини при змінних стану динамічної системи  $u$ , заданих параметрах  $p$  в будь-який момент часу  $t$ ;  $G$  – обмеження на параметри  $p$  (задаються) та характеристики  $h = h(u)$  (обчислюються).



Рис.1. Формувальна лінія та вагонні виливки

У зв'язку з неможливістю розв'язання задачі в повному обсязі існуючими на даний час методами аналізу і синтезу вибивних машин був запропонований новий метод: на рис. 2 показані етапи аналізу процесів і синтезу параметрів динамічної системи вибивної машини. Тут поєднуються етапи створення математичної моделі ВТМ (I, рис. 2), числового моделювання динамічної системи (II), експериментальних досліджень на спеціально створеному стенді (III), верифікації частини параметрів загального параметричного простору (IV), синтезу частини параметрів динамічної системи (V) і створення адекватної числової

моделі, що поєднує параметри, які верифікуються і оптимізуються.

Принциповою новизною і особливостями запропонованого підходу є поєднання всіх моделей, етапів і результатів досліджень з набором зворотних зв'язків, з можливістю вбудовування в процес проектування. Крім того, всі потоки інформації в ході проектування ВТМ за динамічними, міцнісними характеристиками, за критерієм мінімальної металемності, заданою навантажувальною здатністю, вібростійкості, надійності і довговічності в межах запропонованої технології прозорі, доступні і контрольовані.

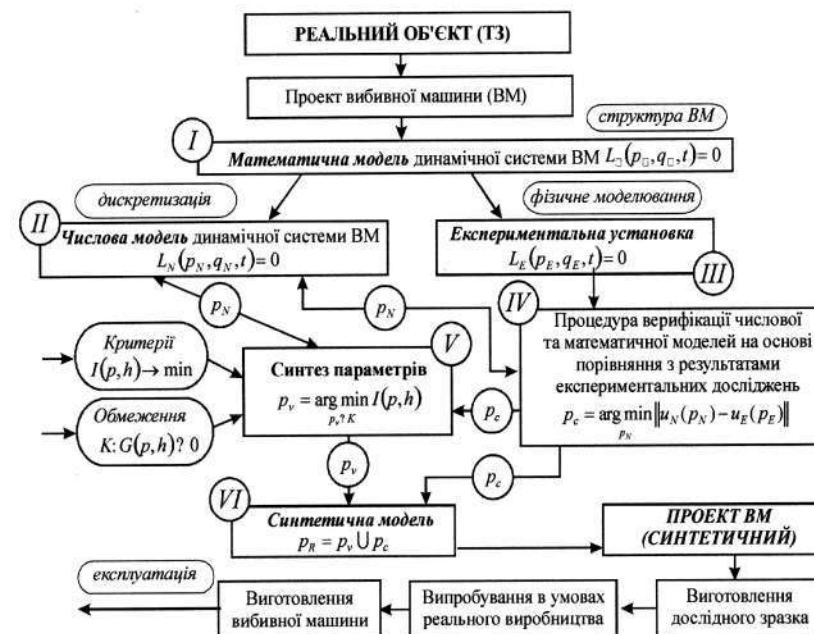


Рис. 2. Етапи розв'язання задач аналізу процесів і синтезу параметрів динамічної системи вибивної машини

Як основні критерії в ході проектування вибивної машини як складної динамічної системи можуть виступати:  $I_1$  – маса машини;  $I_2$  – довговічність;  $I_3$  – напруження в конструкції вибивної машини, а також інші критерії. При цьому можна формувати синтетичні критерії:

$$I = \sum_i \alpha_i I_i, \quad (2)$$

де  $\alpha_i$  – вагові коефіцієнти, що задаються.

Обмеженнями при виконанні проектних досліджень ВТМ можуть виступати: обмеження міцності  $G_1$ ;  $G_2$  – обмеження по амплітудах перемішень, швидкостей і прискорень елементів динамічної системи;  $G_3$  – обмеження влас-

них частот коливань вибивної машини як пружної конструкції і т.д.

Числова модель динамічної системи утворюється з використанням традиційної схеми побудови рівнянь Лагранжа 2-го роду, що описується набором узагальнених координат  $q_k$ :

$$d(\partial T / \partial \dot{q}_k) / dt - \partial T / \partial q_k = Q_k, k=1, \dots, N, \quad (3)$$

де  $T$  – повна кінетична енергія системи в узагальнених координатах  $q_k$  та узагальнених швидкостях  $\dot{q}_k$ ;  $Q_k - k$ -а узагальнена сила,  $N$  – кількість узагальнених координат (число ступенів вільності).

Як функціонал відповідності результатів числових і експериментальних досліджень  $E$  можуть бути використані різні норми різниць часових розподілів  $u_N(t), u_E(t)$ :

$$E(u_N, u_E) = |u_N - u_E|. \quad (4)$$

Передбачається, що експериментальні дослідження динамічних процесів для визначення  $u_E(t)$  здійснюються за допомогою динамічної тензометрії.

Для числового моделювання динамічних процесів у вибивній машині, тобто для розв'язання системи диференціальних рівнянь (3)

$$M(q, t)\ddot{q} = Q(q, \dot{q}, t), \quad (5)$$

де  $M$  – матриця мас системи;  $q$  – стовбець узагальнених координат (у даному випадку – 12 ступенів вільності, по 6 – вибивної машини та технологічного вантажу),  $Q$  – вектор узагальнених сил, застосовуються різні числові методи, наприклад, Рунге-Кутта. Для мінімізації функціоналів (2), (4) передбачається використовувати різні варіанти методу покоординатного спуску з проєкцією на обмеження  $G$ :

$$p_{v_i}^{(k+1)} = p_{v_i}^{(k)} - \delta(\partial I / \partial p_{v_i}); \quad p_{c_j}^{(m+1)} = p_{c_j}^{(m)} - \chi(\partial \mathcal{E} / \partial p_{c_j}), \quad (6)$$

де  $\delta: \{G(\delta) \geq 0; I(\delta) \rightarrow \min; I(\delta) < I(0)\}$ ,

$\chi: \{G(\chi) \geq 0; \mathcal{E}(\chi) \rightarrow \min; \mathcal{E}(\chi) < \mathcal{E}(0)\}$  –

параметри, що визначаються умовами спадання  $I, \mathcal{E}$ , прискорення швидкості збіжності і виконання обмежень.

Задавшись загальною технологією аналізу і синтезу параметрів динамічної системи ВТМ (див. рис. 2), а також визначивши моделі, методи і алгоритми для числового розв'язання поставленої задачі, можна переходити до програмної реалізації. Пропонується 2 шляхи розв'язання задач аналізу динамічних процесів: створення програмних модулів в середовищі пакету математичних обчислень Maple; моделювання процесу в середовищі САЕ-систем.

Структурна схема для організації процесу досліджень ВТМ (рис. 3) базується на реалізації запропонованої розрахунково-експериментальної технології, при цьому використаний ітераційний процес уточнення параметрів (зворотний

зв'язок IV-III, V-III). Для організації проведення досліджень за запропонованою схемою створений програмно-апаратний комплекс „ПАК-УВЛ” (рис.4). До основних достоїнств запропонованої схеми слід віднести наявність єдиного

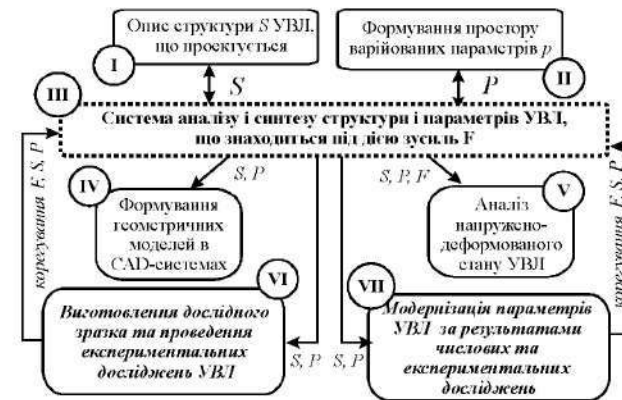


Рис.3. Дослідження динаміки та напружено-деформованого стану ВТМ

підходу, єдиного способу опису проєктованого об'єкту на базі узагальненого параметричного представлення, а також можливість організації зворотних зв'язків на всіх етапах комплексу робіт. Важливо, що в єдиному процесі пов'язали і експериментальні вимірювання, і числові розрахунки, і проєктно-конструкторські

роботи. Тому можна заключити, що розроблений метод представляє ефективний інструмент розв'язання поставленої задачі із залученням найсучасніших



Рис.4. Схема інформаційних потоків в створеному програмно-апаратному комплексі „ПАК – УВЛ”

номінальному експлуатаційному навантаженні (рис. 5). Вимірювання напружень виконувалися на найбільш навантажених вузлах вибивної машини – підратових

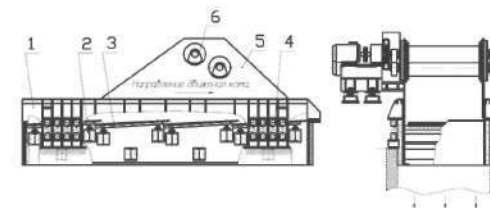


Рис.5. Загальний вигляд дослідно-промислової вибивної машини з дебалансовим приводом:

- 1 – корпус; 2 – підратові балки;
- 3 – грати колосникові; 4 – амортизатори; 5 – опори дебалансів;
- 6 – дебаланси

балках і стінках дебалансів.

Схема установки тензорезисторів показана на рис. 6. Характер динамічних напружень, отриманих в результаті випробувань, представлений на графіках (рис. 7). Найбільші величини напружень наведені в табл. 1.

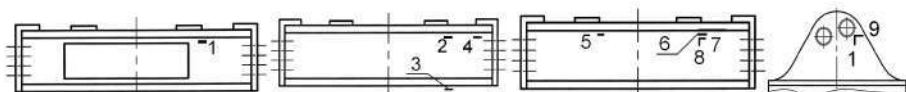


Рис.6. Схема установки тензорезисторів на підгратових балках і стінках дебалансів

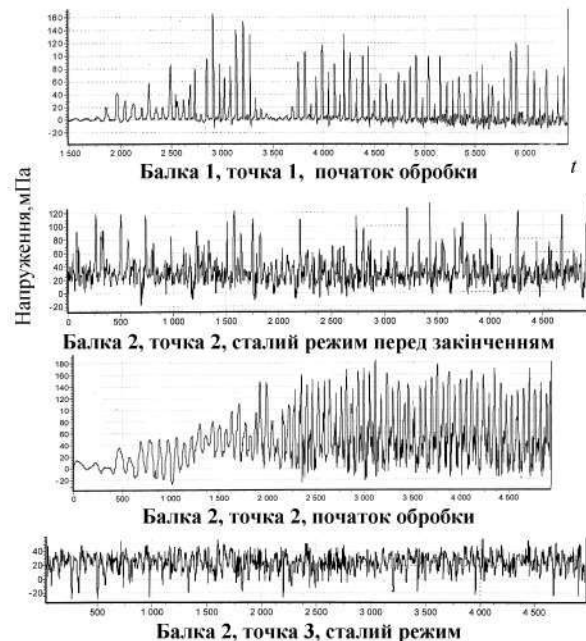


Рис.7. Характер динамічних напружень за результатами випробувань (2000 од.  $\approx$  1 с) МПа

Таблиця 1

**Максимальні динамічні напруження в елементах, МПа**

Досліджуваний елемент	№ тензорезистора	Напруження
Підгратова балка №1	1	172
Підгратова балка №2	2	157
Підгратова балка №3	5	106
Права стінка дебалансів	10	23,4
Ліва стінка дебалансів	11	15,2

За результатами випробувань можна зробити висновок: металоконструкція підгратових балок та опор дебалансів має недостатню міцність, тому що дійсні напруження в підгратовій балці перевищують межу витривалості, що призвело до появи тріщин по живому металу (рис. 8); недостатня міцність шік (стінок) опор дебалансів; сильні вібрації окремих елементів. Як впливає з аналізу результатів розрахунково-експериментальних досліджень, найбільш значущими чинниками і проблемними елементами конструкції є: динамічне і ударне навантаження від дебалансового приводу і робочого вантажу; втомна міцність підгратових балок і стінок опор валів; конструктивні параметри і виконання стінок опор дебалансів і перетинів підгратових балок.

При числовому дослідженні динамічних

характеристик дослідно-промислового зразка ВТМ виявлена велика ймовірність збігу частот збуджуючих навантажень з частотами власних коливань корпусу (рис. 9). Моделювання динамічного процесу показало збіг з характером динамічних напружень за результатами випробувань (рис. 10), що служить додатковим аргументом на користь точності числового моделювання динаміки (рис. 10, рис.7).

При оцінюванні параметрів ударної дії робочого вантажу і динамічної дії де-

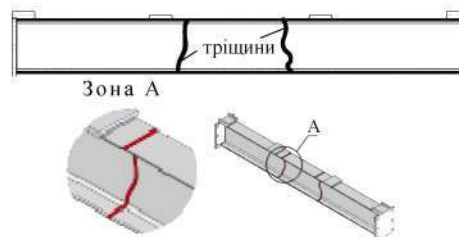


Рис.8. Місця руйнування підгратових балок

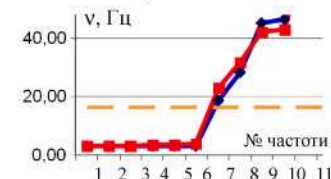


Рис.9. Динамічні характеристики дослідного зразка ВМ (маркери – власні частоти; штрихова лінія – рівень частоти збуджуючого навантаження)

балансового приводу можна відзначити високий ступінь відповідності отриманих числових результатів експериментальним даним (різниця – близько 10%), що дає підстави стверджувати про отримання задовільної розрахунково-експериментальної оцінки: близько 0,5 МН – амплітудне значення зусиль від дебалансових валів; 2,5 МН – від дії технологічного вантажу. Частота збудження від дії дебалансових валів – 16 Гц. З цією ж частотою діє імпульсне навантаження (тривалість імпульсу – близько 10 мс, рис. 7, рис.10).

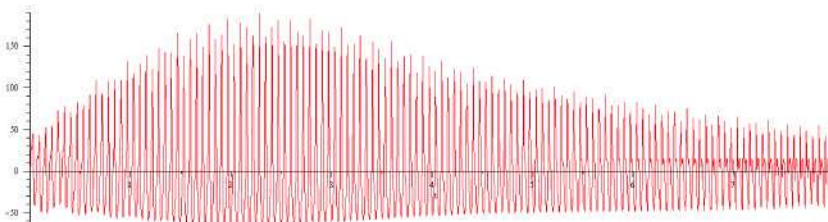


Рис.10. Структура розподілу прискорень по результатам моделювання динамічного процесу в середовищі Maple і в модулі CosmosMotion

За результатами досвіду використання запропонованого методу в умовах дослідження дослідного зразка вибивної машини можна зробити висновки. Метод забезпечує високу ефективність, оперативність, достовірність, точність і низьку вартість досліджень. Результатом застосування методу (або його часткової схеми) можуть бути отримані або узгоджені розподіли шуканих переміщень, прискорень вибивної машини, зусиль навантажень, напружень, або узгоджена розрахункова модель, готова для проведення подальших числових досліджень (в даному випадку отримані і використовуються обидва результати). Визначені на етапі розрахунково-експериментальних досліджень параметри

і значущі чинники є основою при побудові динамічної моделі ВТМ, що забезпечує високу точність і достовірність отримуваних результатів, оскільки при цьому фіксується дія всіх реальних чинників в їх сукупності. Клас конструкцій і явищ, на які може бути поширений запропонований метод досліджень, достатньо широкий, а сам метод достатньо гнучкий і легко модифікується. Таким чином, основним результатом розрахунково-експериментальних досліджень є адекватна і точна числова модель досліджуваної віброударної динамічної системи і проблемні чинники, які стримували розв'язання задачі традиційними методами.

**Числове моделювання динамічних процесів і характеристик вибвної машини.** Дослідження вибвних машин, що раніше проводилися, мають такий недолік, що не враховують повний спектр власних частот коливань ВТМ. В основному беруться до уваги тільки коливання вибвної машини як абсолютно твердого тіла на пружних опорах. В той же час для машин такої маси і габаритів виникає небезпека попадання частоти збурюючого навантаження в інтервал власних частот. У зв'язку з цим надалі слід розрізняти *трансляційні* форми коливань ВТМ (переважно як жорсткого тіла) і *деформаційні* (в основному за рахунок деформації її корпусу). Власні частоти відповідно позначаються  $p_T$  і  $p_D$ . Враховуючи, що рух ВТМ як твердого тіла відповідають 6 ступенів вільності, запишемо вимогу до спектру власних частот  $\omega = 2\pi\nu$ :

$$K_p^T \cdot p_6 \leq \omega \leq p_7 / K_p^D, \quad (7) \quad \text{або} \quad K_p^T \cdot p_T^6 \leq \omega \leq p_D^1 / K_p^D, \quad (8)$$

де  $K_p^T$  – коефіцієнт перевищення,  $K_p^T = 3 \div 4$ ;  $K_p^D$  – коефіцієнт запасу по нижній власній деформаційній частоті. Коректна постановка вимагає для визначення спектру  $p = \{p_T, p_D\}$  розглядати всю систему „металоконструкція – опори ВТМ” у взаємозв'язку методом скінчених елементів. Оскільки в цьому випадку сполучаються система із скінченим числом ступенів вільності і система з нескінченим числом ступенів вільності, то доцільно залучити для визначення власних частот всієї системи метод скінчених елементів (МСЕ). При цьому власні частоти  $p$  визначаються з рівняння:

$$(K - M p^2)u = 0, \quad (9)$$

де  $K, M$  – матриці жорсткості і мас системи;  $u$  – вектор вузлових переміщень.

Розв'язання задачі про власні значення (9) дає спектр власних частот  $p_s$ ,  $S = 1, \dots, N$ , де  $N$  – кількість ступенів вільності скінченно-елементної моделі системи „металоконструкція ВТМ – опори”, а також множину відповідних форм коливань  $u_s$ . Для виділення зі всього спектру  $p_s$  трансляційних  $p_i^T$  і деформаційних  $p_i^D$  частот коливань потрібен аналіз форм коливань. Проте зазвичай нижчі частоти вибвної машини  $p_1-p_6$  відповідають трансляційним формам коливань, а частоти  $p_7, p_8, \dots$  – деформаційним формам. Тоді умову (8) можна переписати у вигляді:

$$K_p^T \cdot p_6 \leq \omega \leq p_7 / K_p^D, \quad (10) \quad \text{або} \quad K_p^T \cdot p_T^6 \leq \omega \leq p_D^1 / K_p^D, \quad (11)$$

Позначаючи через  $\zeta$  відносну частоту:

$$\zeta_s = p_s / \omega, \quad (12)$$

співвідношення (7) і (8) можна представити у вигляді:

$$K_p^T \cdot \zeta_6 \leq 1 \leq \zeta_7 / K_p^D, \quad (13) \quad K_p^T \cdot \zeta_T^1 \leq 1 \leq \zeta_D^1 / K_p^D, \quad (14)$$

Умови (10), (11), (13), (14) при заданих  $K_p^T, K_p^D$  є задачею відстроювання спектру власних частот коливань машини від частоти збурюючого навантаження (рис. 11).

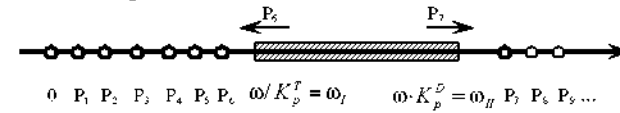


Рис. 11. До задачі відстроювання спектра власних частот ВТМ від частот збурюючої сили

Формально задачу можна поставити у вигляді недопущення частот  $p_6, p_7$  всередину інтервалу  $[\omega_I, \omega_{II}]$  (див. рис. 11) або про видалення частот  $p_6, p_7$  з даного інтервалу.

Як варійовані чинники для досліджуваної вибвної машини були визначені:  $P_I$  – конструктивне виконання опор балансірів;  $P_{II}$  – товщина шік балансірів;  $P_{III}$  – параметри поперечного перетину підгратових балок ВТМ. Вони і були прийняті як варійовані узагальнені параметри, в просторі яких і проводиться розв'язання задач (10)–(13). Оскільки (окрім товщини стінок) ці параметри важко відобразити в числовому вигляді, то як числовий параметр – „посередник” цих параметрів можна прийняти масу металоконструкції:  $m = m(P_I, P_{II}, P_{III})$ . В цьому випадку можна отримати зрізи залежностей власних частот коливань від маси для тих чи інших варійованих параметрів  $P_I, P_{II}$  і  $P_{III}$ . При цьому варіювання цих параметрів проводиться так, щоб залежність  $m(P_i)$  носила монотонний характер (будь-то при зміні товщини шік, розмірів перетину або номерів конструктивних рішень опор з розміщенням ребер жорсткості).

Розглянемо спектр власних частот ВТМ при зміні конструктивного виконання (обребріння) опор дебалансів і зміні товщини шік дебалансів. Всього розглянуто 6 варіантів обребріння (рис. 12) та 5 варіантів товщини шік від 10мм до 30мм для №3 обребріння. На рис. 13 наведені графіки залежності частот коливань від маси вибвної машини. На рис. 14 наведені графіки залежності частот коливань від маси ВТМ при зміні товщини шік. Видно, що вибір варіанту обребріння і товщини шік істотно позначається на спектрі власних частот її коливань. Це дозволяє розглядати ці два узагальнені параметри в числі значущих варійованих параметрів, управління якими дає можливість розв'язувати задачу частот-

ного відстроювання, а, отже, і зміни НДС ВТМ.

Розглянемо вплив перетину підгратових балок на спектр власних коливань ВТМ. Для визначення впливу третього узагальненого параметра  $P_{III}$  на спектр власних частот коливань вибивної машини були розглянуті 4 варіанти двотаврових перетинів і балки коробчастого перетину (рис. 15). На рис. 16 представлені залежності власних частот від маси ВТМ. При варіюванні поперечних перетинів підгратових балок власна частота  $p_D^1$  слабо змінюється. Отже, цей параметр важливий у випадку, якщо необхідно зміцнити конструкцію ВТМ, неістотно змінюючи її власні частоти. Підсумовуючи проведені дослідження про вплив 3-х узагальнених параметрів на спектри власних частот конструкцій ВТМ, можна зробити висновок, що цілеспрямованою зміною перших двох параметрів можна досягти частотного відстроювання ВТМ від резонансних режимів роботи, а зміною третього можна досягти зміцнення всієї конструкції в цілому і підгратових балок – зокрема. Аналіз представлених результатів дозволяє виділити рекомендований варіант, що відповідає товщині шків  $P_{II}=30$  мм і варіанту обрєбріння  $P_{III} = №3$ , а також вибору коробчастого перетину підгратової балки.

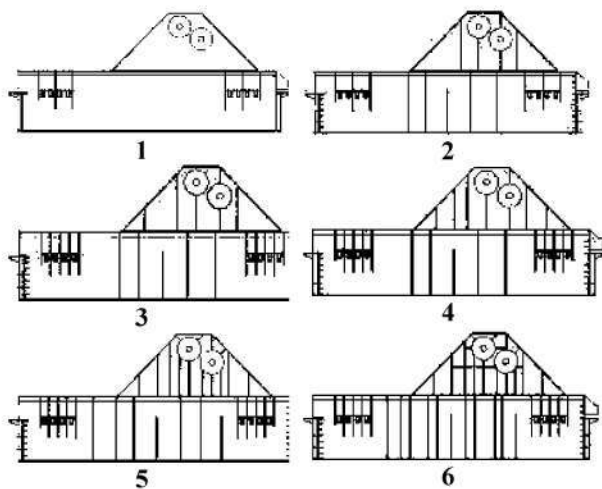


Рис. 12. Варіанти обрєбріння вибивної машини

Рис. 13: Two line graphs showing the dependence of natural frequencies on the mass of the VTM. The left graph shows the translational frequency (transляційні) and the right graph shows the deformation frequency (перші деформаційні). Both graphs plot frequency in Hz (Гц) on the y-axis against mass in kg (кг) on the x-axis. The translational frequency decreases as mass increases, while the deformation frequency increases.

Рис. 13. Залежність частот коливань (Гц) від маси (кг)

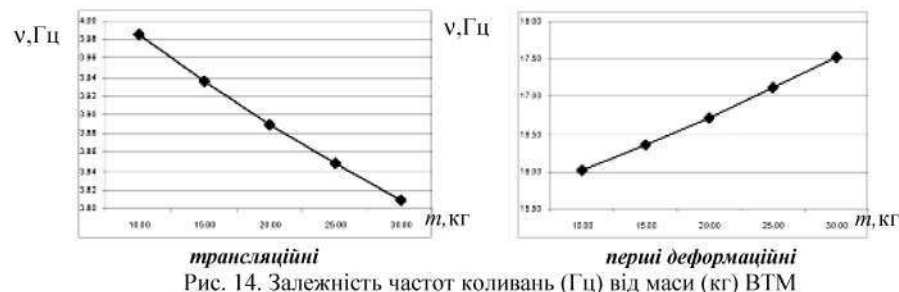


Рис. 14. Залежність частот коливань (Гц) від маси (кг) ВТМ

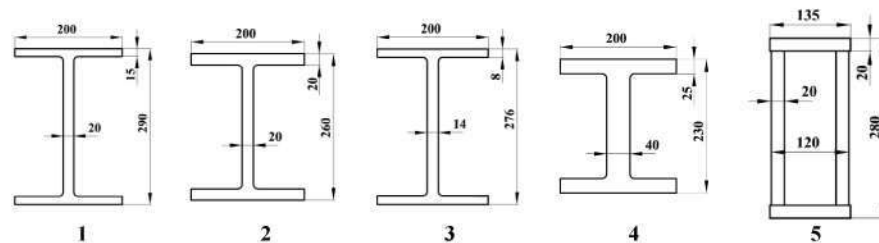


Рис. 15. Варіанти поперечних перетинів балок



Рис. 16. Залежність частот коливань (Гц) від маси ВТМ (кг)

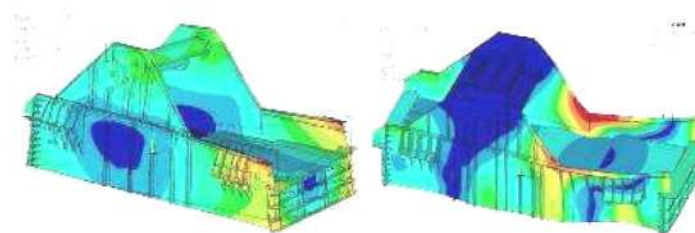


Рис. 17. Перша та п'ята форма власних коливань, зумовлені деформацією корпусу вибивних транспортуючих машин

При числовій перевірці рекомендацій по вибору раціональних параметрів ВТМ (досліджено ще 12 варіантів) необхідно відзначити: ідентичність розподілу швидкостей і прискорень ВТМ початкового і кінцевого варіантів; в той же час її міцність стала кращою (рис. 17, 18); при дослідженні власних форм коливань

ВТМ видно, що частоти навантаження знаходяться в інтервалі між максимальними трансляційними і мінімальними деформаційними частотами (рис.18, 19), тобто ВТМ працює в зарезонансному режимі за трансляційними частотами, та у дорезонансному – за деформаційними.

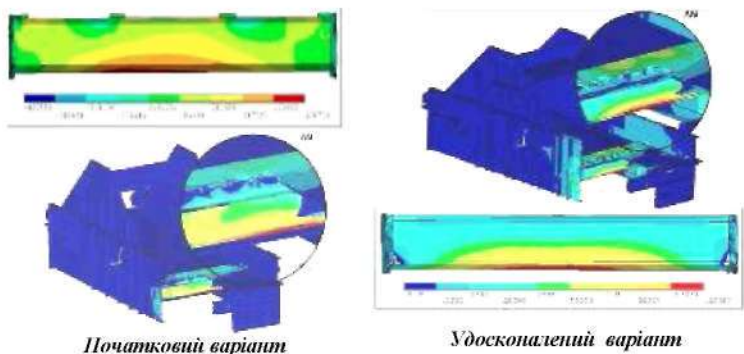


Рис. 18. Розподіл еквівалентних напружень за Мізесом у корпусі ВТМ та у підпратковій балці

Експериментальне дослідження нової модернізованої вибивної машини, створеної на основі розроблених рекомендацій. Методом електротензометрії виконані дослідження динамічного процесу і напружень у відповідальних елементах конструкції. Виміри динамічних напружень виконувалися на підпраткових балках коробчастого перетину і стінках опор дебалансових валів.

Рівень напружень, наведених в табл. 2, свідчить про достатню міцність досліджуваних елементів вдосконаленої конструкції ВТМ. Таким чином, була спроектована працездатна, надійна, з прийнятною металоемністю конструкція ВТМ, що відповідає всім технічним вимогам і впроваджена у діюче виробництво (рис. 20).

Технічні дані: вантажопідйомність – 100 кН (10 Тс); розміри робочого полотна: довжина – 5800 мм, ширина – 2000 мм; найбільша продуктивність – 5 ф/ч; максимальна амплітуда коливань полотна: вертикальна – 4.8 мм, горизонтальна – 2.8 мм; максимальна швидкість транспортування – 1.8 м/хв; електродвигун: потужність, кВт/оберти – 44 (2x22)/960 об/хв; габаритні розміри: довжина – 6300 мм, ширина – 4300 мм, висота – 2750 мм; маса

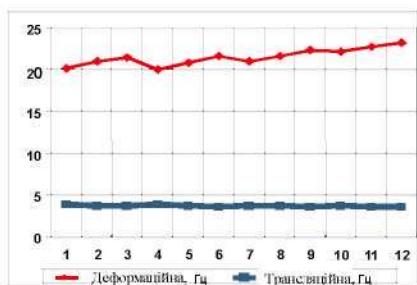


Рис. 19. Спектр власних частот ВТМ для 12-ти наборів параметрів

Таблиця 2

Напруження $\sigma$ , МПа	Підпратова балка				
	1	4	7	10	12
max розтяг.	48	44	75,5	50	15
max стиск.	-27	-79	-40	-52	-87



Рис.20. Вибивна машина з раціональними параметрами

усування простоїв. Цим підтверджується адекватність розроблених математичних моделей, точність отриманих результатів та достовірність рекомендацій.

### Висновки

1. У роботі запропонований новий метод обґрунтування параметрів великотонажних ВТМ для очищення крупних виливків на основі параметричного опису машини як віброударної системи і розрахунково-експериментального моделювання робочого процесу, а також проведено з його застосуванням проєктування і вдосконалення ВТМ у складі автоматизованої лінії для виробництва елементів вагонних візків за критеріями навантажувальної здатності, віброміцності, надійності, якості роботи, довговічності і металоемності, що в сукупності є новим розв'язанням актуального і важливого для виробництва і машинознавства науково-технічного завдання.

2. Дістав подальший розвиток метод розрахунку високотонажних вибивних транспортуючих машин, що, на відміну від традиційних, враховує вплив пружно-інерційних характеристик металоконструкції та власних частот коливань машини на робочий процес і на віброміцність машини, а також здійснений процес частотного відстроювання нижньої власної деформаційної частоти від частоти навантаження на 40÷50% за рахунок раціонального вибору товщини опор дебалансових валів і посилення бічних стінок машини.

3. Розроблена нова методика досліджень, у якій на основі узагальненого параметричного опису складних механічних систем, методів теорії механізмів і машин і методу скінченних елементів побудований єдиний взаємозв'язаний комплекс математичних, числових і експериментальних моделей, що взаємодоповнюються і взаємоперетинаються, чим досягається наскрізна параметризація всіх етапів досліджень.

4. Відмітною особливістю постановки задачі оптимального синтезу структури і параметрів ВТМ, яка запропонована в роботі, є паралельне розв'язання задач визначення параметрів створюваних динамічних моделей машини, і власне оптимізація структури та параметрів вже на основі моделей, верифікованих на стадії розрахунково-експериментальних досліджень.

5. У статті викладений новий варіант розрахунково-експериментального визначення параметрів динамічних моделей машини, де на першій стадії спеціально виготовляється дослідний зразок машини, який випробовується в реальних



умовах експлуатації, визначаються значущі чинники процесу, проблемні частини конструкції, а створювані її динамічні моделі використовують отриману інформацію як базу для верифікації параметрів числових моделей, зокрема, законів розподілу і величин діючих навантажень. При цьому забезпечується точність визначення навантажень на рівні 10%.

6. На основі створеного в роботі програмно-модельного комплексу здійснено багатоваріантне моделювання динамічних процесів, дослідження частотних характеристик і напружено-деформованого стану вибивної транспортувальної машини, внаслідок чого розроблені конкретні рекомендації по вдосконаленню конструкції.

7. Шляхом обґрунтованого в роботі раціонального вибору товщини стінок опор приводних валів (збільшення до 30 мм проти 16 мм в первинному варіанті), установкою додаткового обрешітіння бічних стінок вибивної машини і заміною двотаврового поперечного перетину опорних балок на коробчастий профіль (товщиною стінок 20 мм і габаритами 310x135 мм) усунені вібраційні перевантаження всієї машини, ліквідовані причини втомного руйнування опор приводних валів і підгратових балок, а також нормалізовано режим роботи пружинних опор, чим забезпечена необхідна довговічність.

8. Вибивна транспортувальна машина з рекомендованими параметрами забезпечує вимогам умов експлуатації: *навантажувальну здатність* – 100 кН; *надійність і довговічність* (безремонтний постійний цикл роботи – 350 млн. циклів); *якість вибивки виливків* (амплітуда вибивки – на рівні до 5,0 мм, частота – 16 Гц); *номірну металоемність* (маса 21060 кг, забезпечує відношення маси технологічного вантажу до маси ВМ на рівні 0,45, що вписується в рекомендований інтервал 0,3÷0,5); *достатню міцність і довговічність* (максимальні напруження знаходяться на рівні 130 МПа, що на 30% нижче допустимих при багаточисловому навантаженні для сталі 09Г2С, і забезпечують відсутність тріщиноутворення протягом 350 млн. циклів і більше); *стабільність роботи* (характеризується відношенням частоти вибивки до власних трансляційних частот для вдосконаленої машини на рівні 3,9÷4,5, який входить в рекомендований діапазон для вибивних транспортувальних машин – 2,0÷5,0).

9. Вдосконалена на основі проведених досліджень ВТМ пройшла комплекс експериментальних досліджень, в ході яких підтверджені точність та достовірність числового моделювання основних характеристик динамічного процесу, міцнісні і високі функціональні характеристики ВТМ.

Розроблені за результатами досліджень рекомендації дали можливість виготовити і впровадити у виробництво ВТМ, що задовольняє всім вимогам для роботи у складі автоматизованої лінії крупного вагонного литва в ЗАТ „Азов-ЕлектроСталь” та забезпечує надійну і безперебійну експлуатацію всієї лінії.

Запропонований в роботі метод досліджень може бути поширений на широкий клас конструкцій ВТМ для оснащення ліній автоматизованого литва великогабаритних виливків як основа при створенні динамічних моделей, розрахунку їхніх параметрів і оптимізації конструкцій.

При підготовці матеріалів статті числові дослідження виконувалися із

залученням програмного комплексу ANSYS, ліценцію на який НТУ „ХПІ” отримав у 2010 р. за сприяння фірми EMT U (м. Київ).

**Список літератури:** 1. Барчан Е.Н. Особенности работы вибивного оборудования в составе автоматизированной формовочной линии крупного литья // Вестник НТУ „ХПИ”. Тем. вып.: „Машиноведение и САПР”. – 2005. – №53. – С.19-23. 2. Артемов П.В., Барчан Е.Н., Глинни Г.П., Пеклич М.М., Роменский В.И., Ткачук Н.А. К вопросу об интеграции систем автоматизированного проектирования, технологической подготовки производства и управления предприятием // Вестник НТУ „ХПИ”. Тем. вып.: „Машиноведение и САПР”. – 2005. – № 60. – С.9-29. 3. Барчан Е.Н., Ченурной А.Д., Ткачук Н.А. Розробка конструкції та вдосконалення параметрів решітки вибивальної транспортувальної у складі автоматизованої формувальної лінії крупного вагонного литва // Міжвід. наук.-техн. зб. „Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні”. – Львов. – 2006. – № 40. – С.11-20. 4. Барчан Е.Н., Полищук Т.Р., Грабовский А.В. Расчетно-экспериментальное уточнение параметров численных моделей элементов „выбивная машина – технологическая нагрузка” // Вестник НТУ „ХПИ”. Тем. вып.: „Транспортное машиностроение”. – 2007. – № 33. – С.176-183. 5. Барчан Е.Н., Грабовский А.В. Верификация численных моделей при исследовании вибивной машины с помощью современных САПР // Вестник НТУ „ХПИ”. Тем. вып.: „Машиноведение и САПР”. – 2008. – № 2. – С.8-13.

Поступила в редколлегию 02.02.10

УДК 62-23+519.863

**О.В. БОНДАРЕНКО**, аспирант каф. ТММіСАПР, **О.В. УСТИНЕНКО**, канд. техн. наук, доцент каф. ТММіСАПР, НТУ „ХПІ”, м. Харків

### **ОПТИМИЗАЦИЯ ТРИВАЛЬНЫХ КОРОБОК ПЕРЕДАЧ ЗА МАСОГАБАРИТНЫМИ ХАРАКТЕРИСТИКАМИ: КРИТЕРИИ ТА ЦЕЛЬОВИ ФУНКЦИИ**

Розглянуто завдання оптимізації коробок передач. Приведена постановка завдання і вказані змінні проектування при оптимізації. Записані цільові функції.

The problem of gearbox optimization is considered. Problem performance and variable gearings for optimization are described. The objective functions are written.

**Актуальність задачі.** Сучасне транспортне машинобудування висуває все більш жорсткі вимоги за масогабаритними характеристиками до приводів машин і, отже, до такого їх елементу, як коробки передач (КП). Тому максимально можливе зниження маси та габаритів останніх є актуальною задачею. Одним з перспективних шляхів в цьому напрямку є рішення задачі оптимізації [1] за критерієм мінімізації маси та (або) габаритів.

**Постановка задачі.** Найбільше розповсюдження у трансмісіях транспортних засобів (наприклад, автомобілів) отримали КП, виконані за тривальною схемою [2]. Деякі питання щодо задачі оптимізації таких коробок передач, а також багатоступеневих зубчастих приводів загального призначення розглянуті у статтях [3, 4] та книгах [5, 6]. Оптимізація 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.

**Шляхи рішення задачі.** Розглянемо побудову цільових функцій для трьох вищезгаданих варіантів оптимізації. Змінними проектування будуть модулі, числа зубців шестерень та коліс, кути нахилу зубців у зачепленнях [3].

1. Цільова функція у випадку, коли критерієм оптимальності є мінімальна міжосьова відстань. Сформулюємо критерій оптимальності для цього випадку (схема КП зображена на рис. 1). Міжосьові відстані зубчастих зачеплень  $a_{wq}$  при вказаних вище змінних проектування будуть дорівнювати [5] (розглядається випадок, коли коефіцієнти зміщення шестерні та колеса  $x_1 = x_2 = 0$ ):

$$a_{wq} = \frac{0.5m_q(z_{q,1} + z_{q,2})}{\cos\beta_q} \quad (1)$$

де  $\beta_q$  – кути нахилу зубців у  $q$ -х зачепленнях.

Тепер запишемо цільову функцію як суму цих міжосьових відстаней:

$$F_a = \sum_{q=1}^n a_{wq} = \sum_{q=1}^n \frac{0.5m_q(z_{q,1} + z_{q,2})}{\cos\beta_q}; F_a \rightarrow \min. \quad (2)$$

Такий вигляд цільової функції дає змогу зменшити суму міжосьових відстаней усіх зачеплень КП, а при наявності деяких обмежень (наприклад, обов'язкова умова рівності міжосьових відстаней зубчастих зачеплень КП між собою, тобто  $a_{w1} = a_{w2} = \dots = a_{wn}$ ) зберегти конструктивне розташування зубчастих зачеплень у КП. Більш докладніше цей варіант оптимізації зі всіма обмеженнями описано у [3].

2. Цільова функція у випадку, коли критерієм оптимальності є мінімальна довжина коробки передач. Розглянемо схему розташування зубчастих коліс та синхронізаторів на ведучому та веденому валах у КП (рис. 2). Цільову функцію для цього критерію визначимо як суму ширин зубчастих коліс та додаткової величини  $L_d$ , що враховує розміри синхронізаторів, різноманітних

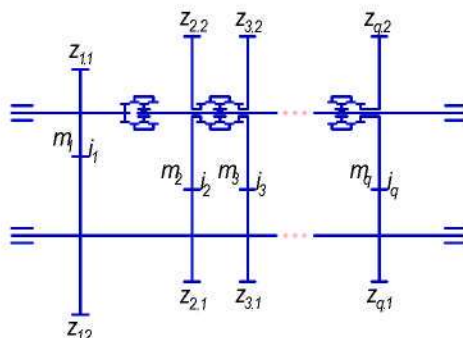


Рис. 1. Схема тривальної КП:  
 $i_q$  – передаточні числа зубчастих пар,  $q$  – номер зубчастих зачеплень у коробці передач ( $q=1..n$ , де  $n$  – кількість зачеплень,  $n=j+1$ ,  $j$  – кількість непрямих передач),  $i_1$  – передаточне число зубчастої пари постійного зачеплення;  $m_q$  – відповідні модулі зубчастих пар;  $z_{pk}$  – відповідні числа зубців,  $k$  – номер колеса у зачепленні ( $k=1$  – ведуче колесо,  $k=2$  – ведене)

зачепл. опор, картеру тощо:

$$F_L = \sum_{q=1}^n \Psi_{baq} a_{wq} + L_d \quad (3)$$

де  $\Psi_{baq}$  – коефіцієнти ширини зубчастих вінців.

Представимо величину  $L_d$  як суму окремих значень:

$$L_d = \sum_{p=1}^u L_{cnp} + \sum_{w=1}^h L_{zazw} + \sum_{r=1}^g L_{mipr} + \sum_{t=1}^f L_{kt} \quad (4)$$

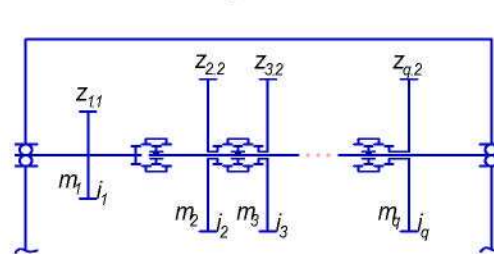


Рис. 2. Схема КП

де  $\sum_{p=1}^u L_{cnp}$  – сумарна ширина

усіх синхронізаторів КП (беруться ширини синхронізаторів базової КП, тому що обертаючий момент та частота обертання веденого валу залишаються такі ж самі),  $u$  – кількість синхронізаторів у КП;

$\sum_{w=1}^h L_{zazw}$  – сумарна ширина

зачеплень між зубчастими колесами та зачеплень між картером та зубчастими колесами (відповідно до базової КП),  $h$  – кількість зачеплень;  $\sum_{r=1}^g L_{mipr}$  – сумарна ширина підшипників ведучого та веденого валів (відповідно до базової КП),  $g$  – кількість підшипників ведучого та веденого валів;  $\sum_{t=1}^f L_{kt}$  – сумарна ширина кришок опор ведучого та веденого валів (відповідно до базової КП),  $f$  – кількість кришок опор.

Таким чином, цільову функцію з урахуванням  $L_d$  можемо записати у вигляді:

$$F_L = \sum_{q=1}^n \Psi_{baq} a_{wq} + \sum_{p=1}^u L_{cnp} + \sum_{w=1}^h L_{zazw} + \sum_{r=1}^g L_{mipr} + \sum_{t=1}^f L_{kt}; F_L \rightarrow \min. \quad (5)$$

Цільову функцію (5) доцільно застосовувати при проектуванні КП з обмеженою довжиною, наприклад, для деяких автобусів.

3. Цільова функція у випадку, коли критерієм оптимальності є мінімальна маса коробки передач. Побудова цільової функції, коли критерієм оптимальності є мінімальна маса, є досить складною задачею, бо на даному етапі неможливо точно врахувати маси усіх деталей, що входять до КП. Сумарна маса КП складається з мас зубчастих коліс, валів, підшипників, синхронізаторів, картеру. Масами інших деталей будемо нехтувати. Взнявши до уваги ці умови, запишемо цільову функцію у вигляді:

$$F_M = \sum M_{\text{кол}} + \sum_{c=1}^3 M_{\text{вал}_c} + \sum_{p=1}^u M_{\text{син}_p} + \sum_{o=1}^v M_{\text{підш}_o} + M_{\text{кар}}; F_M \rightarrow \min, \quad (6)$$

де  $\sum M_{\text{кол}}$  – сумарна маса усіх зубчастих коліс у КП;  $\sum_{c=1}^3 M_{\text{вал}_c}$  – сумарна

маса усіх валів у КП;  $\sum_{p=1}^u M_{\text{син}_p}$  – сумарна маса усіх синхронізаторів у КП

(береться відповідно до прототипної КП);  $\sum_{o=1}^v M_{\text{підш}_o}$  – сумарна маса усіх підшипників у КП;  $v$  – кількість підшипників у КП;  $M_{\text{кар}}$  – маса картеру КП.

Визначимо сумарну масу усіх зубчастих коліс КП з урахуванням допущення, що вони розглядаються у вигляді цільних дисків:

$$\sum M_{\text{кол}} = \sum_{q=1}^n \frac{\pi n_q^2 (z_{q,1}^2 + z_{q,2}^2) \psi_{baq} a_{wq} \rho_{зк}}{4 \cos^2 \beta_q}, \quad (7)$$

де  $\rho_{зк}$  – щільність матеріалу зубчастих коліс.

Сумарна маса валів для тривальної КП:

$$\sum M_{\text{вал}} = M_{\text{вх.вал}} + M_{\text{вих.вал}} + M_{\text{пр.вал}}, \quad (8)$$

де  $M_{\text{вх.вал}}$ ,  $M_{\text{вих.вал}}$ ,  $M_{\text{пр.вал}}$  – відповідно маси вхідного, вихідного та проміжного валу.

Маси вхідного та вихідного валів знайдемо за їх довжиною та діаметром. Довжини валів беруться відповідно до прототипної КП чи задаються конструктором. Діаметри вхідного та вихідного валів визначаються з умов міцності на кручення, а проміжного валу – з умов згинної жорсткості, тому що практично в усіх конструктивних рішеннях тривальних КП він має відносно велику довжину [2]. Обчислимо діаметри вхідного та вихідного валів  $d_{\text{вх.вал}}$ ,  $d_{\text{вих.вал}}$  приблизно, з умови міцності при крученні за зниженими допустимими напруженнями. Згідно з [6]:

$$d_{\text{вх.вал}} = \sqrt[3]{\frac{1000T_{\text{вх}}}{0,2[\tau_k]}}; \quad d_{\text{вих.вал}} = \sqrt[3]{\frac{1000T_{\text{вих.макс}}}{0,2[\tau_k]}}. \quad (9)$$

де  $T_{\text{вх}}$  – обертовий момент на вхідному валу;  $T_{\text{вих.макс}}$  – максимальний обертовий момент на вихідному валу (звичайно – це обертовий момент на 1 передачі);  $[\tau_k]$  – допустимі напруження при крученні.

Запишемо маси вхідного валу та вихідного валу:

$$M_{\text{вх.вал}} = 0,25\pi l_{\text{вх.вал}}^2 l_{\text{вх.вал}} \rho_{\text{вал}}; \quad M_{\text{вих.вал}} = 0,25\pi l_{\text{вих.вал}}^2 l_{\text{вих.вал}} \rho_{\text{вал}}. \quad (10)$$

де  $l_{\text{вх.вал}}$  та  $l_{\text{вих.вал}}$  – відповідно довжини вхідного та вихідного валів;  $\rho_{\text{вал}}$  – щільність матеріалу валів.

Для розрахунку діаметра проміжного валу  $d_{\text{пр.вал}}$  необхідно розглянути схему навантажень (рис. 3), потрібну для знаходження максимального сумарного прогину від сил та моментів, що виникають у зубчастих зачепленнях КП на  $q$ -х передачах [5, 6].

Тоді маса проміжного валу буде дорівнювати:

$$M_{\text{пр.вал}} = 0,25\pi d_{\text{пр.вал}}^2 (l_1 + l_2 + \dots + l_{q-1}) \rho_{\text{вал}}. \quad (11)$$

Масу картеру коробки передач будемо вираховувати орієнтовно як масу оболонки паралелепіпеда, з відповідною товщиною стінок на кожній з граней. Запишемо масу картеру у вигляді:

$$\sum M_{\text{кар}} = (L_{\text{кар}} H_{\text{кар}} 2e_1 + S_{\text{кар}} H_{\text{кар}} 2e_2 + L_{\text{кар}} S_{\text{кар}} e_3 + L_{\text{кар}} S_{\text{кар}} e_4) \rho_{\text{кар}}. \quad (12)$$

де  $\rho_{\text{кар}}$  – щільність матеріалу картеру.

Товщини стінок ( $e_1 \dots e_4$ ) потрібно брати з прототипної коробки передач у відповідності зі схемою, яка представлена на рис. 4.

Довжину паралелепіпеда (картеру коробки передач)  $L_{\text{кар}}$  умовно приймемо рівною  $L_{\text{кар}} = l_{\text{л}}$ . Висоту

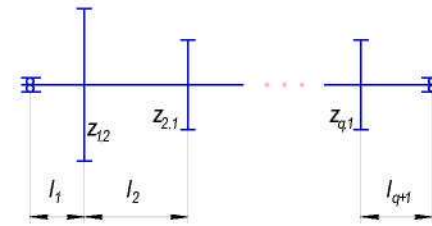


Рис. 3. Схема проміжного валу КП

картера  $H_{\text{кар}}$  знайдемо як:

$$H_{\text{кар}} = \frac{F_a}{n} + 0,5(\max(d_{a_{q,1}}) + \max(d_{a_{q,2}})) + h_{\text{дод}}, \quad (13)$$

де  $d_{a_{q,1}}$ ,  $d_{a_{q,2}}$  – діаметри виступів зубців ведучих та ведених коліс; величина  $h_{\text{дод}}$  враховує зазор між колесом та дном картеру, а також простір, необхідний

для розміщення механізму перемикання передач.

Ширину картеру  $S_{\text{кар}}$  знайдемо за формулою:

$$S_{\text{кар}} = \max(d_{a_{q,k}}) + s_{\text{дод}}, \quad (14)$$

де величина  $s_{\text{дод}}$  враховує зазор між колесом та стінками картеру.

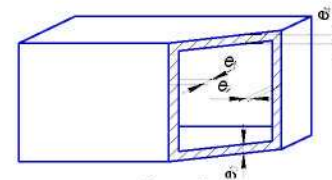


Рис. 4

### Висновки.

1. Оптимізація коробок передач дозволяє поліпшити їх масові та габаритні характеристики.

2. Надані цільові функції досить коректно моделюють коробки передач, тому що враховують геометричні, міцнісні та масогабаритні властивості основних деталей. Це дозволяє у подальшому (при коректному формуванні обмежень на змінні проектування) якісно розв'язати задачу оптимізації.

**Список літератури:** 1. Реклейтис Г. Оптимизация в технике: Пер. с англ./ Г. Реклейтис, А. Рейвиндрав, К. Рэгсдел – М.: Мир, 1986. – Т.1. – 349с. 2. Дымищ И.И. Коробки передач / И.И. Дымищ – М.: Машгиз, 1960. – 360с. 3. Бондаренко А.В. Оптимизация трехвальных коробок передач по критерию минимального межосевого расстояния / А. Бондаренко, А. Устиненко // Вісник НТУ „ХПІ”: Тем. вип. „Проблеми механічного приводу”. – Харків: НТУ „ХПІ”, 2008. – №28. – С.110–115. 4. Бондаренко О.В. Критерій та шляхи оптимізації тривальних коробок передач / О. Бондаренко, О. Устиненко // Вісник НТУ „ХПІ”: Тем. вип. „Машинознавство та САПР”. – Харків: НТУ „ХПІ”, 2009. – №19. – С.14–18. 5. Расчет и проектирование зубчатых редукторов: Справочник / В.Н. Кудрявцев, П.С. Кузьмин, А.Л. Филиппов. Под общ. ред. В.Н. Кудрявцева. – СПб.: Политехника, 1993. – 448с. 6. Иосилевич Г.Б. Детали машин / Г.Б. Иосилевич – М.: Машиностроение, 1988. – 368с.

Поступила в редакцию 02.02.10

УДК 621.822.6(088.8)

**В.С. ГАПОНОВ**, д.т.н., проф., зав. каф. „Детали машин и прикладная механика”, **А.В. ГАЙДАМАКА**, к.т.н., проф., проф. каф. „Детали машин и прикладная механика”, **Е.Ю. ГЛАДЫЩЕВА**, асп. каф. „Детали машин и прикладная механика”, НТУ „ХПИ”

### АНАЛИТИЧЕСКИЙ ОБЗОР ЛИТЕРАТУРЫ ПО ВОПРОСАМ КОНСТРУКТИВНОГО ОБЕСПЕЧЕНИЯ ДИНАМИЧЕСКОЙ УСТОЙЧИВОСТИ ВЫСОКОСКОРОСТНЫХ РОТОРНЫХ СИСТЕМ

У статті проведений аналіз конструкцій і функціональних можливостей пружних опор підшипників кочення високошвидкісних роторних систем. Запропонована спрощена класифікація відомих пружних опор. Вибраний напрям підвищення точності роботи систем за умови забезпечення необхідного ресурсу.

In article the analysis of designs and functionality of elastic support of bearings for work high-speed rotor system is carried out. The simplified classification of known elastic support is offered. The direction of increase of accuracy of work of systems under condition of maintenance of a demanded resource is chosen.

**Анализ публикаций.** Анализ литературных источников, посвященных конструктивному обеспечению динамической жесткости роторной системы без снижения ее статической жесткости (несущей способности в статике), показал их ограниченность габаритами опорных узлов ротора и, следовательно, актуальность разработки соответствующих конструкций опор для подшипников роторных систем.

**Цель исследования:** оптимальное проектирование конструкций пассивных упругих опор для устранения противоречия между статической и динамической жесткостями высокоскоростной роторной системы.

**Основная часть.** Упрощенная классификация известных упругих опор роторных систем [1-23, 24, 26] изображена на рис. 1. К упругим опорам с нерегулируемой жесткостью, имеющим одну упругую деталь, относятся опоры [1-4]. В опорах [1, 2] упругий элемент выполнен в виде кольца с радиальными

выступами. Благодаря этим выступам упругое кольцо при работе деформируется, и создается однородное упругое восстанавливающее поле, в котором ротор получает возможность самоцентрироваться в зоне рабочих скоростей. В опоре [3] с целью повышения надежности демпфирования вала при наличии радиального возмущающего усилия, втулка выполнена по внутренней и наружной поверхностям овальной формы и установлена в корпусе так, что ось минимальной жесткости совпадает с направлением силы нагружения. Опора [4] состоит из двух жестких частей, связанных между собой упругими элементами, образуемыми сквозными пазами. Конец каждого паза соединен с началом другого, расположенного на соседнем концентричном ряду.

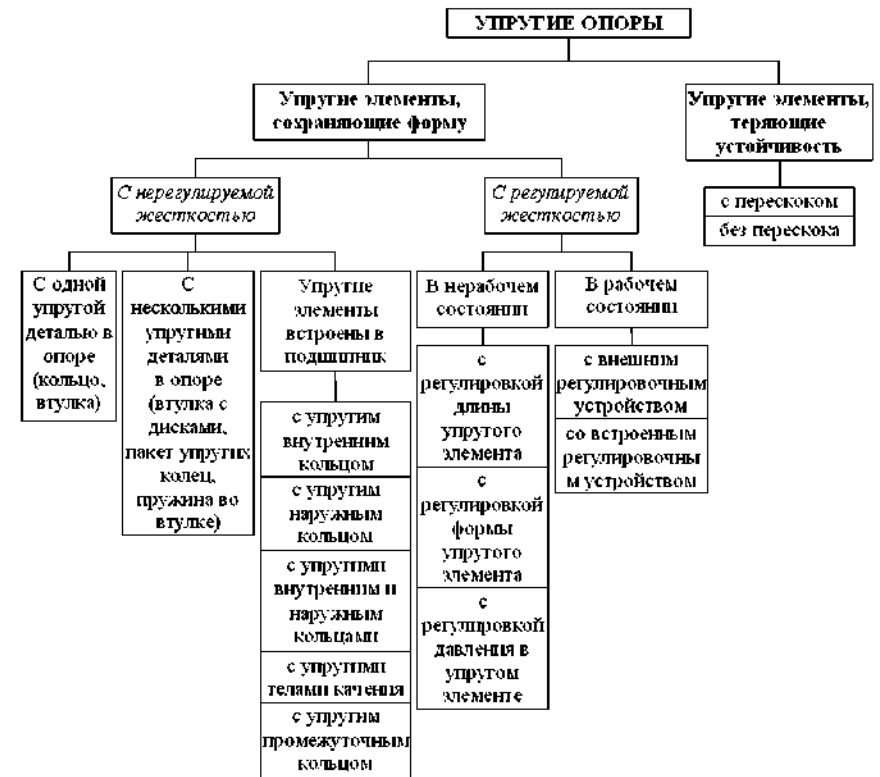


Рис. 1. Схематическое представление наиболее распространенных конструктивных решений для упругих опор подшипников качения

К упругим опорам с нерегулируемой жесткостью, имеющим несколько упругих деталей, относятся опоры [5-7]. За счет наличия пазов во втулке и выступов в торцевых дисках в опоре [5] обеспечиваются конструктивное демпфирование и ограничение максимальных амплитуд вибраций ротора. Опора [6] содержит смонтированный в корпусе между его внутренней по-

верхностью и наружной обоймой подшипника упругий элемент, выполненный в виде втулки с армирующей пружиной. Опора [7] состоит из жестко связанных между собой в осевом направлении кольцевых пластин с упругими элементами, повернутыми на определенный угол.

К упругим опорам с нерегулируемой жесткостью и с встроенными в подшипник упругими деталями относятся опоры [8-13]. В трехколечном подшипнике [8] сепаратор выполнен общим для обоих рядов тел качения, размещенных в шахматном порядке, а упругим элементом является промежуточное кольцо. Внутреннее упругое кольцо подшипников [9, 10] выполнено цельным и состоит минимум из пяти последовательно расположенных кольцевых участков, соединенных перемычками и размещенных в шахматном порядке. В подшипнике [11] наружное упругое кольцо выполнено по меньшей мере из трех концентричных колец различной жесткости, установленных с зазором. Подшипник [12] содержит W-образные наружное и внутреннее упругие кольца: каждое с центральным и двумя боковыми желобами. Подшипник [13] снабжен демпфирующими элементами внутри роликов и упругими ограничителями прогиба.

К упругим опорам с регулировкой жесткости в нерабочем состоянии относятся опоры [14-18]. Опора [14] снабжена установленным соосно с упругой втулкой кольцом с закрепленными на нем стержнями. Стержни установлены в соответствующие ответные пазы во втулке, что позволяет регулировать длину упругих элементов. Опора [15] позволяет изменять длину упругого элемента за счет перемещения промежуточной втулки вдоль оси наружной и фиксации ее в необходимом положении. В опоре [16] наружная поверхность упругого элемента выполнена резьбовой, а сама опора снабжена гайкой, смонтированной на упругом элементе, что позволяет регулировать длину упругого элемента. Втулка опоры [17] выполнена по наружной поверхности с резьбой и снабжена гайкой для устранения зазоров, появляющихся при износе упругого элемента. Опора [18] снабжена регулировочным устройством, которое позволяет менять жесткостные характеристики за счет изменения давления в камере, заполненной текучей средой.

К упругим опорам с регулировкой жесткости в рабочем состоянии относятся опоры [19-22]. Опора [19] содержит устройство для регулирования жесткости, соединенное с упругим элементом, и механизм перемещения. Устройство для регулирования жесткости выполнено в виде, по меньшей мере, одной группы подвижных штифтов, а механизм перемещения – в виде двухпозиционного механического привода. Упругие элементы опоры [20] выполнены в виде пластин с расположенными между ними пневмобаллонами, жесткость в которых регулируется с помощью источника газа. Опора [21], соединенная с приводным механизмом, обеспечивает жесткую связь между вкладышем и корпусом в момент пуска и выбега ротора. Опора [22] использует в качестве упругого элемента пакет упругих колец, расположенный между подвижными и неподвижными корпусами с радиальными выступами ступенчатого профиля.

Регулировать жесткость упругих опор в нерабочем состоянии можно: за счет изменения длины упругого элемента в опорах [14, 15, 16]; за счет изме-

нения формы упругого элемента в опоре [17]; за счет изменения давления в кольцевой камере, заполненной текучей средой в опоре [18].

Регулировать жесткость упругих опор в рабочем состоянии можно: за счет наличия внешнего регулировочного устройства в опорах [19, 20, 21]; за счет встроенного регулировочного устройства в опоре [22].

Опоры с упругими элементами, сохраняющими форму устойчивости, недостаточно эффективно решают проблему снижения виброактивности, так как не способны мгновенно и в необходимых пределах изменять жесткость при переходе скоростей вращения через резонанс.

Для уменьшения собственной частоты системы „ротор – подшипники – корпус узла” эффективнее использовать упругие опоры с элементами квазиулевой жесткости [23]. Упругие системы с квазиулевой жесткостью широко применяются в виброизмерительных приборах для подвески чувствительных элементов, технических и биологических объектов, в ручных машинах, в креслах операторов транспортных средств и т. п. Одним из видов упругих опор с квазиулевой жесткостью являются опоры с потерей устойчивости. Такие опоры характеризуются внезапным переходом системы из одного равновесного состояния в другое, также равновесное, но не смежное с первым (потеря устойчивости вида перескок). Упругими элементами таких опор могут быть пружины, мембраны, желобчатые полосы и другие конструктивные решения.

В упругой опоре [24] подшипников роторных систем упругим элементом является мембрана. В момент перехода роторной системы через резонанс под действием резко возрастающей нагрузки на опору происходит „прощелкивание”, и мембрана принимает новую форму равновесия. Для выбранных геометрических параметров мембраны ( $1,5h < H < 3,4h$ ,  $h$  – толщина мембраны,  $H$  – стрела подъема [25]) после ее защелкивания осуществляется разгрузка, а ее упругая характеристика после этого определяется геометрией мембраны (см. рис. 2, где  $P$  – параметр нагрузки,  $v$  – перемещение).

В техническом решении [26] в корпусе шпинделя под подшипниками устанавливают упругий элемент с предварительным поджатием и демпфирующий элемент. Для такой конструкции корпуса шпинделя сохраняется основное требование изготовления, а именно требование расточки корпуса с одной установки так, чтобы сила резания не превышала силы предварительной деформации упругого элемента. Тогда в дорезонансном режиме работы шпинделя местные деформации корпуса под опорами отсутствуют, а с переходом шпинделя через критические частоты вращения включаются в работу смонтированный в корпус шпинделя упругий и демпфирующий элементы.

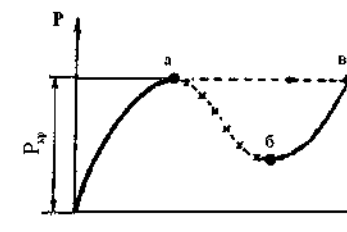


Рис. 2. Характеристика мембраны с формами равновесия: а – исходная устойчивая, б – неустойчивая, в – устойчивая несмежная с исходной

## Выводы.

1. Существующие упругие опоры с элементами, сохраняющими форму устойчивости, не решают проблему снижения виброактивности роторных систем в достаточной мере, так как они не способны в необходимых пределах изменять свою статическую жесткость.

2. Для эффективного снижения виброактивности роторных систем с обеспечением их прочностью необходимо использовать опоры, которые имеют максимально возможную жесткость на нерабочих режимах и минимально возможную жесткость – на рабочих. Такие опоры позволяют повысить точность работы высокоскоростных роторных систем с сохранением требуемого ресурса.

**Список литературы:** 1. А. с. 358556 СССР, М. Кл. F 16 C 35/06. Упругое кольцо / Кельзон А.С., Алексеева Н.И., Ключков Б.Ф., Лидберг Л.Ф., Резницкий Г.М. – № 1191394/25–8; заявл. 20.10.1967; опубл. 03.11.1972, Бюл № 34. 2. А. с. 898148 СССР, М. Кл. F 16 C 27/00, F 16 C 35/063. Опора вала / Журавлев Н.Н., Раскин Я.М., Свирицкий И.Б., Подковыркин Е.М., Роспаченко В.И., Кошеленко И.И. – № 2762211/25–27; заявл. 07.05.79; опубл. 15.01.82, Бюл № 2. 3. А. с. 870784 СССР, М. Кл. F 16 C 27/02. Опора вала / Усугин Л.И., Аджемян В.Г. – № 2776380/25–27; заявл. 07.06.79; опубл. 07.10.81, Бюл № 37. 4. А. с. 406048 СССР, М. Кл. F 16 C 27/04. Упругая опора / Кельзон А.С., Богоряд Э.Е., Ключков Б.Ф., Нефедьев В.Н., Яковлев В.И., Яварев Н.В., Ярославцев Р.А. – № 1728469/25–27; заявл. 24.12.1971; опубл. 05.11.1973, Бюл № 45. 5. А. с. 1314159 СССР, F 16 C 27/00. Упругая опора / Богоряд Э.Е., Зельдин Ю.Р., Зобнин А.П., Малинин Л.М. – № 3932772/27–27; заявл. 24.07.85; опубл. 30.05.87, Бюл № 20. 6. А. с. 1200005 СССР, F 16 C 27/04, F 16 F 3/00. Упругая опора / Бендин А.С., Молчанов С.Б., Корнеев В.Н., Флусов А.Н. – № 3640278/25–27; заявл. 08.09.83; опубл. 23.12.85, Бюл № 47. 7. А. с. 567864 СССР, М. Кл. F 16 C 27/04. Упругая опора / Кельзон А.С., Богоряд Э.Е., Ключков Б.Ф., Минакер В.Е., Циманский Ю.П. – № 2071570/27; заявл. 01.11.74; опубл. 05.08.77, Бюл № 29. 8. А. с. 288459 СССР, МПК F 16 C 33/48. Подшипник качения / Кельзон А.С., Яварев Н.В., Яковлев В.И. – № 1371271/25–27; заявл. 23.10.1969; опубл. 03.12.1970, Бюл № 36. 9. А. с. 314009 СССР, МПК F 16 C 27/04, F 16 C 33/64. Подшипник качения / Кельзон А.С., Луцкий В.М., Циманский Ю.П. – № 1498914/25–27; заявл. 21.12.1970; опубл. 07.09.1971, Бюл № 27. 10. А. с. 920285 СССР, М. Кл. F 16 C 27/04, F 16 C 33/58. Подшипник качения / Генкин В.В., Андреев Ю.А., Богоряд Э.Е., Кельзон А.С., Кузьмин А.В., Циманский Ю.П. – № 2962146/25–27; заявл. 18.07.80; опубл. 15.04.82, Бюл № 14. 11. А. с. 1016579 СССР, F 16 C 27/04. Подшипник качения / Андреев Ю.А., Богоряд Э.Е., Гуляев В.Я., Генкин В.В., Лебедев А.С., Кельзон А.С., Никитин А.А. – № 3385282/25–27; заявл. 13.01.82; опубл. 07.05.83, Бюл № 17. 12. А. с. 1815439 СССР, F 16 C 27/04. Виброизолирующий подшипник качения / Калинин С.Г., Павлице В.Т., Назарчук С.П. – № 4798012/27; заявл. 02.03.90; опубл. 15.05.93, Бюл № 18. 13. А. с. 1213274 СССР, F 16 C 27/00. Упругая опора качения / Барков А.В., Родионов Е.С. – № 3660924/25–27; заявл. 29.07.83; опубл. 23.02.86, Бюл № 7. 14. А. с. 1490332 СССР, F 16 C 27/04. Упругая опора / Гинзбург А.Е., Дуан А.В., Дубилет С.Л., Богун В.С. – № 4343373/25–27; заявл. 05.10.87; опубл. 30.06.89, Бюл № 24. 15. А. с. 1013642 СССР, F 16 C 27/02. Упругая опора с регулируемой жесткостью / Кузьмин А.В., Богоряд Э.Е., Генкин В.В., Гуляев В.Я., Кельзон А.С. – № 3372059/25–27; заявл. 23.12.81; опубл. 23.04.83, Бюл № 15. 16. А. с. 1013643 СССР, F 16 C 27/04. Упругая опора / Сафронов О.И. – № 3352228/25–27; заявл. 04.11.81; опубл. 23.04.83, Бюл № 15. 17. А. с. 1016578 СССР, F 16 C 27/04. Упругая опора / Андреев Ю.А., Богоряд Э.Е., Генкин В.В., Илларионов И.В., Кельзон А.С., Коротав А.Е., Никитин А.А. – № 3286906/25–27; заявл. 13.05.81; опубл. 07.05.83, Бюл № 17. 18. А. с. 811005 СССР, М. Кл. F 16 C 27/02. Упругая опора / Смыков А.В., Кельзон А.В. – № 2708918/25–27; заявл. 08.01.79; опубл. 07.03.81, Бюл № 9. 19. А. с. 1160146 СССР, F 16 C 27/04. Подшипниковая опора / Расновский А.А. – № 3648068/25–27; заявл. 03.10.83; опубл. 07.06.85, Бюл № 21. 20. А. с. 1448136 СССР, F 16 C 27/04. Упругая опора / Рогачев В.М., Исвалев В.В. – № 4265212/31–27; заявл. 16.06.87; опубл. 30.12.88, Бюл № 48. 21. А. с. 1691608 СССР, F 16 C 27/02. Упругая опора вала / Рогачев В.М., Исвалев В.В. – № 4745828/27; заявл. 30.10.89; опубл. 15.11.91, Бюл № 42. 22. А. с. 1762008 СССР, F 16 C 27/04, 35/06. Упругая опора / Рогачев В.М., Исвалев В.В. – № 4842469/27; заявл. 20.04.90; опубл. 15.09.92, Бюл № 34. 23. Алабужев

П.М., Гритчин А.А., Ким Л.И. и др. Виброзащитные системы с квазиупругой жесткостью. / Под ред. К.М. Рагульскаса. – Л.: Машиностроение, Ленингр. отд-ние, 1986. – 96 с. 24. Гапонов В.С., Гаидамака А.В. Пружина опора для подшипников роторных систем // Решения по выдаче патента на винахід № 12413/1 від 26.10.2009. 25. Пановко Я.Г., Губанова И.И. Устойчивость и колебания упругих систем: Современные концепции, ошибки и парадоксы. – 3-е изд., перераб. – М.: Наука. Гл. ред. физ.-мат. лит., 1979. – 384 с. 26. Гапонов В.С., Гаидамака А.В. Корпус шпинделя // Решения по выдаче патента на винахід № 14490/1 від 13.11.2009.

Поступила в редколлегию 02.02.10

УДК 621.01: 539.3

**Г.П. ГЛИНИН**, зам. директора ОАО „Головной специализированный конструкторско-технологический институт“, г. Мариуполь

## ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ЭЛЕМЕНТОВ АВТОТОПЛИВОЗАПРАВЩИКА АТЗ-22

У статті наведені основні результати експериментального дослідження статичних і динамічних міцнісних характеристик напівпричепи-цистерни АТЗ-22. Вони є перевірочними для визначення точності моделювання із застосуванням розрахункових моделей досліджуваного класу машин.

In the paper the basic results of experimental research of static and dynamic strengthening characteristics of АТЗ-22 semitrailer-cistern are presented. They are testing for determination of modeling exactness with application of computational models of the investigated class of machines.

**Введение.** Как отмечается в работах [1-6], для создания адекватных и точных расчетных моделей вновь проектируемых машин, выполняющих регламентированные ответственные операции, целесообразно применение расчетно-экспериментального метода, предполагающего проведение первоначального цикла исследований на машинах-предшественниках. После этого созданные расчетные схемы используются для проведения расчетов и обновления проектных решений. После изготовления первого опытного образца созданная машина подвергается проверочным испытаниям.



Рис. 1. Автотопливозаправщик АТЗ-22

Такая методика была использована в процессе создания топливозаправщика АТЗ-22 (рис. 1). Методика его расчетно-экспериментальных исследований описана в предыдущих публикациях [1-6]. В данной статье представлены результаты экспериментальных исследований уже созданного топливозаправщика АТЗ-22.

**1. Объект экспериментальных испытаний.** Автотопливозаправщик (АТЗ) АТЗ-22, спроектированный и изготовленный в ОАО „Азовмаш“, представляет собой автопоезд, состоящий из полуприцепа (цистерна на двухосном шасси) и тягача, предназначен для выполнения следующих операций [7-10]: наполнение цистерны топливом собственным или сторонним насосом; заправки летательных аппаратов из своей цистерны или стороннего резервуара открытым или закрытым способом; откачивание топлива из раздаточных рукавов; транспортирование топлива на летном поле аэродрома; слив топлива из баков летательных аппаратов и т.д. Основные технические характеристики АТЗ-22 приведены в [3-5].

**2. Общие условия экспериментальных испытаний.** В соответствии с разработанной программой и методикой испытаний [10] проводились испытания опытного образца автотопливозаправщика, включающие в себя следующие этапы: прочностные статические и динамические испытания; гидродинамические испытания; дорожные испытания.

Исследование напряженно-деформированного состояния (НДС) конструкции АТЗ-22 при динамических испытаниях проводится с цистерной, заполненной до эксплуатационного объема при движении АТЗ со скоростью 40 и 50 км/ч с резким торможением; при движении АТЗ с поворотами влево (вправо) с максимально возможной скоростью; при движении АТЗ по дорогам III-V-й категорий.

При подготовке и проведении испытаний используются следующие оборудование и приборы: тензорезисторы КФ-5, система измерительная тензометрическая СИИТ-3, тензоусилитель 8АНЧ-23, манометр МТП, виброизмерительная аппаратура ВИ6-6ТН, осциллограф магнитоэлектронный К-20-22, секундомер СТС-1, цифровой толщиномер УТ-93П, вибратор ИВ-107, виброанализатор 01022 „Роботрон“. Отдельные результаты этих испытаний представлены в виде осциллограмм в данной статье.

**3. Результаты экспериментальных исследований.** Исследование напряженно-деформированного состояния автотопливозаправщика выполнялось методом электротензометрии с использованием тензорезисторов типа КФ-5 [11], которые были установлены в следующих зонах цистерны (см. схему установки тензорезисторов, рис. 2) [1-6].

Динамические деформации измерялись по мостовой схеме, при этом в плечи полумоста включался один активный и один компенсационный тензорезисторы. Регистрация величин динамической деформации производилась на осциллографную фотобумагу магнито-электрического шлейфового осциллографа К-20-22. На рис. 3 представлены осциллограммы, зарегистрированные при дорожных испытаниях автотопливозаправщика.

**Результаты испытаний.** Результаты прочностных статических и динамических испытаний представлены в табл. 1.

Отработка режимов виброн нагружений (выбор частот вибрации) по уровню напряженного состояния в контрольных точках цистерны представлена в табл. 2.

1. Наибольшие напряжения в исследуемых зонах от налива топлива в цистерну были зафиксированы на обечайке вблизи нижнего переднего люка (тт. 21, 22, 27, 28 (28 ...35 МПа), а также вблизи приварки гидроопор тт. 29, 30 (57 МПа и 70 МПа).

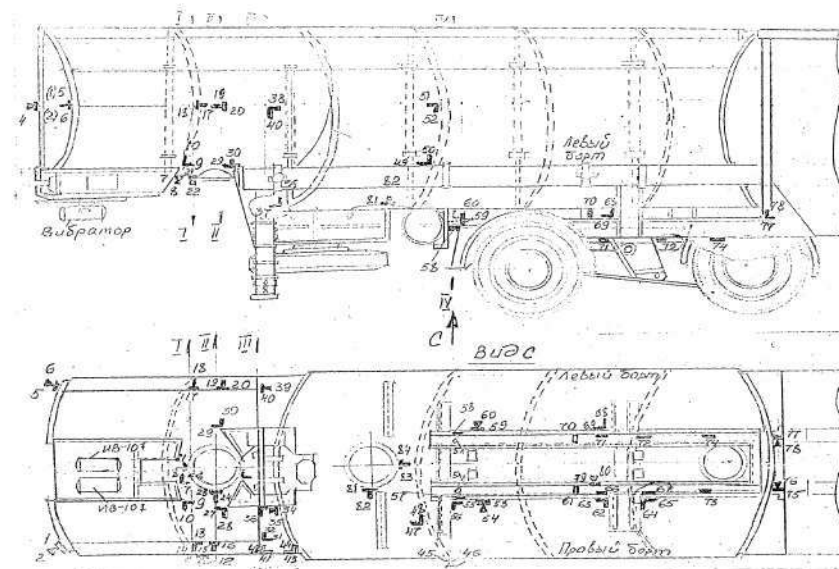


Рис. 2. Схема установки тензорезисторов на АТЗ-22-5444

2. При создании испытательного давления 0,05 МПа в наполненной топливом цистерне зафиксированы наибольшие главные суммарные напряжения:

- на переднем днище:  $-25...-33$  МПа (тт. 1, 2, 5, 6); на обечайке в зоне приварки шкворневой плиты:  $-43$  МПа (т. на обечайке в зоне между шкворневой плитой и опорами (сеч. 1:104 МПа, 121 МПа и  $+100$  МПа (тт.28-30);
- на обечайке в месте приварки нижних переднего и среднего стыков  $-81$  МПа,  $86$  МПа (тт. 21, 22) и  $28$  МПа и  $39$  МПа (тт.81, 82).

3. В режиме смены точек опирания с шкворневой плиты на гидроопоры наиболее нагруженными выявились зоны обечайки у гидроопор и среднего нижнего люка:  $-67$  МПа,  $-93$  МПа (тт. 27, 28) и  $-67$  МПа (т. 81) и  $-40$  МПа на раме (т. 72); уровень напряжений остальных точек не превышал 40 МПа.

4. Статические напряжения, полученные от затяжки болтов крепления цистерн к раме моментом 200...250 Нм, составили 160 МПа (болт правый) и 260 МПа (болт левый).

5. Динамические дорожные испытания позволили выявить уровень знакопеременных напряжений при движении АТЗ по асфальто-бетону, при этом размах их амплитуды на раме достигал величин  $25\div-25$  (МПа),  $33\div-33$  (МПа) (тт. 72 и 67), на обечайке  $10\div-10$  (т. т. 29, 84),  $+18\div-18$  (МПа) (т. 30) и  $9\div-9$  (МПа) (тт. 9, 10) и на болтах крепления  $-15\div-15$  (МПа).

Таблица 1

Наибольшие суммарные напряжения, зарегистрированные в элементах конструкции АТЗ-22 при статических и динамических испытаниях

№ тензорезистора	Напряжения, МПа											
	Статические				Динамические					Стат. + дин.		
	налив	давление	опирание	рем.реж.	Движение (асфальт-бетон)					выбоина-асф.	поворот (л/п)	тормож.
					прямо	направо	налево	выбоина	тормож.			
9	8	1	-	4	8	14	12	17	12	26	23	21
	-	-	-5	-	-8	-9	-12	-21	-2	-12	-3	-
10	-	-	22	6	9	20	8	35	21	-9	20	5
	-7	-9	-	-	-9	-15	-27	-35	-5	-51	-43	-22
29	36	37	-	16	10	2	9	11	21	84	82	84
	-	-	57	-	-10	-12	-9	-11	-21	-	-	-
30	53	34	-	-	18	20	27	27	32	114	114	119
	-	-	-88	-1	-18	-20	-27	-27	-45	-	-	-
53	6	14	-	8	2	2	2	2	2	22	22	22
	-	-	12	-	-2	-2	-2	-2	-2	-	-	-
54	-	5	-	-	3	6	2	6	5	-	-	10
	-11	-	-10	-16	-3	-6	-2	-6	-11	-17	-17	-22
57	2	-	-	0	2	3	3	2	2	4	5	4
	-	-1	-2	0	-2	-3	-3	-2	-2	-	-2	-
59	5	1	0	6	6	-	7	1	11	7	13	17
	-	-	-	-	-6	-22	-7	-1	-15	-	-6	-9
67	2	-	11	8	33	38	33	42	56	44	40	58
	-	-5	-	-	-33	-64	-28	-42	-28	-45	-67	-33
70	1	1	-	0	2	2	2	2	2	4	4	4
	-	-	-2	0	-2	-2	-2	-2	-2	-	-	-
72	12	-	24	33	25	22	11	22	33	34	34	45
	-	-3	-	-	-25	-39	-33	-22	-44	-13	-30	-47
75	4	-	2	4	6	23	7	9	5	13	27	9
	-	-2	-	-	-6	-	-12	-9	-5	-5	-10	-7
76	4	-	-	-	5	3	5	6	3	10	9	7
	-	-4	-6	-6	-5	-12	-5	-6	-3	-2	-12	-7
84	11	12	-	19	10	3	8	8	5	31	31	28
	-	-	-4	-	-10	-3	-8	-8	-5	-	-15	-5
Болт прав.	160 (затяжка)				14	20	35	25	30	185	195	190
					14	-40	-35	-25	-90	95	125	70
Болт лев.	260 (затяжка)				15	18	37	32	37	292	297	292
					15	-23	-38	-32	-60	228	222	228

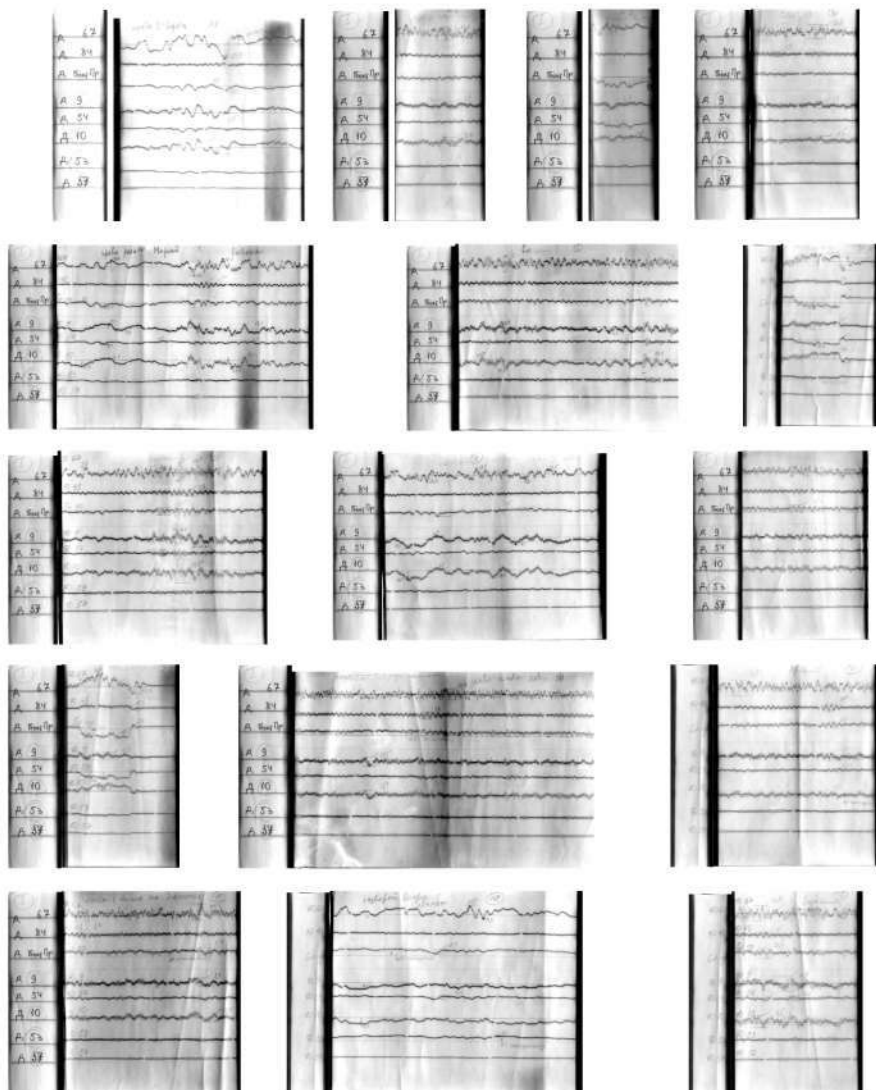


Рис. 3. Примеры осциллограмм, полученных при испытаниях

6. При выполнении операций поворотов в движении на максимально допустимой скорости с учетом безопасности движения наиболее нагруженными были точки: на раме – 38 ÷ -64 (МПа) (т. 07) и 22 ÷ -39 (МПа) (т. 72), на обечайке – 20 ÷ -27 (МПа) (т. 10) и 27 ÷ -27 (МПа) (т.30), а напряжения на крепежных болтах были при этом: 35 ÷ -40 (МПа) (болт правый) и 37 ÷ -38 (МПа) (болт левый).

7. Динамические напряжения, обусловленные движением автотопливаправщика по неровному асфальто-бетону с выбоинами, а также по грунтовой



дороге (V категории), достигали на раме величин  $42 \pm -42$  (МПа) (т. 67) и на обечайке цистерны  $27 \pm -27$  (МПа) и  $35 \pm -35$  (МПа) (тт. 30, 10); болты при этом испытывали „динамику”  $25 \pm -25$  (МПа) (правый) и  $32 \pm -32$  МПа (левый).

Таблица 2

Частота, Гц	Напряжения, МПа	Примечание
6,0...8,0	3,5...-3,5	груженная цистерна
23,0	2,7...-2,7	включен один вибратор
36,0	6,0...-6,0	включен один вибратор
47,0	9,5...-9,5	включен один вибратор
20,0 ... 47,0	11,0...-11,0	автоматическая прокатка частот
6,0...8,0	3,5...-3,5	включены два вибратора
24,0	3,9...-3,9	включены два вибратора
37,0	4,4...-4,4	включены два вибратора
20,0... 49,0	10,0...-10,0	автоматическая прокатка частот

8. При резких торможениях со скорости 50...60 км/ч напряжения на обечайке были  $21 \pm -21$  (МПа) и  $32 \pm -45$  (МПа) (т.т. 29, 30), на раме  $33 \pm -44$  (МПа) и  $56 \pm -28$  (МПа) (тт. 72, 67), на болтах  $30 \pm -90$  (МПа) (правом) и  $37 \pm -60$  (МПа) (левом).

Таблица 3

9. Суммирование статических напряжений с динамическими не выявили превышения уровня допускаемых напряжений; при этом в более нагруженных точках обечайки суммарные напряжения достигали величин

Частота, Гц	Наработано циклов	Примечание
6,0... 8,0...9,0	972000	порожня цистерна
16,0	633600	
20,0...24,0	1476000	груженная цистерна
31,0...37,0	3094800	
ИТОГО:	6176400	

84 МПа и 119 МПа (тт. 29, 30), на раме (т. 67)  $+58 \pm -67$  (МПа) и (т. 72)  $45 \pm -47$  (МПа), на болтах 297 МПа (левом) и 195 МПа (правом).

10. Результаты виброиспытаний АТЗ №3 представлены в табл. 3-4. Местом установки двух вибраторов была выбрана шкворневая плита, при этом ось вращения была параллельна оси "X" – продольной оси цистерны.

11. Для контроля за уровнем напряжений были установлены тензорезисторы в зонах установки датчиков на АТЗ №1 – №№ 9, 10 (на обечайке шкворневой плиты) и №№ 29, 30 (на обечайке вблизи приварки гидропор).

12. Отработка режимов виброн нагружений (выбор частот вибрации) по уровню напряженного состояния в контрольных точках цистерны представлена в табл. 2. Время нагружения АТЗ и количество наработанных циклов на различных частотах приведена в табл. 3. Замеченные повреждения и дефекты

при виброиспытаниях представлены ниже в табл. 4.

15. После доработки было принято решение виброиспытания завершить, при этом наработанное число циклов соответствовало пробегу АТЗ на расстояние 12 тыс. км.

Таблица 4

№ п.п.	Неисправности и дефекты	К-во циклов
1.	Открылся замок ящика (левая сторона, второе отделение)	857200
2.	Открылся замок насосного отделения (по правому борту АТЗ)	965300
3.	Течь по трещине по левому борту (обечайка у шкворневой плиты)	6176000
4.	Трещина по сварному, шву по правому борту (обечайка у шкворневой плиты)	6176000

**Закключение.** Результаты экспериментальных исследований напряженного состояния автоцистерны топливозаправщика АТЗ-22 дают основание сделать следующие выводы.

1. Уровень напряжений, зарегистрированных при проведении прочностных и динамических испытаний, не превышает допустимых, что свидетельствует о правильности выбора конструктивных решений АТЗ-22.

2. Характер распределения во времени динамических напряжений, полученных при численном моделировании НДС элементов топливозаправщика АТЗ-22, а также их величины соответствуют напряжениям, полученным при экспериментальных испытаниях автотопливаправщика.

В дальнейшем планируется сопоставление полученных экспериментальных данных с численными результатами исследования НДС автоцистерны, что дополнит базу данных достоверных расчетных моделей конструкций данного типа.

**Список литературы. 1.** Расчетно-экспериментальный метод определения параметров элементов машиностроительных конструкций / А.Д. Чепурной, Г.П. Глинин, Ю.Б. Гусев [и др.] // Вестник НТУ „ХПИ”. Тем. вып.: „Машиноведение и САПР”. – 2005. – №53. – С. 162-176. **2.** К вопросу об интеграции систем автоматизированного проектирования, технологической подготовки производства и управления предприятием / И.В. Артемов, Е.Н. Барчан, Г.П. Глинин [и др.] // Вестник НТУ „ХПИ”. Тем. вып.: „Машиноведение и САПР”. – 2005. – №60. – С. 9-29. **3.** Ткачук Н.А. Интенсивная схема экспериментальных исследований элементов сложных механических систем / Н.А. Ткачук, Г.П. Глинин, Е.А. Орлов // Пр. Таврийської держ. агротехн. академії. Наук. фахове видання. – Мелітополь, 2006. Вип.43. – С.20-29. **4.** Глинин Г.П. Экспериментальные исследования автотопливаправщика АТЗ-22 / Г.П. Глинин // Вестник НТУ „ХПИ”. Тем. вып.: „Машиноведение и САПР”. – 2006. – №24. – С. 20-38. **5.** Чепурной А.Д. Базовые экспериментальные исследования для синтеза гибридных расчетных моделей высокоответственных машин / А.Д. Чепурной, Г.П. Глинин, Н.А. Ткачук // Вестник НТУ „ХПИ”. Тем. вып.: „Машиноведение и САПР”. – 2009. – №28. – С.140-162. **6.** Общий подход к обоснованию параметров проектируемых машин на основе гибридных расчетно-

экспериментальных моделей / А.Д. Чепурной, Г.П. Гливин, А.В. Ливвиенко [и др.] // Механика та машинобудування. – 2009. – №1. – С.103-109. 7. *Экспериментальные методы исследования деформаций и напряжений*. Справочное пособие // Б.С.Касаткин, А.В.Кудрин, Л.М.Любанов [и др.]. – К.: Наукова думка, 1981. – 583 с. 8. *Бауманн Э.* Измерение сил электрическими методами. – М.: Мир, 1978. 9. *Финк К., Рорбах Х.* Измерение напряжений и деформаций. – М.: Машиз, 1961. 10. *Лозиков В.П.* Электрические измерения механических величин. – М.: Энергия, 1970. 11. *Проектирование датчиков для измерения механических величин* / Под ред. Е.П. Осадченко. – М.: Машиностроение, 1979. – 480 с.

Поступила в редакцию 20.05.06

УДК 531.8:621.747

**А.В. ГРАБОВСКИЙ**, мл. научн. сотр. каф. ТММиСАПР,  
**Н.А. ТКАЧУК**, докт. техн. наук, проф., зав. каф. ТММиСАПР,  
**Ю.В. КОСТЕНКО**, студент каф. ТММиСАПР,  
**Е.А. СУЗДАЛЬЦЕВА**, асп. каф. ТММиСАПР, НТУ „ХПИ”

### РАСЧЕТНО-ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ СИЛ УДАРНОГО ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ В ВИБРОУДАРНЫХ СИСТЕМАХ

Наведено короткий аналіз існуючих проблем у важконавантажених віброударних системах. Запропоновано новий підхід до визначення внутрішньої сили ударної взаємодії між піщано-глинистою грудкою та ґратами вибивної машини. Наведені результати моделювання показані для конкретної машини.

The short analysis of existent problems in heavy-loaded vibroshock systems is presented. The new going is offered for determination of internal force of shock interaction between sand-clay clod and grates of knock-out machine. The results of modeling are presented for concrete machine.

**Введение.** Аналитическое и численное моделирование динамических процессов в виброударных системах являлось предметом исследований многих авторов [1-14]. До настоящего времени получены многие решения, позволяющие определять как интегральные свойства временных распределений движения элементов виброударной системы (частоту, амплитуду), так и характер решения (устойчивый почти периодический режим или процесс с чередующимися величинами сил ударного взаимодействия). При решении известных и новых задач обнаруживаются различные особенности динамического процесса, что побуждает продолжать исследование систем этого типа. Учитывая большое разнообразие виброударных систем, нельзя ожидать универсального подхода к их исследованию, поскольку и теория, и практика предоставляют самые широкие спектры задач, выходящие за рамки традиционных подходов. Например, в работах [10, 11] авторы исследуют динамические характеристики виброударных систем, причем сила ударного взаимодействия описывается по закону Герца от относительного сближения соударяющихся тел. В приведенном случае это является обоснованным, поскольку

соударяемые тела не изменяют массу и не разрушаются. Для других случаев возможно применение других моделей. В то же время, при исследовании динамических процессов в виброударных машинах с дебалансным приводом для выбивки крупного вагонного литья обнаружены в процессе эксплуатации этих машин следующие проблемы:

1) высокий уровень ударных нагрузок, обусловленный большой (до  $10^4$  кг и выше) массой технологического груза, что приводило к разрушению отдельных элементов машин [9]; при этом характер распределения усилий ударного контактного взаимодействия во многих случаях априорно неизвестен;

2) расширение спектра собственных колебаний металлоконструкции в силу их больших габаритных размеров в зону рабочих частот возбуждения от привода (в область 10 - 20 Гц и ниже) [9];

3) Возрастание массы вибрирующих частей вибрационной машины за счет частичного непросеивания частиц земляного кома песчано-глинистой формы через выбивные решетки, что изменяет частотные свойства подрессоренной части машины [9].

Соответственно необходимо разработать новые подходы с учетом отмеченных выше обстоятельств. Так, задача 2) нашла свое частичное решение в работе Е.Н. Барчана [9]. В то же время задачи 1) и 3) требуют решения.

**Постановка задачи.** Целью данной статьи является разработка нового подхода к исследованию динамических процессов в виброударной системе с априорно неизвестной зависимостью сил ударного взаимодействия от параметров состояния виброударной системы, а также определение задач дальнейших исследований подобных динамических систем.

**Физическая модель.** Современные вибрационные машины используются в качестве транспортных и технологических машин в различных отраслях промышленности:

в металлообработке, в металлургии, в обработке строительных материалов и в сельском хозяйстве. Например, на предприятии ОАО „Азовмаш” используются выбивные вибрационные машины для выбивки тяжелых отливок на автоматизированной линии.

Суть работы выбивной машины (рис. 1) состоит в следующем:

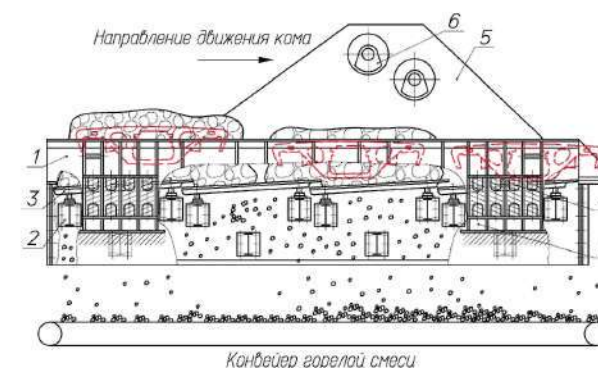


Рис. 1. Общая схема исследуемой вибивной машины: 1 – корпус; 2 – подрешетные балки; 3 – решетки колосниковые; 4 – амортизаторы; 5 – стенки дебалансов; 6 – дебалансы; 7 – опора грохота

металлоконструкция корпуса 1, 2, 3, 5 устанавливается на упру-

гие опоры. Колебательный процесс в выбивной машине (см. рис. 1) возбуждается за счет вращения дебалансных валов б, которые вращаются со скоростью 16 Гц. После выхода машины на рабочий режим (зарезонансную частоту колебаний по трансляционным формам) на машину выдавливается земляной ком с отливкой, предварительно извлеченный из опоки. Масса машины до 20т, масса кома 10т. В результате работы машины устанавливается сложный виброударный процесс, сопровождаемый разрушением и извлечением отливки из запеченной песчано-глинистой смеси.

Эту виброударную систему можно классифицировать как неавтономную, неконсервативную систему, ударный процесс в которой сопровождается вынужденными и сопровождающими колебаниями.

Энергия в такую систему поступает от двух вращающихся навстречу друг другу дебалансных валов, а расходуется на подбрасывание отливки и разрушение смеси. При этом процесс соударения можно разбить на следующие стадии (рис. 2):

- 1) до удара ком находится в свободном падении, машина за счет вынуждающей силы движется вверх;
- 2) период удара;
- 3) после окончания удара, который сопровождается уменьшением массы, ком подбрасывается вверх.

Весь этот сложный процесс ударного взаимодействия и разрушения песчано-глинистого кома предлагается описать и применить для исследования динамических характеристик виброударной машины, силы внутреннего ударного взаимодействия и напряженно-деформированного состояния металлоконструкции корпуса машины.

**Предлагаемый метод решения.** В работе предложены новые методы и подходы для исследования динамических процессов в выбивных машинах. При этом совмещаются и обобщаются подходы, описанные в работах других авторов [1-3, 6-8]. Однако в большей мере развиваются методики, предложенные в работах [4, 5, 9], в которых авторы наиболее близко подошли к исследуемой проблеме.

Рассмотрим модельную виброударную систему, поведение которой качественно описывается двумя степенями свободы (вертикальные перемещения  $w_1$  машины  $m_1 \equiv M$  и технологического груза  $w_2$  массой  $m_2 \equiv m$ , рис. 3). Традиционный подход к описанию движения этой системы состоит в том, что исследуемый процесс разбивается на две части:

- 1) раздельное движение тел 1 и 2;
- 2) акт взаимодействия тел 1 и 2.

Первый из этапов обычно не вызывает затруднений в описании, которое

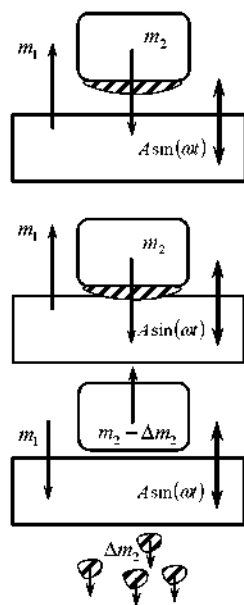


Рис. 2. Общая схема ударного взаимодействия

зачастую может быть представлено в аналитическом виде. При описании второго этапа обычно применяются 2 подхода.

I) Акт взаимодействия рассматривается как кратковременный удар [1-3]. При этом сам процесс взаимодействия никак не исследуется, а описываются только его последствия, т.е. результаты практически мгновенного изменения скорости взаимодействующих тел, которое описывается так называемым коэффициентом восстановления  $R$  (задаваемым или определяемым из практики):

$$R = (w_2^+ - w_1^+) / (w_1^- - w_2^-); \quad (1) \quad w_1^+ = w_1^-, \quad w_2^+ = w_2^-, \quad (2)$$

$$m_1 w_1^- + m_2 w_2^- = m_1 w_1^+ + m_2 w_2^+; \quad (3)$$

здесь условия (1)–(3) являются условиями сопряжения решений до  $(*)^-$  и после  $(*)^+$  взаимодействия.

II) При выполнении условия  $w_1 = w_2$  включаются в рассмотрение односторонние усилия ударного взаимодействия (создаются „буферным” элементом 3, см. рис. 3), для описания которых разными авторами предложены различные аналитические зависимости [1-3, 5, 6, 10-14] (линейные упругие восстанавливающие силы, упруго-пластические модели среды 3, вязко-упругие модели, модели типа сухого трения, нелинейные упругие восстанавливающие силы и т.д.).

Первый из описанных подходов, как следует из самой его природы, не может быть корректно применен для исследования виброударных систем, у которых  $m_2$  соизмеримо с  $m_1$ , а условия взаимодействия существенно меняются со временем (т.е. свойства

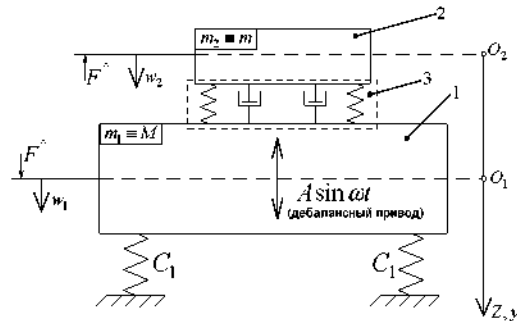


Рис. 3. Виброударная система с двумя степенями свободы

элемента 3, см. рис. 3, изменяются с течением времени,  $R \neq const$ ). Естественно, что при этом нельзя определить силы взаимодействия во время контакта тел 1 и 2, а только результирующий импульс этих сил. В то же время именно эти силы (внутренние, возникающие в течении короткого интервала времени, но с большой амплитудой), как показывают экспериментальные исследования [9, 12, 13], намного превышают другие (внешние) силы, действующие на систему (в данном случае – гравитационная сила и гармоническое возбуждение от дебалансного привода).

Подход II избавлен от принципиальных недостатков подхода I, однако существенным его недостатком является постулирование вида зависимости силы взаимодействия тел 1 и 2 (см. рис. 3) от переменных состояния динамической системы. В то же время в большом количестве случаев ни заранее задать

вид такой зависимости, ни определить ее по каким-либо свойствам взаимодействующих элементов виброударной системы не представляется возможным. Действительно, процесс взаимодействия технологического груза 2 (например, песчано-глинистого кома с отливкой) с вибрационной машиной 1 (см. рис. 3) сопровождается деформированием, деструкцией, разрушением, отделением частей земляной смеси от кома. В случае неоднородности свойств этой смеси по объему, колебаний ее состава от одной литейной формы к другой (обуславливается особенностями технологического процесса в смесеприготовительном отделении), изменений условий заливки и охлаждения металла (варьирование температуры заливаемого расплава, влажности земляной смеси, условий охлаждения комьев с отливками), при учете случайного характера начального взаимного положения груза и машины и других факторов сам исследуемый процесс будет, кроме того, всегда носить стохастический характер.

Таким образом, прямой подход к обобщенной модели динамического процесса приводит к необоснованно громоздким моделям. Эта громоздкость моделей обесценивает ее практическую применимость. В то же время использовать старые подходы невозможно в силу их недостатков.

В связи с этими особенностями предлагается устанавливать зависимости сил взаимодействия в виброударной системе не априорно, а на основе анализа и обобщения серии экспериментальных исследований, выполненных для большой выборки испытаний виброударной системы.

В этом случае предлагается не постулировать вид зависимости для определения силы взаимодействия звеньев 1 и 2 (см. рис. 3), а считать ее искомой:

$$F^{\wedge} = \begin{cases} 0, & (w_1 - w_2) \equiv \zeta > 0, \\ F \geq 0, & \zeta \leq 0, \end{cases} \quad (4)$$

зависящей от относительного перемещения  $\zeta(t) \equiv (w_1 - w_2)$ , скорости  $\dot{\zeta}$  и в общем случае (при изменении массово-жесткостных характеристик во времени) от  $t$ .

Поскольку  $F = F(\zeta, \dot{\zeta}, t)$  – искомая функция общего вида, то предлагается новый общий вид ее представления:

$$F = \sum_{i,j,k=0}^{\infty} \alpha_{ijk} \varphi_i(\zeta) \psi_j(\dot{\zeta}) \chi_k(t), \quad (5)$$

где,  $\alpha_{ijk}$  – некоторые коэффициенты,  $\varphi$ ,  $\psi$ ,  $\chi$  – базовые функции в разложении функции  $F$  (от этих функций требуется полнота и линейная независимость по каждому из наборов  $\varphi$ ,  $\psi$ ,  $\chi$ ).

Учитывая, что выбор функций  $\varphi$ ,  $\psi$ ,  $\chi$  диктуется характером взаимодействия в той или иной исследуемой виброударной системе, то именно за счет удачного их выбора обеспечивается быстрая сходимость ряда (5) в каждом конкретном случае.

Искомыми в данном контексте являются коэффициенты  $\alpha_{ijk}$ .

Рассмотрим случай, когда функция  $F$  известна. Тогда эти коэффициенты  $\alpha$  будут определяться следующим образом. Разложим в ряд Тейлора-Маклорена выбранные базисные функции:

$$\begin{aligned} \varphi_i(\zeta) &= \varphi_{i0} + \varphi'_{i0}\zeta + \frac{1}{2}\varphi''_{i0}\zeta^2 + \dots; \quad \psi_j(\dot{\zeta}) = \psi_{j0} + \psi'_{j0}\dot{\zeta} + \frac{1}{2}\psi''_{j0}\dot{\zeta}^2 + \dots; \\ \chi_k(t) &= \chi_{k0} + \chi'_{k0}t + \frac{1}{2}\chi''_{k0}t^2 + \dots \end{aligned} \quad (6)$$

Подставив (6) в формулу (5), получим следующее выражение для определения искомой силы:

$$\begin{aligned} F(\zeta, \dot{\zeta}, t) &= \sum_{i,j,k=0}^{\infty} \alpha_{ijk} [\varphi_{i0} + \varphi'_{i0}\zeta + \frac{1}{2}\varphi''_{i0}\zeta^2 + \dots] \times \\ &\times [\psi_{j0} + \psi'_{j0}\dot{\zeta} + \frac{1}{2}\psi''_{j0}\dot{\zeta}^2 + \dots] [\chi_{k0} + \chi'_{k0}t + \frac{1}{2}\chi''_{k0}t^2 + \dots]. \end{aligned} \quad (7)$$

Раскладывая напрямую функцию  $F$  от нескольких переменных в ряд Тейлора, получаем, с другой стороны:

$$F(\zeta, \dot{\zeta}, t) = \sum_{l=1}^n \frac{1}{l!} \left( \zeta \frac{\partial}{\partial \zeta} + \dot{\zeta} \frac{\partial}{\partial \dot{\zeta}} + t \frac{\partial}{\partial t} \right)^{\{l\}} f(\zeta_0, \dot{\zeta}_0, t_0). \quad (8)$$

Преобразовав выражения (7) и (8) и приравняв коэффициенты при соответствующих степенях, получим систему линейных алгебраических уравнений (9), решив которую, можно получить значения коэффициентов  $\alpha_{ijk}$ :

$$\begin{cases} \sum \alpha_{ijk} \varphi_{i0} \psi_{j0} \chi_{k0} = f(\zeta_0, \dot{\zeta}_0, t_0), \\ \sum \alpha_{ijk} \varphi'_{i0} \psi_{j0} \chi_{k0} = \frac{\partial}{\partial \zeta} f(\zeta_0, \dot{\zeta}_0, t_0), \\ \sum \alpha_{ijk} \varphi_{i0} \psi'_{j0} \chi_{k0} = \frac{\partial}{\partial \dot{\zeta}} f(\zeta_0, \dot{\zeta}_0, t_0), \\ \sum \alpha_{ijk} \varphi_{i0} \psi_{j0} \chi'_{k0} = \frac{\partial}{\partial t} f(\zeta_0, \dot{\zeta}_0, t_0), \\ \dots \end{cases} \quad (9)$$

Однако сила ударного взаимодействия  $F_{y\partial}$  – не известная, а искомая. Для ее определения предлагается использовать расчетно-экспериментальный критерий, который является одним из частных случаев критериев при идентификации параметров механической системы [14].

Предлагается для определения  $F$  поставить задачу идентификации в

следующем виде:

$$\alpha^* = \arg \min I(\zeta_N - \zeta_E). \quad (10)$$

где  $I$  – некоторый критерий несоответствия распределений переменной состояния  $\zeta$  во времени, полученных, с одной стороны, численно (индекс  $N$ ), а, с другой, – экспериментальным путем (индекс  $E$ ).

Связка соотношений (4), (5), (10) реализует принципиально новый подход к описанию сил контактного взаимодействия в виброударной системе: вместо *априорного постулирования* того или иного закона вводится *процедура определения*  $F(\zeta, \dot{\zeta}, t)$  по результатам расчетно-экспериментальных исследований. При этом существенным является то обстоятельство, что в зависимости от типа виброударной системы и ее свойств может быть реализована *любая* зависимость  $F$  от аргументов, удовлетворяющая критерию (10).

Учитывая предложенный подход к описанию  $F$ , дифференциальные уравнения для описания виброударной системы с двумя степенями свободы (см. рис.3) с учетом сил тяжести можно представить в виде:

$$\begin{cases} -m_1 \ddot{w}_1 + m_1 g + F^{\wedge}(\zeta, \dot{\zeta}, t) - C_1 w_1 - A \sin \alpha x = 0, \\ m_2 \ddot{w}_2 - m_2 g + F^{\wedge}(\zeta, \dot{\zeta}, t) = 0, \end{cases} \quad (11)$$

где  $A$ ,  $\omega$  – амплитуда и частота внешнего возмущения (например, от дебалансного привода).

В уравнениях (11) есть существенно нелинейные слагаемые  $F^{\wedge}$ , что делает эти уравнения нелинейными. При этом нелинейность имеет „двойной” характер: первая составляющая нелинейности обусловлена характером контактного взаимодействия в виброударной системе, т.е. наличием ударных усилий (см. соотношение (4)); вторая составляющая обусловлена наличием нелинейных слагаемых в разложении (5). Кроме того, можно отметить, что наличие неустойчивых связей (4) не дает принципиальной возможности линеаризовать уравнения (11) даже при учете только линейных слагаемых в разложении (5).

Еще одной особенностью исследуемой виброударной системы является явная и неявная зависимость в общем случае массово-инерционных характеристик от времени. Так, например, при выбивке кома с отливками на вибрационной машине сама природа этого процесса накладывает условия:

$$m_2 = m_2(\zeta, \dot{\zeta}, t, F^{\wedge}, \omega, A) > 0, \quad \dot{m}_2 \leq 0. \quad (12)$$

С учетом (12) уравнения (11) представим в виде:

$$\begin{cases} \ddot{w}_1 - f_1^{\wedge}(\zeta, \dot{\zeta}, t) + \omega_0^2 w_1 + a \sin \alpha x - g = 0, \\ \ddot{w}_2 + f_2^{\wedge}(\zeta, \dot{\zeta}, t) - g = 0, \end{cases} \quad (14)$$

где  $f_1^{\wedge} = F^{\wedge}/m_1$ ;  $f_2^{\wedge} = F^{\wedge}/m_2$ ;  $\omega_0^2 = C_1/m_1$ ,  $a = A/m_1$ .

Применяя предложенный подход не только к описанию  $F^{\wedge}$ , но и к функциям, фигурирующим в (14), можно записать:

$$f_1 = F/m_1 = \sum_{i,j,k=0}^{\infty} \alpha_{ijk}^1 \varphi_i(\zeta) \psi_j(\dot{\zeta}) \chi_k(t), \quad (15) \quad \omega_0^2 = \omega_0^2(t), \quad (17)$$

$$f_2 = F/m_2 = \sum_{i,j,k=0}^{\infty} \alpha_{ijk}^2 \varphi_i(\zeta) \psi_j(\dot{\zeta}) \chi_k(t). \quad (16) \quad a = a(t). \quad (18)$$

Здесь в правых частях (15), (16) присутствуют искомые функции и коэффициенты.

Следует заметить, что варьируя коэффициенты  $\alpha$  в (15), (16), можно получить решения  $w_1$ ,  $w_2$  как некоторые конкретные реализации из многопараметрического семейства временных распределений. При этом семейство решений  $w_1$ ,  $w_2$  определяет параметрическую зависимость переменных состояния от искомых коэффициентов  $\alpha$ . Задача (10) в качестве своего решения как раз из множества наборов  $\alpha$  позволяет определить именно тот набор  $\alpha^*$ , который либо минимизирует несоответствие временных распределений  $\zeta_N$ ,  $\zeta_E$ , либо (как частный случай), тот минимально необходимый набор  $\alpha^{\wedge}$  в разложении (5), который позволяет удовлетворить требованиям заданной точности моделирования  $\varepsilon$ :

$$\alpha^{\wedge} : I(\zeta_N - \zeta_E) \leq \varepsilon. \quad (19)$$

Таким образом, в результате решения задач (10), (19) либо определяется массив параметров  $\alpha$  (при их фиксированном наборе), либо определяется состав этого множества (т.е. множества членов в разложении (5)).

Важно отметить, что и в первом, и во втором случае решение отмеченных задач опирается на данные экспериментальных исследований. В случае, когда в распоряжении исследователя есть либо опытный образец вибрационной машины, либо ее макет, либо аналог, либо универсальный стенд, то можно получать и использовать надежные экспериментальные данные. Что важно, предложенный подход дает возможность верифицировать параметры численных моделей на основе использования результатов не одного, а серий экспериментов, проведенных в разное время различными исследователями. Более того, в качестве таких верифицирующих распределений можно также использовать данные численных исследований, полученные другими авторами на других, отличных от (5), (11), моделях.

Кроме прямого подхода к решению задач (10), (19), можно решать и задачу параметрического анализа, и чувствительности:

$$I = I(\alpha), \quad (20) \quad I_{\alpha} = \frac{\partial I}{\partial \alpha}. \quad (21)$$

Кроме того, предложенный подход позволяет определять влияние той или иной составляющей в разложении (5) на характер динамического процесса, его временные и другие характеристики. При этом данные экспериментальных исследований в данном случае не требуются – речь идет об исследовании свойств самой математической модели.

Еще одним существенным обстоятельством является сама возможность представления функции  $F$  в виде ряда (5). Естественно, что если функция  $F$  непрерывна и дифференцируема по аргументам  $\zeta, \dot{\zeta}, t$ , то она представима, причем единственным образом, в виде разложения (5), в котором  $\varphi, \psi, \chi$  являются элементами полного базиса в соответствующих функциональных пространствах. В то же время при наличии разрывов, недифференцируемости или многозначности такое представление функции  $F$  затруднительно. В связи с этим в дальнейшем  $F$  рассматривается в виде суммы функций:

$$F = \alpha_{\cup} F^{\cup} + F^{\wedge},$$

где  $F^{\cup}$  – некоторая заранее задаваемая функция, содержащая характерные особенности (разрывы, отсутствие производной или многозначность) функции  $F$ ,  $\alpha_{\cup}$  – искомый масштабный коэффициент, а  $F^{\wedge}$  – непрерывная дифференцируемая функция, представимая в виде разложения (5).

Таким образом, можно сделать вывод о том, что предложенный подход:

- принципиально отличается от предлагаемых ранее подходов, постулирующих вид зависимости силы  $F^{\wedge}$  от переменных состояния виброударной системы, вводя в рассмотрение ее обобщенное параметрическое описание с использованием варьируемых и искомым представлений этой функции в виде ряда по базисным функциям относительных перемещений, относительных скоростей и времени.

- расширяет и дополняет процесс верификации динамических моделей исследуемых виброударных систем, сводя их к определению искомым коэффициентов на основе решения задачи минимизации функционала несоответствия распределения переменных состояния (или его ограничения);

- позволяет проводить качественный и количественный анализ влияния различных факторов, определяющих силу ударного взаимодействия, на поведение исследуемой виброударной системы;

- приводит к обеспечению адекватности, повышению точности моделирования динамических процессов в виброударных системах, приближая процессы в их моделях к процессам в реальных вибрационных машинах.

**Реализация предложенного подхода на конкретном примере.** В качестве исследуемой конструкции выступает высоконагруженная высокочастотная вибрационная машина с дебалансным приводом для выбивки крупного вагонного литья. Исследуемая выбивная машина имеет следующие характеристики: полная масса корпуса – 15960 кг; суммарная жесткость упругих опор – 5280000 Н/м; суммарное демпфирование опор – 127680 Н·с/м; час-

тота вращения дебалансных валов – 960 об/мин; угол между дебалансными валами – 30 град; масса одного вала – 405.8 кг; эксцентриситет дебалансного вала – 0.045 м; суммарная масса отливки и кома – 10 т.

Для иллюстрации метода предлагается математическая модель с большим количеством упрощений, однако модель описывает более существенные факторы, связанные со спецификой работы машины (на примере системы с двумя степенями свободы: вертикальные перемещения машины  $w \equiv w_1$  и технологической нагрузки  $w_k \equiv w_2$ ):

$$\begin{cases} M\ddot{w}(t) + h_{em}\dot{w}(t) + h_k(\dot{w}(t) - \dot{w}_k(t)) + h_k(\dot{w}(t) - \dot{w}_k(t))w(t) - w_k(t) \times \\ \times \max_{t \rightarrow t_{ycn}} (w(t) - w_k(t)) * 10^3 + c_{om}w(t) + c_k(w(t) - w_k(t)) + c_k(w(t) - w_k(t))w(t) - w_k(t) \times \\ \times \max_{t \rightarrow t_{ycn}} (w(t) - w_k(t)) * 10^3 = A_d \sin(\alpha t) \cos(\alpha) + Mg; \\ m_k \ddot{w}_k(t) + h_k(\dot{w}_k(t) - \dot{w}(t)) + h_k(\dot{w}_k(t) - \dot{w}(t))w(t) - w_k(t) \max_{t \rightarrow t_{ycn}} (w(t) - w_k(t)) * 10^3 + \\ + c_k(w_k(t) - w(t)) + c_k(w_k(t) - w(t))w(t) - w_k(t) \max_{t \rightarrow t_{ycn}} (w(t) - w_k(t)) * 10^3 = m_k g. \end{cases} \quad (22)$$

В математической модели (22) в выражениях для сил сопротивления присутствуют как линейные, так и квадратичные слагаемые, которые связаны с абсолютным значением расстояния между выбивной машиной и земляным комом. Таким образом, жесткость упругой составляющей ударной силы зависит от модуля расстояния между выбивной машиной и комом (23), а демпфирование – от модуля разности скоростей (24):

$$C_k = \begin{cases} 0, w(t) - w_k(t) > L, \\ c_k, w(t) - w_k(t) \leq L, \end{cases} \quad (23) \quad H_k = \begin{cases} 0, w(t) - w_k(t) > L, \\ 0, \dot{w}(t) - \dot{w}_k(t) > V, \\ h_k, \dot{w}(t) - \dot{w}_k(t) \leq V, C_k \neq 0. \end{cases} \quad (24)$$

где  $L \geq 0, V \geq 0$  – некоторые пороговые значения расстояния и скорости, при которых “включаются” упругие и вязкие компоненты силы ударного взаимодействия (в частности,  $L$  и  $V$  могут быть равны нулю).

Проведя моделирование динамических процессов с использованием предложенной математической модели, можно получить следующие результаты моделирования поведения системы (рис. 4-6). На рис. 4 приведены перемещения кома и выбивной машины во времени на установившемся режиме. Как видно из графика, амплитуда колебаний выбивной машины при заданных параметрах не превышает 3.5 мм, а амплитуда подбрасывания кома с отливкой – около 4 мм. На рис. 5 показано изменение в течение одного цикла взаимодействия во времени. На рис. 6 показано изменение величины внутреннего усилия в зависимости от величины скорости и амплитуды подбрасывания песчано-глинистого кома:

$$F = \alpha_{11}\zeta + \alpha_{12}\dot{\zeta} + \alpha_{21}\zeta \cdot \dot{\zeta} + \alpha_{22}\dot{\zeta} \cdot \dot{\zeta},$$

где  $\alpha_{11} = 2.06 \cdot 10^8$  Н/м,  $\alpha_{12} = 3.58 \cdot 10^5$  Н·с/м,  $\alpha_{21} = 3.01 \cdot 10^9$  Н/м<sup>2</sup>,  $\alpha_{22} = 1.28 \cdot 10^7$  Н·с/м<sup>2</sup>.

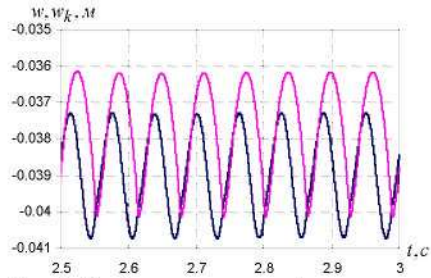


Рис. 4. График перемещений центра масс вибробойной машины во времени: светлая линия – перемещение кома; темная – вибробойной машины

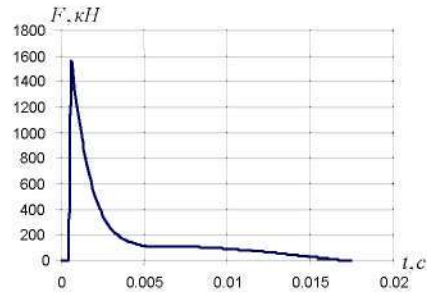


Рис. 5. График изменения импульса ударного взаимодействия во времени

Таким образом, предложенная математическая модель виброударной системы позволила получить *новые* зависимости силы ударного взаимодействия для определения поведения машины и кома с отливкой, которые нельзя получить, по традиционным методикам.

**Заклучение.** Предложен новый подход к решению задачи (1), который позволяет определить внутреннее усилие контактного ударного взаимодействия между элементами машины и комом.

В дальнейшем планируется развивать предложенный подход для решения задачи (1), а также предложить подходы к решению задач (2), (3).

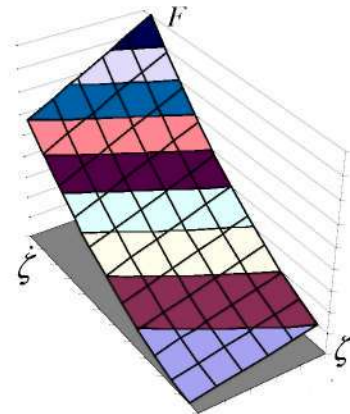


Рис. 6. График изменения силы ударного взаимодействия

**Список литературы:** 1. Горский А.И. Расчет машин и механизмов автоматической линии литейного производства. – М.: Машиностроение, 1978. – 55 с. 2. Вибрации в технике. Вибрационные процессы и машины / Под ред. Блехмана И.И. – Т2. – М.: Машиностроение, 1979. – 351 с. 3. Вибрации в технике. Вибрационные процессы и машины / Под ред. Лавендаля Э.Э. – Т4. – М.: Машиностроение, 1981. – 509 с. 4. Сердюк Л.И. Основы теории, расчет и конструирование управляемых вибрационных машин с добавленными возбудителями: дис. ... доктора техн. наук: 05.02.02:01.02.06 / Сердюк Евгений Павлович – Харьков, 1991. – 418 с. 5. Гереха И.И. Совершенствование конструкций и методов расчета вибрационных машин: дис. ... канд. техн. наук: 01.02.06 / Гереха И.И. – Львов, 1991. – 269 с. 6. Математическая модель многосекционных вибробойных агрегатов с учетом рассеяния энергии / В.П. Писонский, И.И. Гереха, Р.М.

Козулькевич [и др.] // Проблемы прочности. – 1994. – № 10. – С.30-36. 7. Латишин Е.С. Развитие вибрационного грохочения на основе усовершенствования модельных явлений кинетики процесса: дис. ... д-ра. техн. наук: 05.15.11 / Латишин Е.С. – Днепропетровск, 2006. – 269 с. 8. Яковченко В.В. Моделирование динамики вибрационных систем: дис. ... д-ра. техн. наук: 01.02.06 / Яковченко В.В. – Киев, 1993. 9. Барчан Е.И. Удосконалення методів розрахунку та конструкції вибробойної транспортуючої машини для формувальних ліній крупного литва: дис. ... канд. техн. наук: 05.02.02. / Барчан Євгеній Іванович. – Маріуполь, 2008. – 178 с. 10. Погорелова О.С. Аналіз динаміки ударно-вібраційного майданчика при зміні його параметрів / О.С. Погорелова, Т.Г. Постікова, С.М. Гончаренко // Опір матеріалів і теорія споруд. – 2008. – №2. – С.71-82. 11. Погорелова О.С. Вплив кроку інтегрування рівнянь руху віброударної системи на отримання характеристик її динамічної поведінки / О.С. Погорелова, Т.Г. Постікова // Опір матеріалів і теорія споруд. – 2009. – №83. – С.74-83. 12. Барчан Е.И. Экспериментальное исследование динамических процессов в вибробойной машине с дебалансным приводом / Е.И. Барчан, И.А. Ткачук, А.В. Грабовский // Вісник ПГУ "ХПР". Тем. вип.: "Машинознавство та САПР". – 2007. – №3. – С.17-23. 13. Экспериментальное исследование динамических процессов в оптимизированной вибробойной машине / Е.И. Барчан, В.А. Шкода, В.В. Просвянок [и др.] // Вісник ПГУ "ХПР". Тем. вип.: "Машинознавство та САПР". – 2007. – №23. – С.26-32. 14. Вибрации в технике. Измерения и испытания. / Под ред. Генкина М.Д. – Т5. – М.: Машиностроение, 1981. – 496 с.

Поступила в редакцію 10.10.09

УДК 621.01:621.874:531.8:539.3

**Ю.Б. ГУСЕВ**, канд. техн. наук, гол. конструктор ВАТ „Головний спеціалізований конструкторсько-технологічний інститут”, м. Маріуполь. **А.Ю. ТАНЧЕНКО**, стажист-викладач, каф. ТММіСАПР НТУ „ХПІ”

### ОБГРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ ВИСОКОНАВАНТАЖЕНИХ МАШИН НА ОСНОВІ МОДЕЛЮВАННЯ НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ З УРАХУВАННЯМ ДЕГРАДАЦІЇ ВЛАСТИВОСТЕЙ ОСНОВНИХ ЕЛЕМЕНТІВ

У роботі отримали подальший розвиток методи розрахунку високонавантажених великогабаритних машин за критеріями забезпечення заданої довговічності та навантажувальної здатності шляхом моделювання напружено-деформованого стану з урахуванням деградації властивостей основних елементів машин з метою обґрунтування їх структури і параметрів

Innovation of load ability ensuring and durability of heavy-loaded machines by means of development of software-and-modeling complex of deflected mode modeling taking into account of machines load-bearing elements characteristics degradation for justification their structure and parameters is offered in the work.

**Вступ.** На даний час в машинобудуванні велику питому вагу займають високонавантажені великогабаритні машини (ВВМ), які призначені для виконання операцій протягом тривалого терміну експлуатації (десятьки років) із збереженням навантажувальної здатності. До них можна віднести підіймально-транспортні машини, машини металургійного і будівельного виробництва матеріалів, гірничо-шахтове устаткування тощо. При цьому металоконструкція машини здебільшого підлягає сумісній багаточисловій силовій дії, зношуванню несучих елементів конструкції унаслідок корозійного, хімічного або механічного

спрацювання, а також зниженню механічних властивостей матеріалів, з яких виготовлені елементи машин (далі в роботі цей комплекс чинників об'єднується під одним терміном „деградації властивостей”). Важливою обставиною є саме сумісний і взаємозв'язаний вплив цих чинників на експлуатаційні показники машини. Традиційно при проектуванні машин даного класу враховуються міцність, жорсткість, навантажувальна здатність і довговічність, що визначаються за *початковим їхнім станом*. Проте спільний взаємозв'язаний вплив різних експлуатаційних чинників і процесів порушує початковий стан машини, що насамперед позначається на розподілі напружень в основних елементах металоконструкції. У результаті машина, що мала необхідний розрахунковий ресурс і задану навантажувальну здатність в початковий момент експлуатації, втрачає ці властивості до призначеного граничного терміну роботи. Окрім того, без всебічного врахування реальних умов роботи машини можливе завищення коефіцієнту запасу міцності, що приводить до збільшення її маси, підвищення енергоспоживання і зниження економічної ефективності.

Таким чином, виникає протиріччя між потребами практики проектування широкого класу високонавантажених машин за критеріями забезпечення заданої навантажувальної здатності і довговічності та обмеженими можливостями існуючих методів моделювання цих характеристик і визначення раціональних параметрів машин. При цьому внаслідок специфіки (унікальність, одиничність або дрібносерійність) таких машин експериментальне дослідження і накопичення емпіричних даних та їх узагальнення обмежене. Ця обставина підтверджує *актуальність роботи*, що присвячена задачам вдосконалення розрахунків високонавантажених великогабаритних машин за критеріями заданої навантажувальної здатності та довговічності з урахуванням сумісного впливу експлуатаційних характеристик і деградації властивостей на напружено-деформований стан (НДС) елементів металоконструкції, що реалізуються у вигляді спеціалізованого програмно-модельного комплексу (СПМК), з акцентом на числове моделювання.

**Постановка задачі.** *Метою роботи є* вдосконалення розрахунків високонавантажених великогабаритних машин за критеріями забезпечення заданої довговічності та навантажувальної здатності, які враховують сумісний вплив на напружено-деформований стан навантажень та деградації властивостей їх елементів з реалізацією розрахунків за допомогою програмно-модельного комплексу.

Для досягнення даної мети вирішені такі задачі:

- провести порівняльний аналіз відомих методів розрахунків високонавантажених вибивних машин за навантажувальною здатністю та на довговічність, виявити їхні недоліки та накреслити напрямок проведення досліджень;
- запропонувати комплексні математичні моделі з удосконалення розрахунків ВВМ щодо урахування взаємопов'язаного впливу напружено-деформованого стану і деградації властивостей основних їх елементів під час експлуатації;
- вдосконалити метод розрахунково-експериментального визначення силових факторів, що діють на ВВМ, та обґрунтування параметрів їхніх роз-

рахункових моделей;

- розробити методику та обґрунтувати можливість застосування відомих числових методів та проведення кількісного аналізу напружено-деформованого стану елементів ВВМ з урахуванням деградації їхніх властивостей;

- провести експериментальні дослідження з метою підтвердження теоретичних положень і розроблених рекомендацій щодо вибору геометричних параметрів ВВМ, які забезпечують їхню навантажувальну здатність, довговічність та сприяють впровадженню одержаних результатів у виробництво.

**Аналіз стану питання і постановка задач досліджень.** На основі аналізу великої кількості публікацій встановлено, що проблема розрахунків високонавантажених машин, їхньої оптимізації за навантажувальною здатністю та довговічністю розв'язувалася багатьма ученими [1-5]. Проте у цих та багатьох інших роботах [6-10] не поставлено та не накреслено шляхів розв'язання проблеми забезпечення заданої навантажувальної здатності та довговічності високонавантажених великогабаритних машин, для яких визначальними чинниками є напружено-деформований стан та процеси деградації властивостей основних елементів конструкції, що розглядаються взаємопов'язано. Дана обставина породжує актуальну і важливу науково-практичну задачу розробки методів, алгоритмів та моделей для удосконалення розрахунків таких машин за критеріями забезпечення заданої навантажувальної здатності, довговічності та мінімальної матеріалоемності на основі аналізу НДС з урахуванням деградації властивостей їхніх елементів. Цей напрям досліджень був обраний як основний при виконанні досліджень.

**Теоретичні основи розрахунку високонавантажених великогабаритних машин з урахуванням НДС і деградації властивостей металоконструкції.** При розв'язанні задачі забезпечення заданого залишкового ресурсу і навантажувальної здатності високонавантажених машин з урахуванням сумісної дії силових чинників і деградації властивостей їхніх елементів основна складність полягає в тому, що і критерії, і обмеження на характеристики і параметри машини, і рівняння стану є зв'язаними. В результаті формально поставлена задача є надзвичайно громіздкою, а враховуючи, що на етапі проектування потрібне проведення багатоваріантних розрахунків, приходимо до ситуації «лавина параметрів + лавина чинників + лавина змінних», помноженої на кількість одиничних розв'язань задачі аналізу на кожному підетапі розв'язання. Таким чином, необхідно запропонувати новий підхід, який би враховував специфіку досліджуваних високонавантажених машин, фізико-механічних процесів, що протікають при їх експлуатації, особливо критеріальних вимог і обмежень. Саме завдяки цьому можна спростити задачу, розбивши її на декілька підзадач, що розв'язуються в певній послідовності.

Для досліджуваних машин характерними особливостями фізико-механічних процесів, що протікають при їх експлуатації, є часові параметри, а саме:

- 1) процеси навантаження ВВМ здебільшого носять характер багаточислових періодичних дій з характерним часом основного циклу – секунди, хвилини, години – з накладенням полігармонічних дій з ще меншим характерним часом;



2) процеси деградації властивостей силових елементів металокожструкції досліджуваних машин в основному визначаються корозійним або механічним зносом, при якому несуча здатність металокожструкції знижується за рахунок втрати поверхневих шарів (або втрати ними механічних властивостей основного матеріалу), і характерний час прояву наслідків яких – місяці і роки експлуатації;

3) зниження властивостей силових елементів при багатоцикловому навантаженні відбувається протягом десятків років у процесі експлуатації.

Таким чином, можна розділити „швидкі” і „повільні” процеси: поточний НДС металокожструкції можна розглядати при квазіпостійних параметрах деградації (досягнутих на момент робочого циклу навантаження), а в загальному випадку змінну дію напруженого стану на деградацію можна замінити деякою постійною інтегральною (за період робочого циклу).

Розв’язується задача синтезу силових елементів високонавантажених машин на прикладі перевантажувача. У просторі узагальнених параметрів  $P$  в загальному вигляді записуються рівняння стану:

$$L(u, P, f, t) = 0, \quad (1)$$

де  $L$  – оператор;  $u$  – змінна стану;  $f$  – зовнішня дія;  $t$  – час.

Щодо цих параметрів  $P$  формулюється ряд цільових функцій  $I$  і обмежень:

$$I_K = I_K(P, H), \quad K = 1, n_K, \quad (2) \quad H_j = H_j(u) \geq H_j^*(u), \quad (3)$$

де  $H_j$  – елементи масиву  $H$  характеристик стану металокожструкції мостового перевантажувача (залежать від змінних стану  $u$ , що задовольняють рівнянню (1)).

Тоді формулюється задача визначення таких оптимальних  $P^*$ , що:

$$I(P^*) = \sum \gamma_K I_K(P^*) \rightarrow \min, \quad H_j(u(P^*)) \geq H_j^*(u(P^*)), \quad L(u, P^*, f, t) = 0. \quad (4)$$

де  $\gamma_K$  – вагові коефіцієнти в комплексній цільовій функції.

Дана загальна формальна постановка приховує основну особливість задачі: рівняння стану (1), що визначає неявні залежності  $u(P, f)$  і  $H(u, f)$ , є істотно нелінійними і складними. У зв’язку з цим потрібна розробка нових підходів до розв’язання даної задачі, оскільки пряме застосування традиційних постановок не враховує специфіки розв’язуваної задачі.

Розглянемо новий підхід до розв’язання проблеми на конкретному прикладі ВВМ. Для неї актуальною проблемою є, з одного боку, мінімізація маси перевантажувача (цільова функція  $I$  у даному випадку) при одночасному збереженні міцності елементів перевантажувача протягом 25 років роботи (це конкретизація обмежень  $H$ ). Для розв’язання задач запропонований алгоритм, проілюстрований для випадку мостового перевантажувача. Доцільність застосування саме такого алгоритму зумовлена специфікою розв’язуваної задачі і конструкцією машини. Він складається з етапів I-IV (рис. 1).

На етапі I проводиться проектування раціональної структури верхньої будови мостового перевантажувача, що забезпечує зменшення маси та задану

навантажувальну здатність із заздалегідь визначеною чутливістю до зміни товщини листів металокожструкції і механічних властивостей матеріалу.

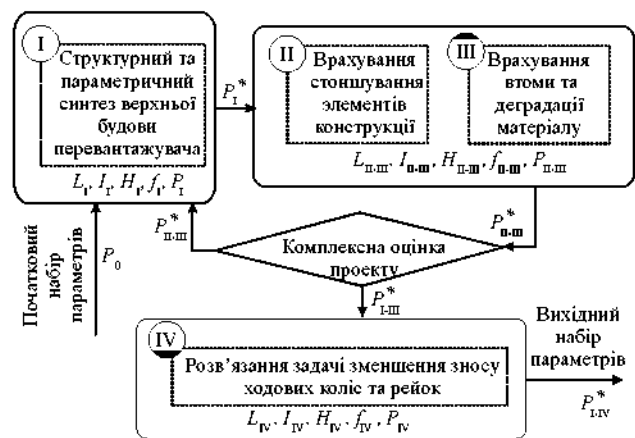


Рис. 1. Алгоритм поетапного ітераційного розв’язання задачі синтезу ВВМ на основі комплексу критеріїв на прикладі перевантажувача

На цьому етапі діє оператор теорії пружності для моделювання НДС

$$L_I = L_I(u, f, P_I), \quad (5)$$

де  $u$  – вектор переміщень точок кожструкції,  $f$  – діючі навантаження,  $P_I$  – масив узагальнених параметрів, що описують структуру верхньої будови, розміри, форму перетину і товщини його елементів;

$$I_I = m(P_I) \rightarrow \min, \quad H_I = \sigma_3^{\max}(u(P_I, f)) \leq [\sigma_3^*]_I, \quad (6)$$

де  $m$  – маса перевантажувача;  $\sigma_3^{\max}$  – максимальні еквівалентні напруження в кожструкції,  $[\sigma_3^*]$  – допустимі напруження, що призначаються за критерієм міцності при дії багатоциклового навантаження.

При цьому окрім розв’язання задачі (5), (6) визначається також чутливість критерію якості і обмеження до стоншування листів і погіршення механічних властивостей матеріалу (утворюють множину узагальнених параметрів  $P_{II-III}$ ):

$$\lambda_1 = \partial I_I / \partial P_{II-III}; \quad \lambda_2 = \partial H_I / \partial P_{II-III}. \quad (7)$$

Отриманий варіант параметрів  $P_I^*$  є початковим при виборі проектних розв’язків на здвоєному етапі II-III. На цьому етапі розв’язується задача забезпечення залишкового ресурсу і навантажувальної здатності перевантажувача в кінці заданого технічним завданням терміну експлуатації з урахуванням одночасної дії чинників зносу і деградації матеріалу:

$$L_{II-III} = \{h_{II} = h_{II}(t, \sigma), [\sigma_3^*]_{III} = [\sigma_3^*]_{III}(f, t), \quad (8)$$

де  $h$  – масив, що визначає товщину листів несучих елементів конструкції як функцію часу  $t$  і напруженого стану  $\sigma$ ;  $[\sigma_j^*]$  – допустимі напруження з урахуванням накопичення пошкоджень при дії сил  $f$ ;

$$I_{II-III} = I_1 + \lambda_1 \cdot \Delta h_{II} \rightarrow \min, \quad (9) \quad H_{II-III} = H_1 + \lambda_2 \Delta[\sigma_j^*]_{III} \leq [\sigma_j^*]_{II-III}, \quad (10)$$

де  $\Delta h$  – зміна товщини листів;  $\Delta[\sigma_j^*]_{III}$  – зміна механічних властивостей матеріалу.

Основна особливість задачі (зв'язаність процесів, чинників, критеріїв і обмежень) при цьому зберігається, проте в першому наближенні нелінійні залежності  $I_{II-III}$  і  $H_{II-III}$  від параметрів  $P_{II-III}$  замінюються лінеаризованими співвідношеннями (9), (10). При цьому потрібно відзначити, що припустима похибка апроксимації (9), (10) усувається в результаті ітераційного процесу уточнення якості проекту (ланцюжок II, III-I). В результаті застосування критеріїв оцінки зміни самого проекту  $\epsilon_1$ , цільових функцій  $\epsilon_2$  та обмежень  $\epsilon_3$ :

$$\epsilon_1 = \frac{P_{II-III}^* - P_{I-III}^*}{P_{II-III}^*} \leq \delta_1, \quad \epsilon_2 = \frac{I_{II-III}^* - I_{I-III}^*}{I_{II-III}^*} \leq \delta_2, \quad \epsilon_3 = \frac{H_{II-III}^* - H_{I-III}^*}{H_{II-III}^*} \leq \delta_3, \quad (11)$$

де  $\delta_1, \delta_2, \delta_3$  – відповідні обмеження,  $*$  – деяка норма, встановлюється або необхідністю повторення циклу I-II, III, або можливість виконання наступного етапу синтезу IV (див. рис. 1). Оскільки етап IV є досить ізольованим етапом синтезу, на якому розв'язується частинна задача (наприклад, в разі мостового перевантажувача – зменшення зносу ходових коліс грейферного візка і рейок), то додаткового зворотного зв'язку (як раніше в ланцюжку I-II, III) тут не передбачається, і отримуваний набір параметрів  $P_{I-IV}^*$  є остаточним. На етапі IV задача формулюється таким чином:

$$L_{IV} = L_{IV}(f, P_{IV}), \quad (12)$$

де  $L_{IV}$  – операторний запис розмірного зносу  $g$  ходових коліс і рейок при дії експлуатаційних сил  $f$ ;

$$I_{IV} = g(P_{IV}) \rightarrow \min, \quad H_{IV} = T(g) \geq T_{IV}^*, \quad (13)$$

де  $T$  – безремонтний термін служби ходових коліс грейферного візка,  $T_{IV}^*$  – обмеження на безремонтний термін служби.

В результаті запропонованого поетапного ітераційного процесу послідовного синтезу машини за комплексом критеріїв і обмежень отримується комплекс рекомендацій щодо вибору конструктивних схем та параметрів її силових елементів. При цьому всі виконувані етапи об'єднані в єдиному циклі досліджень, які поєднують на основі узагальненого параметричного опису різноманітні фізико-механічні процеси, що протікають при експлуатації перевантажувача, з ураху-

ванням різних критеріїв і обмежень.

На прикладі мостових перевантажувачів для визначення умов експлуатації були проведені розрахунково-експериментальні обстеження великої кількості силових елементів машин методами акустоемісії, товщинометрії і електротензометрії. Визначені найбільш відповідальні і навантажені елементи, схильні до корозійного зносу – шпренгельна система і основна балка мають максимальний знос 0,2-1,0% товщини за рік. На основі отриманих результатів була побудована математична модель, що поєднує опис НДС і деградації силових елементів:

$$\sigma_{ij} = C_{ijkl} \epsilon_{kl}, \quad \sigma_{ij,j} + f_i = 0, \quad 2\epsilon_{ij} = u_{i,j} + u_{j,i}, \quad (14)$$

$$h = h(t, n, P), \quad (15) \quad [\sigma] = [\sigma](t, n, P), \quad (16)$$

де рівняння (14) описують НДС ( $\sigma_{ij}, C_{ijkl}, \epsilon_{kl}, f_i, u_i$  – напруження, пружні константи, деформації, навантажуючі сили та переміщення відповідно), рівняння (15) – функцію зменшення товщини  $h$ , а (16) – залежність  $[\sigma]$  механічних властивостей від кількості циклів навантаження, напружень та інших узагальнених параметрів.

Розрахункові схеми для даного випадку представлені на рис. 2. Складові діючого навантаження:  $Q_{ст}, Q_{д}$  – статична та динамічна складові від дії грейферного візка з вантажем;  $\xi$  – координата положення візка відносно центру прольоту;  $(\rho + \rho_r) \cdot g$  – розподілене вагове навантаження від власне металоконструкції (густина  $\rho$ ) та обledenіння (умовна густина  $\rho_r$ );  $\rho \cdot a$  – сили інерції;  $Q_{в}$  – вітрове навантаження (залежить від напрямку вітру – кут  $\alpha$  – та його швидкості). Співвідношення (14)-(16) у єдиній моделі поєднують задачі дослідження НДС, зношування і деградації властивостей матеріалу.

**Новий підхід, алгоритм і математична модель** реалізовані у вигляді програмно-модельного комплексу для моделювання НДС силових елементів ВВМ на прикладі металоконструкції мостового перевантажувача. СПМК призначений для розв'язання задачі обґрунтування конструктивних схем і параметрів з урахуванням множини варіюваних критеріїв і обмежень. Базові співвідношення для вибору і обґрунтування проектних схем і конструктивних параметрів наведені раніше. Там же виділені окремі задачі досліджень:

1) структурний і параметричний синтез верхньої будови мостового перевантажувача;

2, 3) врахування впливу деградації елементів металоконструкції перевантажувача на його залишковий ресурс;

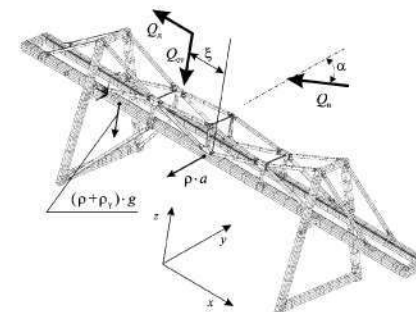


Рис. 2. Розрахункова схема для визначення НДС ВВМ на прикладі металоконструкції мостового перевантажувача

4) частинні задачі, що не впливають на 1)-3).

Для числового моделювання реакції перевантажувачів на різні зовнішні дії при варіюванні параметрів, схем, критеріїв і обмежень використовуються параметризовані геометричні і скінченно-елементні моделі. Верифікація цих моделей проведена шляхом порівняння результатів розрахунку НДС в системі ANSYS з результатами, отриманими раніше в програмному комплексі Ліра.

Рис. 3. Схема роботи спеціалізованої системи аналізу НДС і синтезу параметрів мостового перевантажувача



Для управління множиною моделей, тобто для їх перебудови при зміні деяких узагальнених параметрів, а також для визначення характеристик стану з баз даних отримуваних результатів створюється спеціалізована система „ПЕРЕВАНТАЖУВАЧ”. Схема роботи цієї системи представлена на рис. 3. Як наголошувалося, кожен елемент металоконструкції є запараметризованим. Це досягається на основі узагальненого параметричного опису і спеціалізованих модулів, що його реалізують (див. рис. 3).

Тестові моделі представлені на рис. 4. Пробні розрахунки, проведені в комплексах Ліра і ANSYS, дозволили встановити параметри просторових скінченно-елементних моделей, які забезпечують відносну похибку обчислень за максимальними напруженнями на рівні до 9% (табл. 1, рис. 5). Варто зазначити, що локальні неузгоджені розподіли напружень можна пояснити різними типами скінченних елементів, що застосовувалися (стержневі – Ліра, пластинчасті – ANSYS). Таким чином, можна зробити висновок, що створений багато-

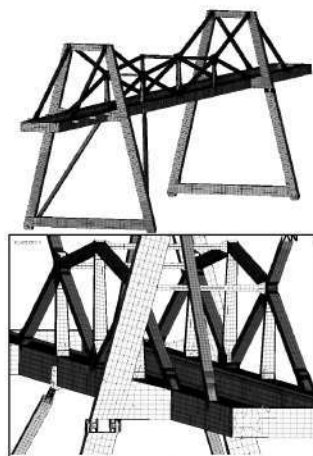


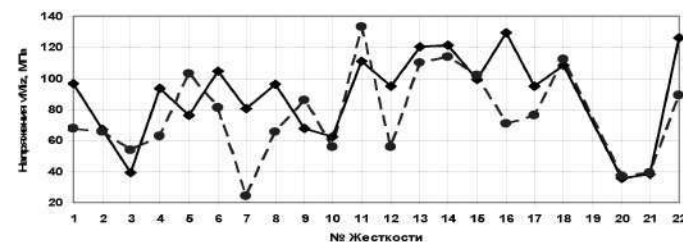
Рис. 4. Тестові скінченно-елементні моделі мостового перевантажувача

Таблиця 1

Порівняльні інтегральні характеристики НДС, одержані в програмних комплексах Ліра та ANSYS

Програмний продукт	Прогин, мм	Еквівалентні напруження, МПа
LIRA	64	129
ANSYS	58	133

Рис. 5. Порівняльні розподіли напружень в структурних елементах мостового перевантажувача: Ліра (—●—) та ANSYS(---)



**Результати числового дослідження.** Відповідно до розробленого загально-го підходу, комплексної математичної моделі і з використанням створеного програмно-модельного комплексу був проведений розрахунок параметрів високонавантажених машин (на прикладі мостового грейферного перевантажувача) за критеріями забезпечення заданого залишкового ресурсу і навантажувальної здатності протягом всього терміну експлуатації. Були розв’язані задачі оптимізації структури і параметрів верхньої будови мостового перевантажувача за критеріями зниження маси металоконструкції і обмеження напружень, визначений вплив стоншування унаслідок корозійного зносу на залишковий ресурс і навантажувальну здатність, за результатами чого розроблені рекомендації щодо вибору раціональних конструктивних схем і параметрів мостового перевантажувача ПМГ-20 вантажопідйомністю 20 т (200 кН) конструкції ВАТ „ГСКТИ”.

Зокрема, проведена структурна і параметрична оптимізація верхньої будови перевантажувача. Оптимізація структури в даному випадку здійснена шляхом установки додаткових розкосів. Як видно з рис. 6 та 7, порівняно з прототипом (базова конструкція – перевантажувач німецької фірми TAKRAF) введення додаткових розкосів несуттєво збільшує загальну масу шпренгельної системи (на 16 тонн, тобто близько 4 %), проте приводить до істотного перерозподілу напружень у бік зменшення їх рівня (на 40 МПа, близько 27 %) і підвищення жорсткості конструкції (до 50% на консолях). Це свідчить на користь застосування запропонованого нового варіанту верхньої будови.

Для даного раціонального варіанту конструкції проведена також параметрична оптимізація верхньої будови перевантажувача. За рахунок перерозподілу матеріалу з балки в шпренгельну систему (на 20%) досягається зниження напружень в балці на 10%, а при подальшому конструктивному полегшенні балки напруження зростають (рис. 8). При цьому витримується постійна маса  $M$  верхньої

функціональний, автоматизований і точний інструмент розв’язання поставленої в статті задачі, що дозволяє перейти до розв’язання конкретних прикладних задач.

будови:  $M = \gamma_{\delta} S_{\delta} + \gamma_{\mu} S_{\mu} = const$  ( коефіцієнти  $\gamma_{\delta}, \gamma_{\mu}$  відповідно визначають питому частку товщини елементів основної балки та шпренгельної системи з площами  $S_{\delta}, S_{\mu}$  при варіюванні  $\gamma_{\delta}, \gamma_{\mu}$  ). Характер розподілу напружень свідчить про наявність оптимального варіанту в районі  $\gamma_{\delta} \in [0.75; 1.1]$ . Таким чином, обґрунтовується правомірність постановки та доцільність розв'язання задачі вибору оптимального набору  $(\gamma_{\delta}, M)$  для такого типу машин.

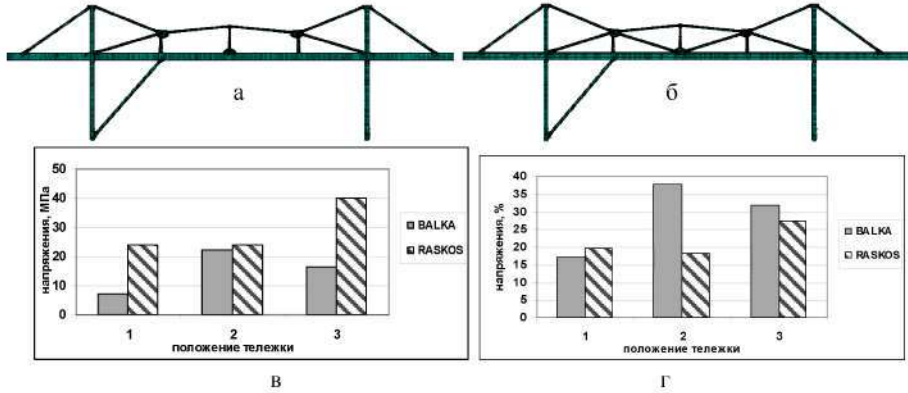


Рис. 6. Порівняння шпренгельних систем та зменшення максимальних напружень (при трьох положеннях візка, див. рис.7) в балці (BALK) та шпренгельній системі (RASKOS): а – прототип; б – модель, що пропонується; в – абсолютні напруження; г – відносні напруження

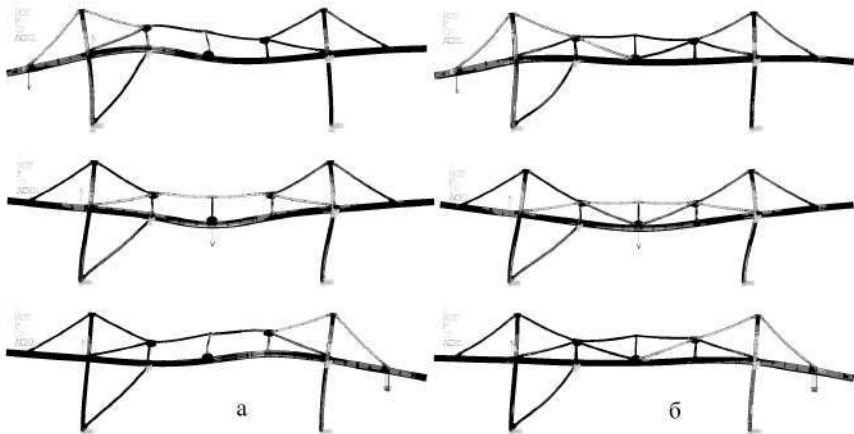


Рис. 7. Порівняльні результати розрахунку НДС при положенні грейферного візка на жорсткій консолі, в середині прольоту та на консолі з боку гнучкої опори: а – прототипу; б – моделі, що пропонується

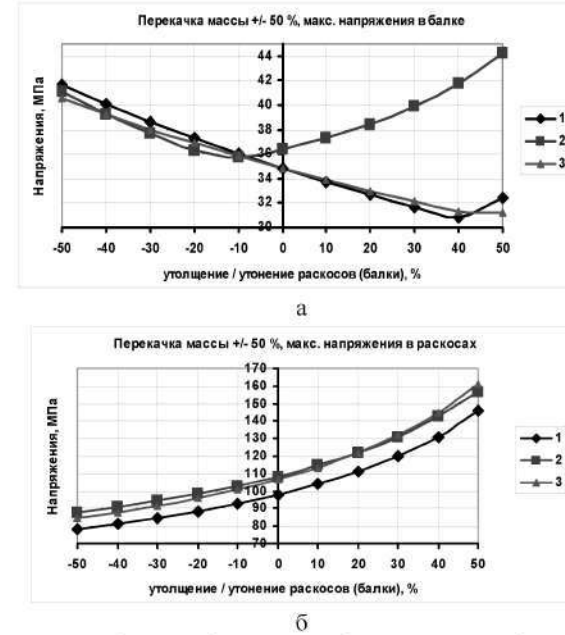


Рис. 8. Зміна максимальних напружень в балці (а) та розкосах (б) при перерозподілі маси між шпренгельною системою та балкою: 1 – візок на ремонтній консолі, 2 – візок в центрі прольоту, 3 – візок на консолі за шарнірною опорою

Отримані параметри і рекомендовані для раціонального проекту мостового перевантажувача (рис. 9 – схема верхньої будови). Було досліджено вплив локального і глобального зносу елементів металоконструкції. На рис. 10 представлені графіки, що характеризують вплив *локального* зношення елементів конструкції – секцій балки і розкосів шпренгельної системи, що у свою чергу дозволяє оцінити їх ступінь впливу на інтегральну картину НДС при складному змінному навантаженні.

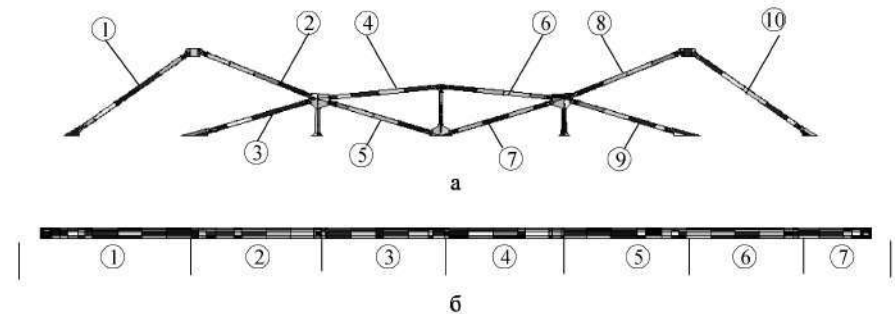
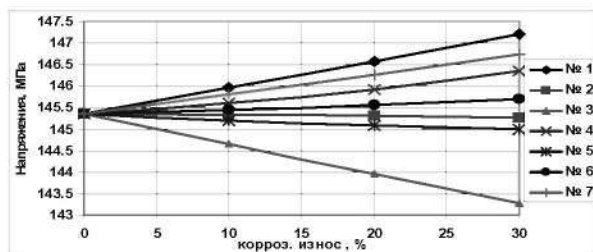


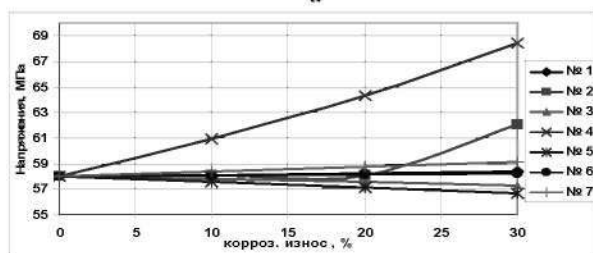
Рис.9. Схема верхньої будови перевантажувача: а – шпренгельна система; б – балка

На рис. 11 представлені відхилення максимальних напружень (у абсолютних і відносних одиницях) в досліджуваних елементах порівняно з „незношеним” базовим навантаженням (три характерні положення в сукупності з вітро-

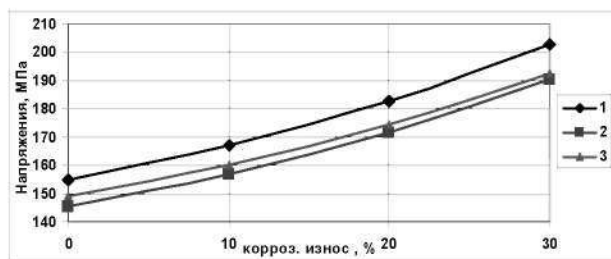
вими, сніговими і інерційними навантаженнями) – глобальне зношення. Видно, що локальне стоншування секцій балки дуже слабо позначається на НДС шпренгельної системи: збільшення максимальних напружень в ній не перевершує 3 %.



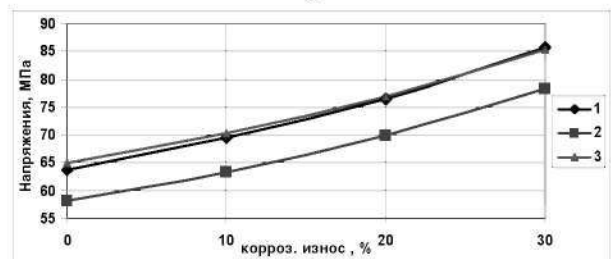
а



б



а



б

Рис. 10. Зміна максимальних напружень в шпренгельній системі (а) і балці (б) при локальному стоншуванні кожної секції балки № 1 - 7 (візок в центрі прольоту)

Рис. 11. Збільшення максимальних напружень у шпренгельній системі (а) та балці (б) при глобальному зменшенні товщини всіх елементів перевантажувача для 3-х варіантів положення візка (див. рис. 8)

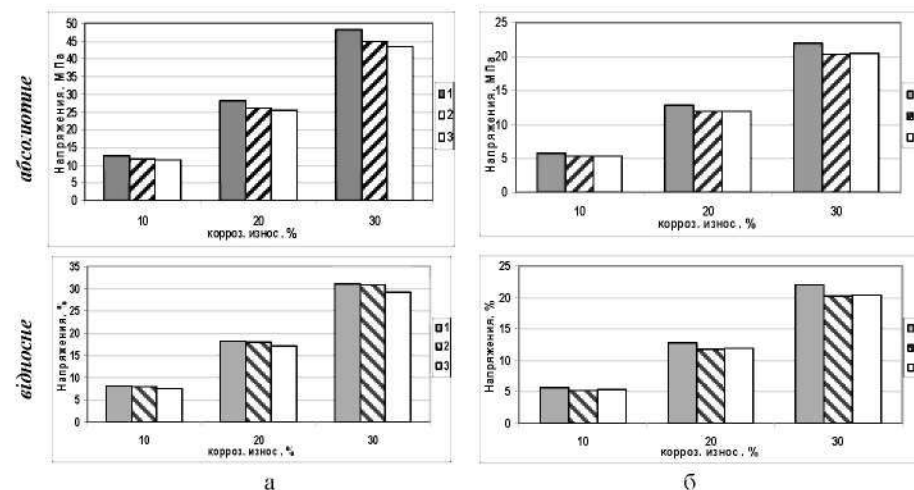


Рис. 12. Збільшення максимальних напружень у шпренгельній системі (а) та балці (б) при глобальному зменшенні товщини всіх елементів перевантажувача для 3-х варіантів положення візка (див. рис.7)

У свою чергу, глобальне стоншування всіх елементів перевантажувача відчутно позначається на його НДС (рис. 12): збільшення максимальних напружень сягає 20-30%. Характерним є приблизно лінійна залежність напружень від зношення, що дає змогу спрогнозувати зміну напружень не тільки при малих (до 3-5%), але й при високих ступенях зносу (до 30%), за лінійними залежностями. Це дуже спрощує в даному випадку розв'язання оберненої задачі – визначення параметрів початкової конструкції, що забезпечують задану навантажувальну здатність в кінці терміну експлуатації.

Аналіз результатів дослідження напружено-деформованого стану металоконструкції перевантажувача дає можливість запропонувати наступні рекомендації по створенню раціональної конструкції ПМГ-20.

1. Як показують результати порівняльних розрахунків, шпренгельна система здійснює сильний вплив на навантажувальну здатність мостового перевантажувача: при цьому введення двох додаткових розкосів збільшує на 27% навантажувальну здатність, а сама шпренгельна система рекомендована для проєктованого мостового перевантажувача ПМГ-20.

2. Перерозподіл маси верхньої будови на користь шпренгельної системи при одночасному стоншуванні стінок основної балки дає ефект збільшення навантажувальної здатності: при перерозподілі 20% маси балки в шпренгельну систему навантажувальна здатність збільшується на 10%.

3. Локальне стоншування окремих секцій основної балки унаслідок корозійного зносу (на 20-30%) приводить до неістотного (на 3-5%) зменшення навантажувальної здатності мостового перевантажувача в цілому.

4. Стоншування елементів шпренгельної системи при одночасній рів-

номірній корозії її елементів і основної балки на 20% приводить до втрати навантажувальної здатності ПМГ-20 на 12-18%, що дає первинну оцінку для маси початкового варіанту конструкції мостового перевантажувача, яке забезпечує збереження навантажувальної здатності протягом 25 років, в 336т.

5. При збільшенні терміну експлуатації понад 25 років унаслідок деградації властивостей силових елементів навантажувальна здатність металоконструкції знижується (на 20-30%). Таким чином, через 25 років експлуатації потрібне обов'язкове (наприклад, до 30 років) обстеження технічного стану з визначенням фактичного стану матеріалу і корекції прогнозованого ресурсу та навантажувальної здатності.

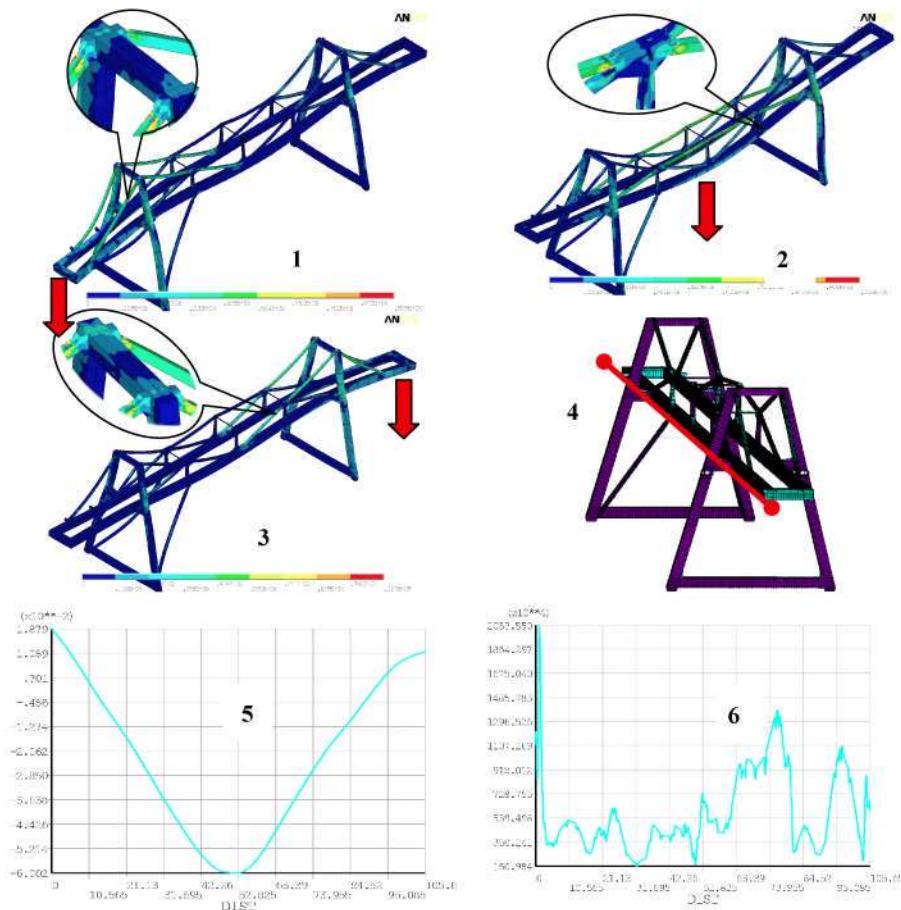


Рис. 13. Розподіл компонентів НДС у шпрингелійній системі та балці перевантажувача при різних розташуваннях візка:

1 – на ремонтній консолі, 2 – в центрі прольоту, 3 – за шарнірною опорою; 4 – відрізок шляху на балці для побудови епюр, 5 – епора переміщення (м), 6 – епора напружень (МПа)

Таким чином, розроблені на основі багатоваріантних досліджень рекомендації дозволили створити конструкцію перевантажувача мостового грейфера ПМГ-20, який забезпечить зниження маси верхньої будови на 15% при збереженні навантажувальної здатності машини протягом 25 років (необхідний за технічним завданням термін експлуатації) і ступеня корозійного зносу основних елементів металоконструкції до 20%. Картини розподілу компонентів НДС для такого перевантажувача наведені на рис. 13. Видно, що зміна точки навантаження приводить до зміни місця розташування зони максимальних напружень, а їх величина залишається приблизно такою ж. Крім того, аналіз розподілів прогинів та напружень свідчить про досить плавний характер зміни прогинів вздовж елементів перевантажувача, але суттєву нерівномірність розподілу напружень. Таким чином, можна зробити висновок, що використана у роботі поверхнева модель набагато точніша від традиційної стрижневої, оскільки, на відміну від неї, реагує на локальні конструктиви.

Також було розв'язано задачу усунення понаднормативного зношування коліс грейферного візка. Ця частинна задача розв'язана на основі розрахунково-експериментальних досліджень шляхом застосування конічних коліс замість циліндричних та застосуванням додаткових горизонтальних фіксуючих роликів.

**Експериментальна перевірка отриманих результатів і рекомендацій** проведена на прикладі аналогічної конструкції. На рис. 14 зведені результати спрогнозованих розрахованих і зафіксованих експериментально напружень при реальній картині стоншування перевантажувача вантажопідйомністю 16 т, а на рис. 15 – картини напружень в елементах металоконструкції. Видно, що похибка не перевищує 7-9%. Це дало підставу запропоновані рекомендації покласти в основу проектування сімейства конструкцій мостових перевантажувачів за замовленнями підприємств різних галузей промисловості.

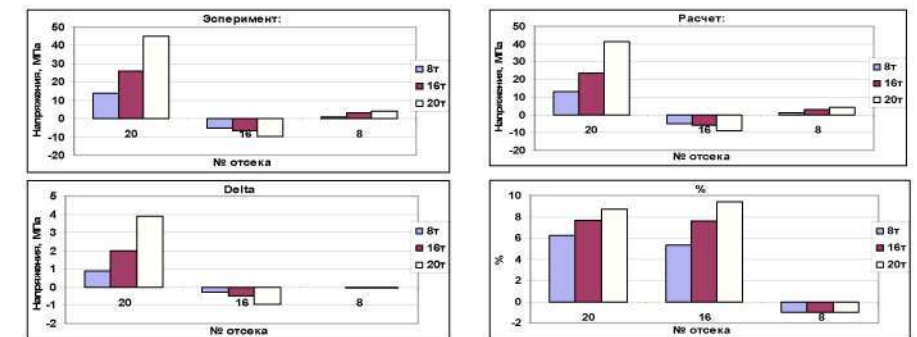


Рис. 14. Напруження в досліджуваних відсіках балки для трьох варіантів навантаження та різниця між розрахунковими (МСЕ) та експериментальними (електротензометрія) даними

Зокрема, спроектований і виготовлений у ВАТ „ГСКТІ” і МЗТМ (Азовмаш) для ВАТ „Далчевськкокс” перевантажувач ПМГ-20 вантажопідйомністю 20т. Дана технологічна машина здійснює перевалювання вугілля, будучи основою технологі-

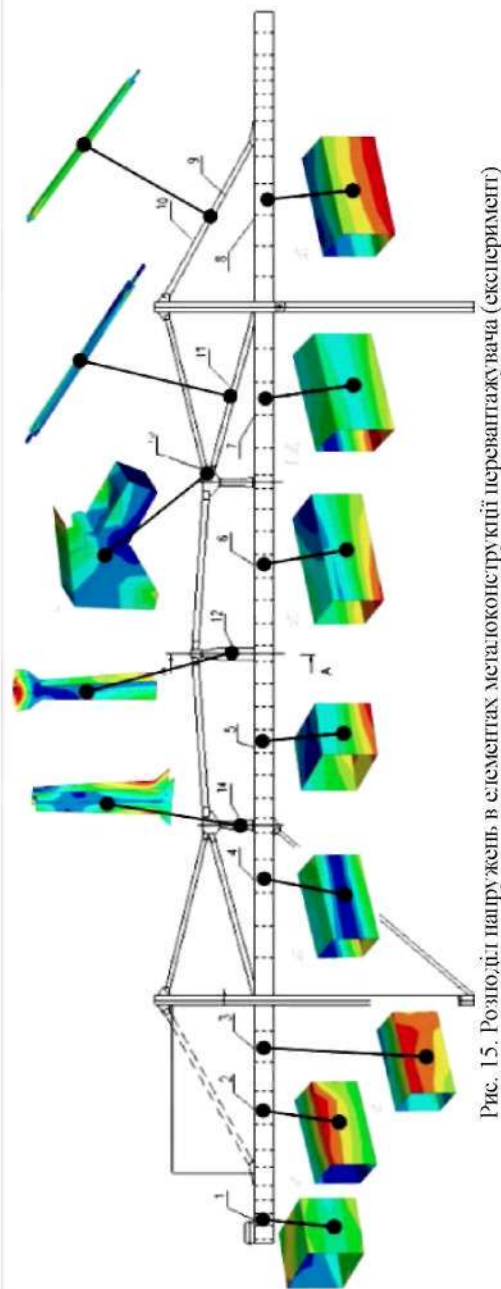
чного циклу коксового виробництва вже впродовж 5 років безвідмовної роботи. Навантажувальна здатність ПМГ-20 зберігається протягом 25 років при граничному зносі 20% стінок металоконструкції зі сталі 09Г2С. Досягнута економія металу 27 т порівняно з початковим варіантом. Деякі технічні характеристики перевантажувача ПМГ-20: продуктивність – 600 т/год, вантажопідйомність – 20 т (200 кН), висота підйому – 15 м, прольот – 60 м.

Результати отриманих досліджень можуть бути використані для синтезу широкого спектру високонавантажених машин за критеріями збереження навантажувальної здатності, міцності, жорсткості, маси з урахуванням деградації властивостей силових елементів.

### Висновки

1. У статті отримали подальший розвиток методи розрахунку високонавантажених великогабаритних машин за критеріями забезпечення заданої довговічності та навантажувальної здатності шляхом розробки програмно-моделного комплексу для моделювання НДС з урахуванням деградації властивостей силових елементів машин з метою обґрунтування структури і параметрів машин, що в сукупності є новим розв'язанням актуальної та важливої для виробництва та машинознавства науково-технічної задачі.

2. Обґрунтована доцільність і показані шляхи декомпо-



зиції початкової складної і громіздкої задачі синтезу машини на менш складні підзадачі структурної і параметричної оптимізації початкового варіанту проєктованої машини, етапи уточнення поточного варіанту на основі лінеаризованих критеріїв і обмежень, а також подальшого розв'язання після завершення даного процесу частинних задач, слабо з ним зв'язаних.

3. Із залученням математичного апарату теорії пружності, теорії зношування та методу скінченних елементів створена єдина комплексна математична модель для моделювання НДС та деградації властивостей елементів металоконструкції високонавантажених машин, що принципово відрізняє її від традиційних частинних моделей, які розглядають ці процеси роздільно.

4. На основі розробленої математичної моделі створений програмно-моделний комплекс, що дозволяє розв'язувати задачі синтезу за критеріями збереження навантажувальної здатності і залишкового ресурсу ВВМ за станом не тільки на початковий момент (як при традиційному підході), а наперед заданий з урахуванням необхідного терміну і умов експлуатації. На прикладі розрахунку перевантажувача вантажопідйомністю 200кН показано, що неврахування деградації властивостей силових елементів приводить до 20%-ї похибки при визначенні напружено-деформованого стану за традиційною методикою.

5. На основі порівняльного аналізу розподілу компонент НДС елементів машин, отриманих в різних програмних комплексах в ході багатоваріантних розрахунків, а також результатів експериментальних досліджень методом електротензометрії та товщинометрії натурних зразків виробів, що знаходяться в експлуатації, показано, що похибка моделювання із застосуванням створеного програмно-моделного комплексу не перевищує 10%.

6. За допомогою розробленого СПМК в статті обґрунтовано раціональний вибір структури і параметрів ВВМ (на прикладі мостового перевантажувача) із забезпеченням заданої навантажувальної здатності та довговічності з урахуванням деградації властивостей силових елементів машини. Отримані результати покладені в основу розробленого у ВАТ „Азовмаш” проєкту та виготовлення перевантажувача ПМГ-20 для ВАТ „Алчевськкокс”.

7. За рахунок обґрунтованих у статті раціональної схеми та товщини силових елементів перевантажувача забезпечено зниження маси – на 10% та зменшення максимальних напружень на 10% при одночасному збільшенні вантажопідйомності та продуктивності на 20%, довговічності – на 25% з гарантованим терміном експлуатації протягом 25 років.

Запропонований в роботі метод досліджень придатний для розрахунку широкого класу конструкцій високонавантажених великогабаритних машин та може бути застосованим в НДІ, КБ та на машинобудівних підприємствах України.

У подальших дослідженнях планується розвинути запропонований підхід з урахуванням динамічних навантажень на елементи ВВМ.

При підготовці матеріалів статті числові дослідження виконувалися із залученням програмного комплексу ANSYS, ліцензію на який НТУ „ХПІ” отримав у 2010 р. за сприяння фірми EMT U (м. Київ).

**Список литературы:** 1. *Гохберг М.М.* Металлические конструкции подъемно-транспортных машин / Гохберг М.М. – М.: Машиностроение, 1976. – 455 с. 2. *Махненко В.И.* Ресурс безопасной эксплуатации сварных соединений и узлов современных конструкций / Махненко В.И. – К.: Наук. думка. – 2006. – 618 с. 3. *Коллинз Дж.* Повреждение материалов в конструкциях / Коллинз Дж. – М.: Мир, 1984. – 624 с. 4. *Крагельский И.В.* Основы расчетов на трение и износ / Крагельский И.В., Добычн М.Н., Комбалов В.С. – М.: Машиностроение, 1977. – 526 с. 5. *Панасюк В.* Прогнозування довговічності циклічно навантажуваних елементів конструкцій / Панасюк В., Остап О., Чепіль Р. // Тез. доповідей VIII міжнар. симп. укр. інж.-мех. у Львові.– Львів: КІНПАТРИ ЛТД. – 2007. – С.5. 6. Расчетно-экспериментальный метод определения параметров, элементов машиностроительных конструкций / А.Д. Чепурной, Г.П. Глинин, Ю.Б. Гусев и др. // Вестник НТУ „ХПИ”. Тем. вып.: „Машиноведение и САПР”, 2005. – № 53. – С.162-176. 7. Гусев Ю.Б. К вопросу об исследовании напряженно-деформированного состояния металлоконструкции перегружателя ПМГ-20 / Ю.Б. Гусев // Вестник НТУ „ХПИ”. Тем. вып.: „Машиноведение и САПР”. – 2006. – № 24. – С.70-75. 8. Гусев Ю.Б. К вопросу о диагностировании состояния металлоконструкции углеродостойкого перегружателя / Ю.Б. Гусев // Вестник НТУ „ХПИ”. Тем. вып.: „Динамика и прочность машин”. – 2007. – № 38. – С.50-58. 9. *Гусев Ю.Б.* Обеспечение технического уровня сложных пространственных конструкций на основе моделирования физико-механических процессов на примере обоснования параметров мостового перегружателя / Ю.Б. Гусев, А.Ю. Танченко // Вестник НТУ „ХПИ”. Тем. вып.: „Машиноведение и САПР”. – 2008. – № 14. – С.34-46. 10. Гусев Ю.Б. Общий подход к обеспечению долговечности, работоспособности и нагрузочной способности мостовых перегружателей / Ю.Б. Гусев // Восточно-европейский журнал передовых технологий. – 2008. – № 3/1 (33). – С. 39-45.

*Поступила в редколлегию 02.02.10*

УДК 621.73: 539.3

**Н.А. ДЕМИНА**, Государственный Таврийский агротехнологический университет, г. Мелитополь, **А.В. ТКАЧУК**, канд. техн. наук, ст. научн. сотр, каф. ЭИКТ, НТУ „ХПИ”, **Ю.Д. СЕРДИУК**, гл. инженер, Головной специализированный конструкторско-технологический институт, г. Мариуполь

### **СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ МЕТОДОВ РАСЧЕТА ЭЛЕМЕНТОВ ШТАМПОВОЙ ОСНАТКИ НА ОСНОВЕ МОДЕЛИРОВАНИЯ ИХ КОНТАКТНОГО ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ**

Запропоновано новий підхід до розрахунку напружено-деформованого стану елементів штампової оснастки. Досліджується контактна взаємодія елементів штампів. Побудована трьохрівнева комплексна математична модель процесу

The new going is offered for computation of stressed and deformed state of stamp rigging elements. Contact interaction of stamps elements is investigated. The three-level complex mathematical model of process is built.

**Введение.** Как показывает мировая практика, одним из приоритетных направлений современного машиностроения становится широкое внедрение прогрессивных технологических процессов. Получение деталей из листовых материалов пластической деформацией с помощью высокопроизводительного кузнечно-прессового оборудования является одной из наиболее прогрес-

сивных металлосберегающих технологий. Характерной для развитых стран мира является тенденция дальнейшего развития листовой штамповки, обеспечивающей снижение затрат на производство, повышение производительности при обеспечении требуемого качества изделий. Дальнейшее распространение получают гибкие производственные системы, которые позволяют быстро перестраиваться на новую продукцию с минимальными затратами и высокими результатами. При этом листоштамповочное производство во все большей мере имеет смешанный характер – от единичного, опытного до серийного, крупносерийного и массового. В этой связи представляется весьма важным разработка конструкций штампов, которые были бы эффективны при различной серийности выпускаемой продукции. В связи с этим в свое время были предложены различные серии переналаживаемых разделительных штампов, а также разработаны методы их расчета. Однако и предложенные подходы, и построенные математические и численные модели не учитывают ряд важных факторов. В первую очередь – это совместное контактное взаимодействие элементов штамповой оснастки. Этот фактор очень важен и для специальных, и тем более – для специализированных штампов, у которых требования к прочности, жесткости, точности и стойкости элементов конструкции должны быть еще более строгими, чем для специальных.

**Актуальность задачи.** Контактное взаимодействие тел всегда являлось задачей, представлявшей научный интерес для механики. Соответственно в свое время был разработан целый ряд аналитических, полуаналитических и численных методов для исследования их напряженно-деформированного состояния с учетом контактного взаимодействия. В свою очередь эта проблема в качестве важнейшей составляющей содержит задачу исследования контактного взаимодействия штампов, поскольку сам технологический процесс непосредственно состоит в разделении материала посредством контакта режущих элементов штампа с заготовкой, а другие элементы штампа находятся в силовом контакте с заготовкой, которое обеспечивает передачу технологических усилий и движений в оснастке, которое обеспечивает передачу технологических усилий и движений в оснастке.

Как показал анализ публикаций [1-9], в настоящее время отсутствует единый подход к решению задачи об НДС элементов штамповой оснастки с учетом контактного взаимодействия. Существующие и описанные в литературе методы и подходы обладают существенными недостатками.

Таким образом, можно заключить, что значительную актуальность приобрела задача теоретического обобщения задачи контактного взаимодействия элементов штамповой оснастки (ЭШО). Это составляет содержание актуальной и важной научно-технической задачи совершенствования методов расчета ЭШО на основе анализа напряженно-деформированного состояния с учетом контактного взаимодействия, решаемой на примере разделительных переналаживаемых штампов (РПШ).

**Цель и задачи исследования.** *Целью работы* является совершенствование методов и моделей для расчета элементов штамповой оснастки на основе



определения их напряженно-деформированного состояния с учетом контактного взаимодействия.

Это предполагает, в свою очередь, решение следующих задач:

1. Анализ состояния вопроса в литературе.  
 2. Разработка многоуровневой математической модели для исследования напряженно-деформированного состояния элементов штамповой оснастки с учетом контактного взаимодействия; развитие методов расчетно-экспериментального обоснования параметров расчетных моделей для анализа НДС исследуемых ЭШО.

3. Реализация предложенных методов и моделей в виде подсистемы системы автоматизированного проектирования штампов для разделительных операций.

4. Решение прикладных задач исследования влияния конструктивных и технологических параметров на прочность и жесткость элементов штамповой оснастки, анализ и обобщение выявленных физических особенностей в распределении компонент НДС, а также разработка научно обоснованных рекомендаций по выбору конструктивных и технологических параметров штампов.

5. Экспериментальные исследования и внедрение результатов исследований в производство.

**Анализ существующих методов исследования контактного взаимодействия элементов штамповой оснастки.** Достаточно полный обзор традиционных технологий исследования НДС элементов штампов приведен в работах Романовского В.П., Скворцова Г.Д., Попова Е.А., Алиева И.С., Заяренко Е.И., Мовшовича А.Я., Евстратова В.А. и других авторов [1-12]. К настоящему времени накоплен огромный массив результатов экспериментальных, аналитических и численных исследований НДС элементов штамповой оснастки (в т.ч. отдельные исследования с учетом контактного взаимодействия), которые служат основой для создания обобщенных моделей и подходов. Однако обобщения и развития по выполненным работам отсутствуют. Тем не менее, ценность этих материалов как основы для проведения дальнейших исследований неоспорима. Как показал анализ публикаций, в настоящее время отсутствует единый подход к решению задачи об НДС штампов с учетом контактного взаимодействия. Существующие и описанные в литературе методы и подходы обладают следующими недостатками.

1. Традиционные модели не учитывают особенностей реальной геометрической формы взаимодействующих тел, упрощенно моделируют их контактное взаимодействие и не дают полной и адекватной картины НДС.

2. Несогласованность численных и экспериментальных моделей и результатов.

3. Отсутствует механизм сопряжения со специализированными САПР и проведения многовариантных исследований в автоматическом режиме.

Что касается численных методов исследования НДС с учетом контактного взаимодействия, то лидирующее положение среди них занимает метод конечных элементов (МКЭ). Однако, как отмечалось, используемые при расчетах модели страдают целым рядом недостатков. Таким образом, проведенный ана-

лиз позволил сделать вывод об актуальности и важности поставленной задачи и определить задачи исследований.

**Методы исследования НДС элементов штамповой оснастки с учетом контактного взаимодействия на примере разделительных переналаживаемых штампов.** Анализ конструкций, технологических параметров и условий эксплуатации (рис. 1, табл. 1) позволяет сделать вывод, что наиболее нагруженными и ответственными элементами штампов являются пуансоны, матрицы, пуансон-матрицы и базовые плиты. Выявлены основные недостатки применяемых для их расчета моделей, основной из которых – раздельное рассмотрение НДС без учета контактного взаимодействия.



Рис.1. Конструкция и взаимодействие элементов разделительных штампов

Таблица 1

Технические характеристики СПШ

Наименование показателей	Ед. изм.	Типоразмеры				
		1	2	3	4	5
Габаритные размеры блока	мм	160x160	220x220	280x320	360x300	430x560
Закрытая высота блока	мм	110	150	195	230	275
Усилие пресса	кН	25-100	100-250	400-630	630-1000	1000-2500
Габаритные размеры пакета	мм	100x100	125x125	180x180	320x320	360x360
Толщина заготовки	мм	4,0	5,0	5,0	6,0	6,0

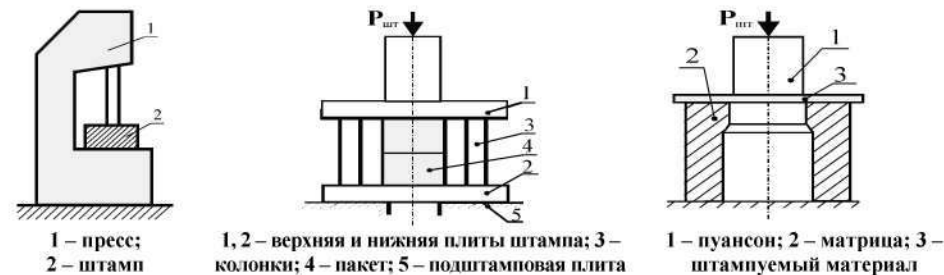


Рис. 2. Элементы технологической системы холоднолистовой штамповки

Для устранения отмеченных недостатков предложено применить к построению расчетных моделей ЭШО системный подход, предполагающий рассматривать все исследуемые конструкции и детали как элементы многоуровневой технологической системы. Верхним уровнем является система «пресс – штамп», подсистемой – «штамп – режущие элементы – заготовка», нижними элементами – пуансоны, матрицы, пуансон-матрицы и базовые плиты во взаимодействии со штампуемой деталью (рис. 2). Соответственно, и к самому процессу построения расчетных моделей ЭШО предлагается применить расширенный системный подход, базирующийся на методе обобщенного параметрического описания сложных механических систем и адаптированный в данной работе к исследованию элементов разделительных штампов.

Рассматривается организация исследований, представленная на рис. 3. Она обладает существенными преимуществами перед подходами, использованными другими авторами. В частности, она носит комплексный характер, т.е. опирается и на экспериментальные данные, и на аналитические формулировки, и на последующую численную реализацию на основе МКЭ в сопряжении с системами CAD/CAM/ CAE. Рассмотрим отдельные этапы исследований (см. рис.1).

Математическое моделирование НДС элементов штамповой оснастки в соответствие с предлагаемой технологией исследований предполагает 3 варианта подмоделей комплексной математической модели НДС.

**I. Нижний уровень** представляет линейная модель, в которой предполагается известными из эксперимента и заданными законы распределения контактных усилий взаимодействия со штампуемым материалом. В этом случае задача сводится к трехмерной задаче теории упругости для тел с заданными площадками нагружения и известными законами распределения усилий, предложена новая форма записи граничных условий в терминах „кромочных” координат (рис.4.):



Рис. 3. Общая структура исследований

$$L(u)_{\Omega} = 0; \quad (1) \quad \sigma_{r'z'z'} = q(r'); \sigma_{r'z'z'} = q_n(z'); \tau_{r'z'z'} = q_{\tau}(z'); \quad (2)$$

$$\int_{(S)} (q + q_{\tau}) ds = P_{шт}; \quad (3) \quad P_{шт} = L_{шт} \sigma_{cp} t k_{ш}. \quad (4)$$

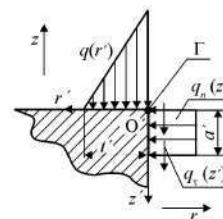


Рис. 4. Модель уровня I. Расчетные схемы матрицы, пуансона и пуансон-матрицы и система “кромочных” координат  $O'r'z'$ :  $\Gamma$  – режущая кромка;  $q(r')$  – основное усилие штамповки;  $q_n, q_{\tau}$  – усилия обжатия и трения

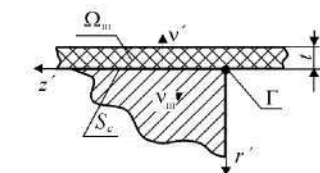


Рис. 5. Схема взаимодействия режущего элемента штампа со штампуемым материалом:  $\Omega_{ш}$  – область пространства, занимаемая штампуемым материалом;  $S_c$  – зона возможного контактного взаимодействия;  $v', v_{ш}$  – нормали к поверхностям режущего элемента и заготовки соответственно

В уравнениях (1-4)  $L$  – оператор краевой задачи теории упругости относительно перемещений  $u$ , действующий в области  $\Omega$ ,  $P_{шт}$  – интегральное усилие штамповки, распределенное по периметру  $L_{шт}$  режущей кромки инструмента,  $t, \sigma_{cp}, k_{ш}$  – толщина, сопротивление среза штампуемого материала и коэффициент затупления режущих кромок соответственно.

**Модель уровня II.** Основной, наиболее заметный недостаток математической модели I состоит в раздельном рассмотрении режущих элементов штампов (т.е. отдельно друг от друга и от основного элемента технологической системы, их связывающего, – от штампуемого материала). На рис. 5 приведена схема такого взаимодействия, отнесенная к локальным “кромочным” координатам. Тогда, кроме системы уравнений, дополненной кинематическими граничными условиями на частях поверхности  $S_{ш}$ , добавляются следующие условия на части поверхности возможного контакта:

$$u_v + u_{v_{ш}} \leq \delta_c, \quad (5)$$

где  $u_v, u_{v_{ш}}$  – перемещения точек режущего элемента и заготовки по нормальям к поверхностям;  $\delta_c$  – начальный зазор в сопряжении.

При решении нелинейной задачи получаем не постулируемый заранее закон распределения контактных нагрузок  $q_c$ , а искомый закон их распределения в качестве еще одного неизвестного полученной задачи. При этом в качестве параметра нагружения можно взять или величину усилия штамповки или величину хода ползуна прессы из некоторой нулевой точки  $\Delta$ , и тогда

$$\int_{(S_c)} q_c ds = P_{шт}, \quad (6) \quad u_{S_{ш}} = \Delta, \quad (7)$$

Соотношение (6) задает силовое нагружение, а (7) – кинематическое.

Получаемая в результате задача становится более сложной, существенно

нелинейной, причем в качестве дополнительных неизвестных выступают конфигурации контактных зон и распределения контактных нагрузок. В качестве выходных параметров и данных выступают распределения  $q_c$  и значения  $t_m$ ,  $t_n$  и  $t_{m\alpha}$ . Сама задача анализа становится не только громоздкой, но и качественно сложнее, поскольку переводит задачу анализа НДС в нелинейную постановку.

**Модель уровня III.** Следующим качественным шагом в формировании более адекватной математической модели НДС элементов исследуемой системы является устранение того факта, что при изучении ее поведения никак не моделируется сам физический процесс, который является основой технологического процесса штамповки – процесс разделения штампуемого материала. В этом случае переходим от линейного оператора  $L$  в (1) к нелинейному

$$L^{(n)}(u, \Delta) = 0, \quad (8)$$

причем в нем присутствует и нелинейность геометрическая, и физическая, и структурная. Кроме того, в операторе присутствует также параметр процесса  $\Delta$  (например, ход ползуна прессы), от которого зависит текущее состояние нагруженности системы. Таким образом, записываемая соотношением (8) модель оказывается наиболее сложной из всех, однако при этом ожидаемо более адекватно описывающей поведение исследуемой системы.

Для моделирования контактного взаимодействия элементов штамповой оснастки (центральной в работе является модель уровня II) использованы методы теории вариационных неравенств, описанные в работах А.С. Кравчука, Колтунова М.А., Майбороды В. П. [13].

Пусть поверхности контактирующих тел описываются уравнениями (рис. 6)

$$\Psi(\mathbf{r}) = 0; \quad \Psi'(\mathbf{r}') = 0; \quad (9)$$

$$\Psi(\mathbf{r}) > 0 \text{ при } \mathbf{r} \in \Omega; \quad (10)$$

$$\Psi'(\mathbf{r}') < 0 \text{ при } \mathbf{r}' \in \Omega',$$

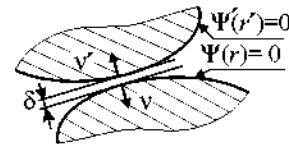


Рис. 6. Схема взаимодействия ЭШО

а положение произвольной точки после деформирования

$$\mathbf{r} = \mathbf{r}_0 + u(\mathbf{r}_0). \quad (11)$$

Тогда (9) с учетом (11) представимо в виде

$$\Psi(\mathbf{r} - u(\mathbf{r}_0)) = 0. \quad (12)$$

С учетом представления

$$\mathbf{r}'_0 = \mathbf{r}_0 + t_0 \nabla \Psi(\mathbf{r}_0) \quad (13)$$

и линеаризации условий непроникновения контактирующих тел друг в друга приходим к условию контакта в общем виде

$$u_{vN} + u'_{vN} \leq \delta, \quad (14)$$

аналогичному (5). Т.о., исходная контактная задача (9)-(14) для тел 1,2,...  $\alpha$  приводится к вариационному неравенству

$$a(u, \delta u) \geq L(\delta u), \quad \forall \delta u, v \in K, u \in K; \quad a(u, v) = \sum_{\alpha} a^{\alpha}(u, v), L(v) = \sum_{\alpha} L^{\alpha}(v) \quad (15)$$

где

$$\begin{aligned} & \int_{\Omega^{\alpha}} \sigma_{ij}(u^{\alpha}) \delta \varepsilon_{ij} d\Omega - \int_{\Omega^{\alpha}} \rho^{\alpha} F \cdot \delta u^{\alpha} d\Omega - \int_{S_c^{\alpha}} P^{\alpha} \cdot \delta u^{\alpha} dS - \int_{S_c^{\alpha}} \sigma_{ij}(u^{\alpha}) \cdot \delta u'_i v'_j dS \equiv \\ & \equiv a^{\alpha}(u^{\alpha}, \delta u^{\alpha}) - L^{\alpha}(\delta u^{\alpha}) - \int_{S_c^{\alpha}} \sigma_{ij}(u^{\alpha}) \cdot \delta u'_i v'_j dS = 0, \quad \forall \delta u^{\alpha}, \quad \alpha = 1, \dots, M, \end{aligned}$$

эквивалентному проблеме минимизации функционала полной внутренней энергии системы

$$J(v) = 1/2 a(v, v) - L(v) \rightarrow \min \quad (16)$$

на подмножестве  $K$  пространства  $V$ :

$$K = \left\{ v \in V; v_{vN}^{\alpha} + v_{vN}^{\beta} \leq \delta \right\}, \quad (17)$$

$$V^{\alpha} = \left\{ v \mid v = v(\mathbf{r}), \mathbf{r} \in \Omega^{\alpha}; v|_{S_u^{\alpha}} = 0; v \in H^1(\Omega^{\alpha}) \right\}, \quad \alpha = 1, \dots, M.$$

Естественно, что по сравнению с общей постановкой, решаемая задача об определении НДС элементов штампов с учетом их контактного взаимодействия обладает целым рядом специфических особенностей: большая часть сопрягаемых элементов штампов взаимодействуют по поверхностям согласованной геометрии, что существенно усиливает строгость принятых предположений о геометрии контактирующих поверхностей; принятые модели предполагают малые перемещения точек поверхностей взаимодействующих тел, что ограничивает область применимости данной модели первыми этапами процесса штамповки; несмотря на то, что взаимодействующие поверхности контактирующих тел – плоские, область контакта и распределение контактного давления по-прежнему являются в данной задаче искомыми (как и в общем случае).

Формирование комплекса моделей исследуемых элементов штамповой оснастки осуществляется на основе их единого параметрического описания, в т.ч. физической, математической, геометрической, конечно-элементной и экспериментальной моделей. Предложенная адаптация метода обобщенного параметрического описания применительно к элементам штамповой оснастки является замыкающим звеном, позволяющим объединить МКЭ, метод пространственного геометрического моделирования, а также процедуры и алгоритмы синтеза элементов штамповой оснастки в единой комплексной математической модели.

**Общая структура реализации подхода, конкретизированная в виде специализированного программно-модельного комплекса отражает общий подход, предлагаемый в статье и основанный на соединении использования моделей разного уровня сложности. На этой основе могут быть построены экспресс-модели и экспресс-системы для исследования ЭШО. Комплекс мо-**

делей и параметров представлен на рис.7.

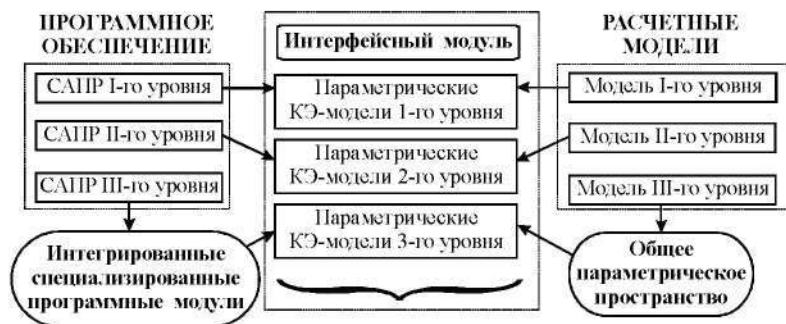


Рис. 7. Структура программно-модельного комплекса

Преимущество предложенной технологии на основе использования обобщенного параметрического подхода, создания специализированных подсистем моделирования и анализа элементов сложных механических систем и применения сокращенного цикла исследований – в повышенной оперативности, сбалансированности по критериям точности модели и временным затратам на решение возникающих задач анализа и синтеза, а также в возможности работы в автоматизированном режиме. Таким образом, создается мощный и высокоэффективный инструмент для конструктора, технолога, исследователя.

Программно-модельный комплекс для расчета НДС элементов штамповой оснастки был реализован в нескольких вариантах, соответствующих уровням I, II, III описанной выше математической модели (см. рис. 7).

**Численное исследование элементов штамповой оснастки, в частности, баланс перемещений и уровни напряженного состояния в системе „пуансон – матрица – заготовка”.** Расчетная схема матрицы и результаты – на рис. 8, 9.

Исследование НДС матриц служит основой для следующих выводов:

- 1) доминирующими напряжениями в исследованных матрицах СШ различной высоты являются осевые  $\sigma_z$ ;
- 2) максимальные напряжения имеют одинаковый уровень независимо от высоты и толщины стенки матрицы;
- 3) деформированное состояние матриц существенно зависит от их высоты. При этом условно можно выделить матрицы: низкие; средней высоты

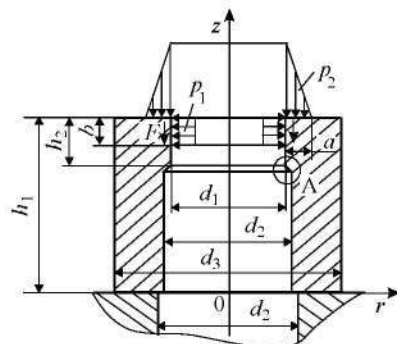


Рис. 8. Расчетная схема и геометрические параметры матрицы

( $d/3 < H < 2d$ ,  $d = d_1$  – внутренний диаметр матрицы); высокие.

Также исследовано НДС пуансон-матриц и пуансонов. Важной особенностью

их НДС является наличие трех характерных зон:

- 1) I – область непосредственной окрестности режущих кромок: в ней наблюдается резкий всплеск всех компонент тензора напряжений;
- 2) II – область, отстоящая от режущих кромок на удалении, превышающем толщину штампуемого материала, но меньше толщины стенки матрицы, является переходной между областями I и III;
- 3) III – область, удаленная от режущих кромок: НДС определяется интегральными силовыми факторами.

С использованием представленной модели уровня II проведены исследования в осесимметричной постановке напряженно-деформированного состояния элементов системы „матрица – материал – пуансон” с учетом контакта (рис. 10). В ходе многовариантного расчета варьируются геометрические и технологические параметры штампов и контролируется ряд скалярных параметров (напряжений, перемещений и контактных давлений – рис. 11, 12). Данные величины определяются с помощью специального макроса на языке APDL ANSYS.

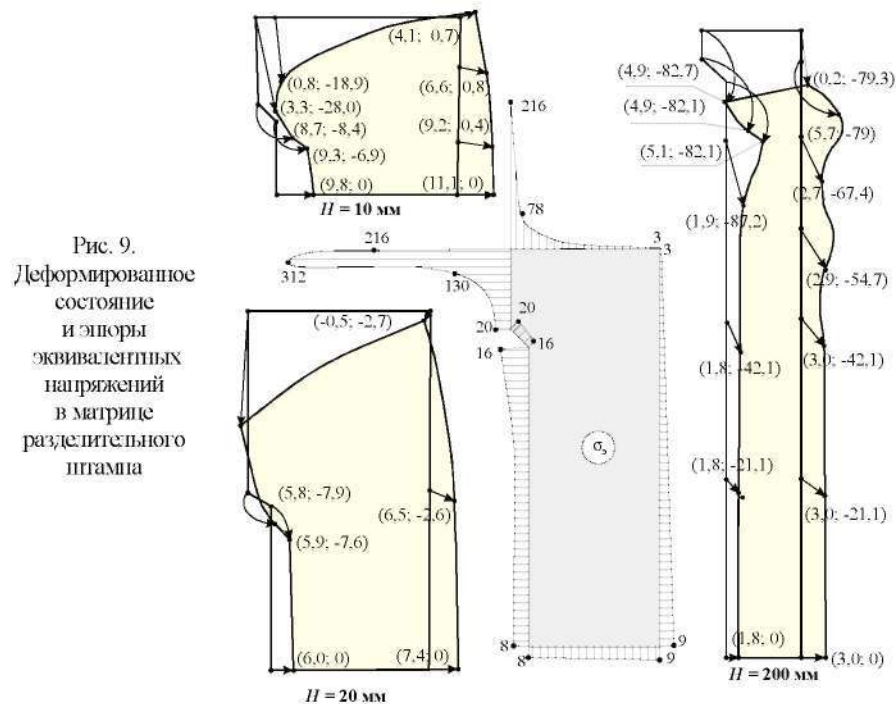


Рис. 9. Деформированное состояние и эпюры эквивалентных напряжений в матрице разделительного штампа

На рис. 11, 12 представлены картины, характеризующие напряженно-деформированное состояние в режущих элементах штампов и в штампуемом материале, а также характерные картины распределения компонент контактных давлений в исследуемой системе. Анализ полученных распределений и

параметрических зависимостей контролируемых величин от варьируемых параметров штампов позволяет сделать следующие основные выводы:

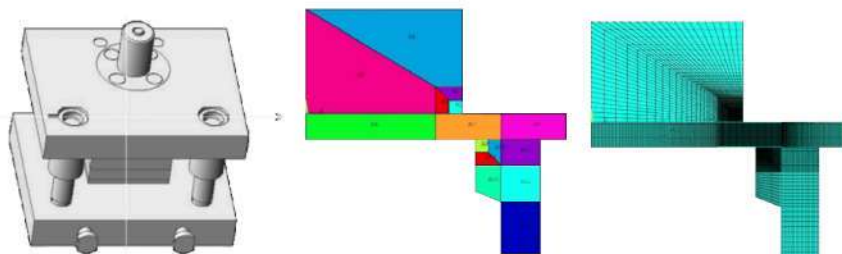


Рис. 10. Геометрическая модель штампа, геометрическая и конечно-элементная модели системы „пуансон – заготовка – матрица”

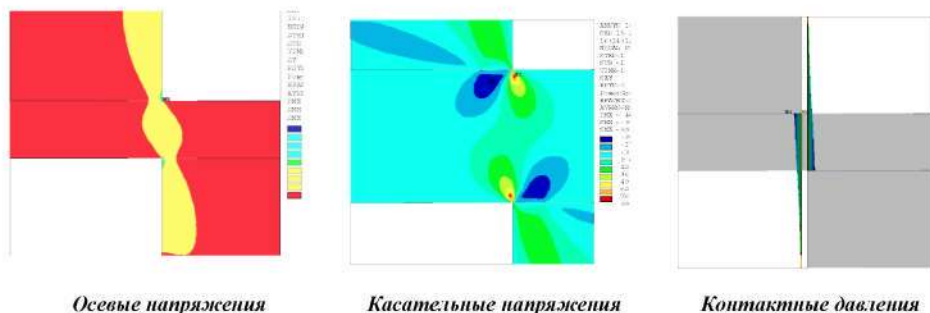


Рис. 11. Типовые распределения компонент НДС в исследуемой системе

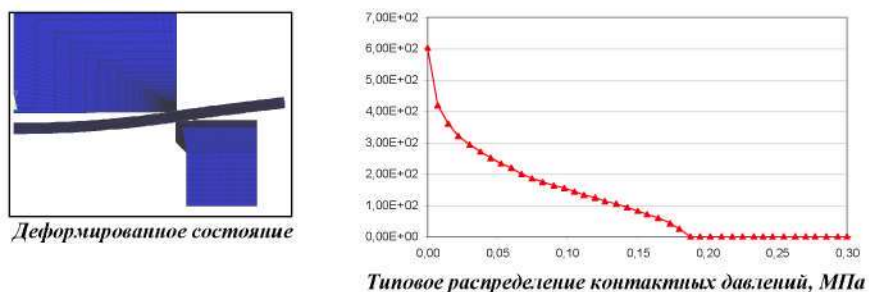


Рис. 12. Типовые распределения перемещений и контактных давлений

- контакт со штампуемым материалом реализуется вдоль режущих кромок по ширине  $0.1 \div 0.5t$  ( $t$  – толщина штампуемого материала), контактное давление между инструментом и заготовкой имеет колоколообразный с максимумом на кромке вид, указанный на рис. 12;
- размеры зоны контакта и вид контактного давления слабо зависят от величины приложенной нагрузки (рис. 11);

- с уменьшением толщины заготовки и с ростом величины относительного зазора контактные давления и эквивалентные напряжения в заготовке растут;

- увеличение толщины заготовки приводит к увеличению относительной ширины зоны контакта (рис. 13-15);

- уменьшение технологического зазора между матрицей и пуансоном может достигать значительных величин, соизмеримых с самим зазором, что необходимо учитывать при назначении номинального зазора в процессе проектирования того или иного конкретного штампа.

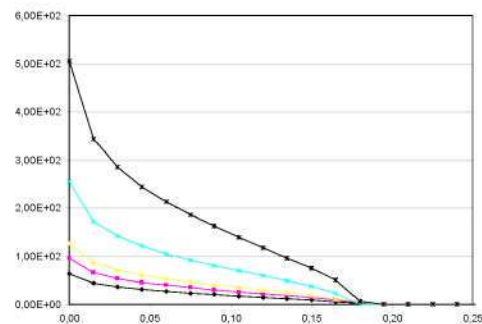


Рис. 13. Зависимость контактных давлений, МПа, от усилия внедрения, Н

Анализ полученных результатов позволяет сделать некоторые выводы.

1. В целом предложенный подход и разработанный программно-модельный комплекс являются достаточно эффективными работоспособными инструментами для численного моделирования НДС элементов штамповой оснастки.

2. Полученные характерные результаты в целом коррелируют с результатами, описанными в других работах. В частности, это относится к ширине зоны контактного взаимодействия, характеру распределения контактных напряжений, зависимости ширины зоны контакта от толщины штампуемого материала и технологического зазора между матрицей и пуансоном.

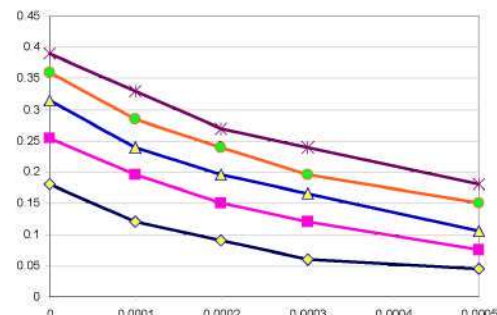


Рис. 14. Зависимость относительной ширины контакта от величины зазора (м) для 5-ти толщин (м)

Для решения возникающей сложной задачи исследования напряженно-деформированного состояния элементов штамповой оснастки на уровне III (рис. 16) предложено привлечь обобщенный параметрический подход, а в качестве расчетного инструмента – программный продукт LS-DYNA. Специализированные программные модули реализованы в среде языка Delphi и с помощью языка APDL в среде пакета ANSYS. Поля напряжений на деформированной геометрии элементов технологической системы листовой штамповки при увеличении хода ползуна прессы показаны на рис. 16.

Разработанный специализированный программно-модельный комплекс продемонстрировал работоспособность и возможность получения полной информации о текущем состоянии всех взаимодействующих тел в технологической системе „режущий инструмент штампа – заготовка”.

Анализ полученных результатов продемонстрировал преимущество результатов от модели I уровня к модели III, а также некоторые качественные отличия. В результате предлагается использование в зависимости от типа задачи модели разного уровня сложности.

Отдельного рассмотрения требуют задачи исследования НДС базовых плит. В отличие от методов и моделей, предложенных ранее в работах Л.Г. Кузнецовой Е.И. и Заярненко [4], которые использовали пластинчатые конечно-элементные модели или метод R-функций, в данной работе предложено применять пространственные конечно-элементные модели. Это дает возможность более адекватно учитывать контактное взаимодействие в системе и получать более достоверные результаты.

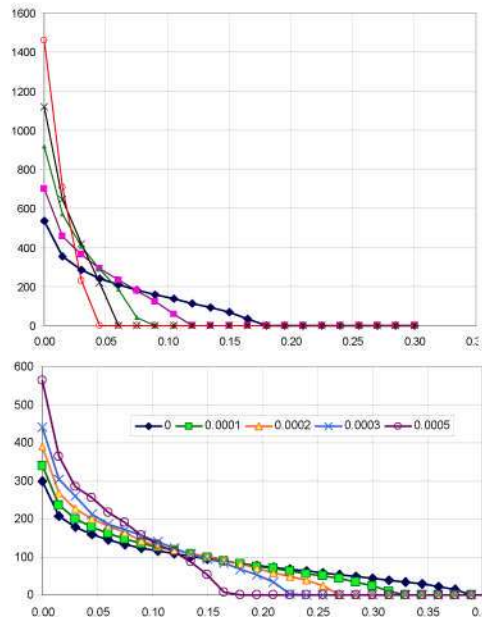


Рис. 15. Распределение контактного давления (МПа) для различных величин зазора (м)

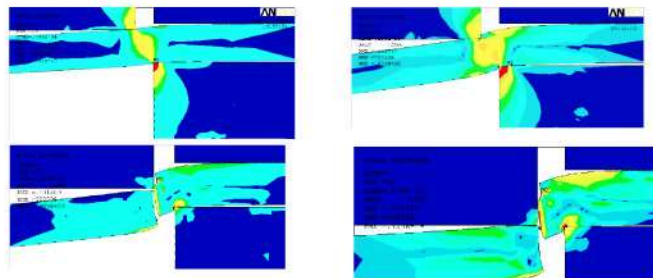


Рис. 16. Поэтапное моделирование процесса разделения штампуемого материала

Так, на рис.17 представлены результаты расчета НДС базовых плит СШ. Сравнение с результатами предшествующих расчетов показывает, что результаты по напряжениям и прогибам отличаются на 25-30%. Это вызвано тем, что форма области контактного взаимодействия базовой плиты с круглым проваль-

ным отверстием при восприятии давления от прямоугольного в плане пакета не является ни прямоугольной, ни круглой, а лепесткообразной. Соответственно и контактные давления распределены более сложным образом. Эти факторы приводят к 15-25% погрешностям в определении конструктивных параметров базовых плит.

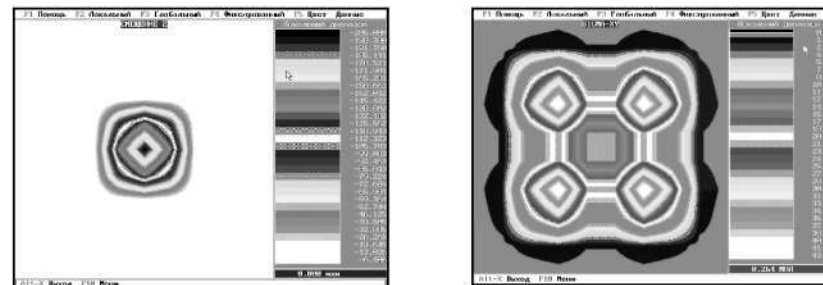


Рис. 17. Напряжения и прогибы в нижних базовых плитах СШ

На основе полученных результатов разработаны рекомендации по рациональному проектированию элементов штампов.

**Результаты расчетно-экспериментального исследования ЭШО.** Используются результаты экспериментальных исследований, проведенных авторами, а также ранее полученные другими исследователями экспериментальные результаты.

В частности, автором использована новая технология измерения контактных давлений с применением пленок фирмы Fujitsu.

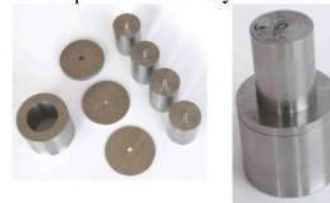
На рис. 18 представлены рабочие моменты испытаний, а на рис. 19 – примеры контактных отпечатков. В результате измерений получены распределения давлений, напряжений и прогибов.

Сравнение полученных результатов с численными данными дает возможность оценить точность численного моделирования в 10-12%.

**Выводы.** В работе предложены новые подходы и комплекс математических моделей различного уровня сложности для исследования напряженно-деформированного состояния и анализа контактного взаимодействия элементов штамповой оснастки на примере раздельных штампов на основе расчетно-экспериментального обоснования пара-



Экспериментальная установка



Элементы сборки «пуансон-заготовка-матрица»

Рис. 18. Рабочие моменты испытаний

метров численных моделей, разработан программно-модельный комплекс, реализующий предложенный подход, а также решены прикладные задачи для элементов разделительных штампов, что в совокупности представляет новое решение актуальной и важной научно-практической задачи.

1. Анализ состояния вопроса показал, что в настоящее время отсутствует единый подход к решению задачи определения НДС элементов штамповой оснастки с учетом контактного взаимодействия, что делает данную задачу актуальной и важной, особенно в силу распространенности гибких технологических систем в штамповочном производстве.

2. На основе единого описания в работе предложен новый подход к проведению исследований напряженно-деформированного состояния элементов штамповой оснастки, отличающийся тем, что предложенная иерархическая структура математических моделей соединяет в себе преемственность, адекватность, оперативность, параметричность, а также единый сквозной подход.

3. В отличие от многих ранее использованных расчетных схем и моделей, построенных по принципу раздельного исследования напряженно-деформированного состояния контактирующих тел, в данной работе предложен подход, основанный на исследовании этих элементов в составе единой системы взаимосвязанных и взаимодействующих тел. Это качественное изменение расчетной модели позволяет сделать вывод о ее более широких и глубоких потенциальных возможностях, большей степени точности, корректности, адекватности, управляемости.

4. Разработанный подход реализован в виде специализированного программно-модельного комплекса для исследования напряженно-деформированного состояния ЭШО методом конечных элементов, на его основе проведены многовариантные исследования НДС элементов штамповой оснастки с варьированием наиболее важных и значимых конструктивных, технологических и эксплуатационных параметров штампов.

5. Анализ полученных распределений и параметрических зависимостей характерных величин от варьлируемых параметров элементов штампов позволил установить следующие особенности: контакт со штампуемым материалом реализуется вдоль режущих кромок по ширине  $0.1 + 0.5t$ , контактное

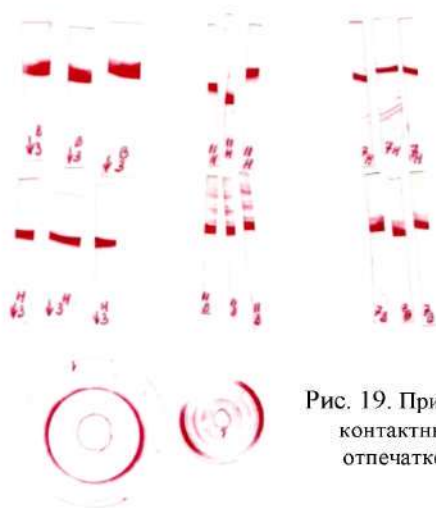


Рис. 19. Примеры контактных отпечатков

давление между инструментом и заготовкой имеет колоколообразный вид с максимумом на режущей кромке; размеры зоны контакта и вид контактного давления слабо зависят от величины приложенной нагрузки; с уменьшением толщины заготовки и с ростом величины относительного зазора контактные давления и эквивалентные напряжения в заготовке растут; увеличение толщины заготовки приводит к увеличению относительной ширины зоны контакта; напряжения на режущих кромках инструмента в 2,5-4,5 раза выше напряжений в заготовке; уменьшение технологического зазора между матрицей и пуансоном может достигать значительных величин, соизмеримых с самим зазором, что необходимо учитывать при назначении номинального зазора в процессе проектирования того или иного конкретного штампа.

6. Важной особенностью НДС матриц, пуансонов и пуансон-матриц СШ является наличие трех характерных зон: I – непосредственная окрестность режущих кромок; II – переходная область; III – удаленная область. В ходе исследований выявлена сильная зависимость характера распределения компонент напряженно-деформированного состояния в области III от конструктивных параметров (высота, диаметры, толщина и их соотношения), и слабая зависимость – от технологических параметров (толщина штампуемого материала и его механические свойства – рабочий зазор между режущими кромками инструментов), и, наоборот, сильная зависимость характера распределения компонент НДС в области I от технологических параметров, а от конструктивных параметров – слабая.

7. Существенным преимуществом предложенного в работе программно-модельного комплекса является его адаптация к функционированию в составе или параллельно с системами автоматизированного проектирования. Это позволяет при модульном построении использовать геометрические и конечно-элементные модели в универсальных CAD/CAM/CAE системах: Pro/ENGINEER, ANSYS, SolidWorks, а также в среде специализированных САПР. За счет этого обеспечивается дополнительное преимущество таких систем по оперативности проведения расчетов НДС элементов штампов с учетом контактного взаимодействия.

8. Проведенные расчетно-экспериментальные исследования подтвердили точность и достоверность построенных моделей и полученных результатов. Погрешность определена на уровне 12-18%.

Предложенные подходы, методы, модели внедрены в производство и могут быть использованы для исследования НДС широкого класса разделительных и других штампов, представляющих собой систему тел, находящихся в контактом взаимодействии.

При подготовке материалов статьи численные исследования проводились с использованием программного комплекса ANSYS, лицензию на который НТУ «ХПИ» получил в 2010 г. при поддержке фирмы ЕМТ У (г. Киев).

**Список литературы:** 1. Скворцов Г.Д. Основы конструирования штампов для холодной листовой штамповки. – М.: Машиностроение, 1972. – 360 с. 2. Романовский В.П., Мовшивич И.Я., Долгов В.А. Исследование стойкости режущих элементов универсально-сборных штампов // Кузнечно-штампо-

вочное производство. – 1970. – № 6. – С.16-19. 3. *Мовшнович П.Я.* Исследование надежности и долговечности универсально-сборных штампов в условиях мелкосерийного машиностроительного производства. – Дисс. канд. техн. наук. – Краматорск. –1969. – 217 с. 4. *Зярянченко Е.П.* Разработка математических моделей и расчеты на прочность разделительных перенадеживаемых штампов – Дисс. докт. техн. наук. – Харьков, 1992. – 280 с. 5. *К* задаче формирования расчетных элементов технологических систем листовой штамповки / Н.А. Гоголь, О.В. Назарова, А.В. Ткачук та ін. // *Вестник НТУ „ХПИ“*. Тем. вып.: „Динамика и прочность машин“. – Харьков: НТУ „ХПИ“. – 2005. – № 47. – С.50-60. 6. *Численное моделирование процесса холоднolistовой штамповки* / Н.А. Демина, О.П. Назарова, А.Д. Чепурной та ін. // *Вестник НТУ „ХПИ“*. Тем. вып.: „Машиноведение и САПР“ – Харьков: НТУ „ХПИ“. – 2006. – № 3. – С.70-79. 7. *Демина Н.А.* Контактное взаимодействие в сопряжении „дуансон – штампуемый материал – матрица“ / Н.А. Демина, О.П. Назарова, А.Н. Ткачук // *Вестник НТУ „ХПИ“*. Тем. вып.: „Машиноведение и САПР“ – Харьков: НТУ „ХПИ“. – 2007. – № 23. – С.39-48. 8. *Сердюк Ю.Д.* Общий подход к конструкторско-технологическому обеспечению стойкости элементов штампов / Ю.Д. Сердюк, Н.А. Ткачук, Н.А. Демина // *Вестник НТУ „ХПИ“*. Тем. вып.: „Машиноведение и САПР“ – Харьков: НТУ „ХПИ“. – 2009. – № 28. – С.92-102. 9. *Ткачук Н.А., Мовшнович А.Я., Ткачук А.Н.* Элементы разделительных штампов: методы и модели для исследования напряженно-деформированного состояния // *Кузнечно-штамповочное производство. Обработка металлов давлением*. – 2009. – № 2. – С. 16-25. 10. *Романовский В.П.* Справочник по холодной штамповке. – Л.: Машиностроение, 1979. – 520 с. 11. *Попов Е.А.* Основы теории листовой штамповки. – М.: Машиностроение, 1968. – 283 с. 12. *Евстратов В.А.* Теория обработки металлов давлением. – Харьков: Вища школа, 1981. – 248 с. 13. *Колтунов М.А., Кравчук А. С., Майборода В. П.* Прикладная механика деформируемого твердого тела. – М.: Высш. школа, 1983. – 349 с.

*Поступила в редакцию 01.03.10*

УДК 621.9.06-52:658.527

**В.В. ДИОРДИЙЧУК**, вед. конструктор, **В.А. ШКОДА**, канд. техн. наук, нач. бюро, ОАО “Головной специализированный конструкторско-технологический институт”, г. Мариуполь

### **ТРАНСПОРТНЫЕ СИСТЕМЫ АВТОМАТИЗИРОВАННЫХ ФОРМОВОЧНЫХ ЛИНИЙ КРУПНОГО ЛИТЬЯ**

У статті проведений аналіз різних конструкцій основних транспортних систем автоматизованих формувальних ліній. Розглянуті чинники, що обумовлюють вибір типу транспортної системи. Показана необхідність проведення досліджень силових навантажень в елементах системи з метою створення оптимальних конструкцій, що забезпечують надійну і безперебійну роботу ліній.

In the paper the analysis of different constructions of the automated moulding lines basic transport systems is conducted. Factors, stipulating the typeselection of a transport system, are considered. The necessity of leadthrough of researches of the power loadings is refined for the elements of system with the purpose of creation of optimum constructions, providing reliable and trouble-free work of lines.

**Постановка задачи.** Автоматизированная формовочная линия (АФЛ) представляет собой поточную линию, в которой все производственные операции или их большинство выполняется автоматически. АФЛ получения отливок в разовых опочных формах выполняется с циркуляцией по замкнутому контуру из-за необходимости возвращения пустых опок от узла выбивки к

формовочным автоматам.

В АФЛ с жесткой связью все технологическое оборудование линии связано общим транспортирующим органом, передвигающимся прерывисто или непрерывно. Для уменьшения простоев автоматической линии с жесткой связью необходимо повышение надежности работы всего технологического оборудования и охватывающей его транспортной системы. Планировка автоматических линий в подавляющем большинстве случаев определяется расположением и конструкцией выбранных транспортирующих устройств.

**Обзор литературы.** В работах [1], [2] отмечается, что механическое транспортирование модельной оснастки, опок и форм должно обеспечивать надежное автоматическое протекание технологических процессов на АФЛ. В работе [3] предложен структурный подход к вопросам надежности работы АФЛ и разработана структурная схема надежности для линий в целом. При этом в число обобщенных моделей АФЛ включены транспортные средства и система управления. Однако конкретные рекомендации по повышению надежности работы транспортных средств не приводятся.

В работе [4] рассмотрены структурные элементы формовочных линий: формовочные автоматы, распаровщики, кантователи, стержнеукладчики, сборщики, механизмы очистки опок, грузоукладчики и др. Эти структурные элементы связывают между собой транспортные средства. При этом отмечается, что основной задачей при проектировании транспортной системы АФЛ является нахождение максимального потока опок, проходящего через звенья. В том случае, когда транспортная система является одиночной цепью, величина максимального потока ограничивается минимальной из пропускных способностей звеньев, которые в данном случае являются “узким местом” в транспортной системе. Задача значительно усложняется, если транспортная система АФЛ разветвленная. В указанной работе по пропускной способности линии разработаны топологические модели транспортной системы. Величина максимального потока равна минимальной пропускной способности его звена. Однако в работе не освещены вопросы выбора оптимальных конструкций отдельных звеньев транспортной системы.

Для транспортирования собранных форм к заливке и далее для передвижения в процессе охлаждения к выбивке в АФЛ чаще всего применяют горизонтально замкнутый конвейер. Около него, внутри или снаружи его трассы, располагают участок формовки и сборки литейных форм, который является ответвлением от него.

Компоновка АФЛ может быть выполнена также с основным замкнутым контуром циркуляции в виде системы двух или четырех шагающих транспортеров или роликангов с последующим переталкиванием опок и форм с одного транспортного устройства на другое [5].

В некоторых автоматизированных и комплексно-механизированных линиях транспортные системы выполняются на основе роликочных конвейеров (роликангов). При этом роликочные конвейеры набирают из отдельных унифицированных секций длиной 4,5 и 6 м. Однако эти конвейеры применяются в



основном для сравнительно небольших и средних опок. Комплексно-механизированные линии типа ЛН-218 и ЛН-240, созданные на базе роликовых конвейеров, предназначены для изготовления крупных стальных отливок, но рекомендуются только для условий единичного и мелкосерийного производств [6]. Некоторые транспортные линии компонуются на базе роликовых конвейеров с дополнительным включением передаточных, поворотных-передаточных тележек и поворотных столов.

Все вышеперечисленные транспортные системы требуют дополнительных транспортных средств и технологического оборудования, что связано со значительным увеличением производственных площадей и усложняет работу АФЛ крупного литья в условиях серийного производства.

Литейные тележечные конвейеры помимо отмеченного имеют существенный недостаток – замена тележки при выходе из строя опорных подшипников или изношенных звеньев тяговой цепи, расположенной под тележками, являются трудоемкими операциями, требующими значительных затрат времени. Исходя из вышеизложенного наиболее оптимальной конструкцией транспортной системы автоматизированной формовочной линии для производства крупного литья в условиях серийного производства была бы система, в которой:

- тележки, составляющие конвейер, не были бы жестко связаны друг с другом;
- все технологическое оборудование встраивается компактно по оси линии (без ответвлений в сторону);
- не требуется дополнительное грузоподъемное и транспортное оборудование (за исключением операций установки грузов на формы перед заливкой в них жидкого металла и снятия их после затвердевания жидкого металла).

Таким требованиям отвечают получившие в последнее время широкое распространение в отечественной и зарубежной практике автоматизированные формовочные линии, в которых транспортная система выполнена из паллет. При этом сама транспортная система является комбинированной и состоит из отдельных участков, по которым опоки, полуформы и литейные формы вместе с паллетами перемещаются по рельсовому пути, по рольгангу и по трансбордеру (передача с одной ветви конвейера на другую). Такая автоматизированная линия с размерами опок 2900x1700x500мм, была разработана фирмой "KUNKEL WAGNER" для ЗАО "Азовэлектросталь" (г. Мариуполь). Впоследствии с целью увеличения фронта заливки и продолжительности застывания жидкого металла в форме она была модернизирована [7] (рис. 1).

Имеются сведения о разработке подобной линии (с размерами опок 3000x1800x500мм) фирмой "SAVELLI S.p.A." для Алтайского вагонзавода (Россия) [8].

Транспортная система [9] имеет оригинальную конструкцию и содержит рольганг с отбортованными роликами для перемещения опок, верхних и нижних полуформ через участки формовки и сборки и рельсовый путь для их дальнейшей транспортировки к позициям заливки, выдержки и выбивки (рис. 2).

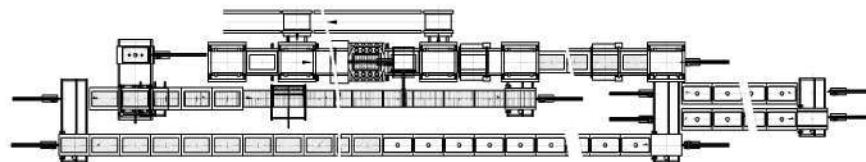


Рис. 1

Особенность устройства состоит в том, что ширина рельсового пути выбрана меньше, чем рольганга, а подпорочные щитки (паллеты) оснащены катками для перемещения рельсового пути и снабжены снизу рамы с обеих сторон опорными поверхностями для транспортирования их по отбортованным роликам рольганга. При этом рельсовый путь выполнен соосно с рольгангом. Такое техническое решение обеспечивает автоматизированную транспортировку опок, полуформ и форм при минимальной потребности в производственных площадях и отсутствии необходимости дополнительного использования специальных грузоподъемных транспортных механизмов. Именно это техническое решение легло в основу транспортной системы к АФЛ фирмы "KUNKEL WAGNER".

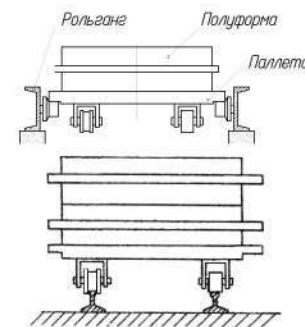


Рис.2

Как указывалось выше, основным элементом рассмотренной транспортной системы является паллета. Паллета – неподвижная специальная транспортная тележка, имеющая большие габариты в плане (по размеру опоки) при небольшой высоте. Небольшая высота паллеты обеспечивает ряд преимуществ:

- компактное (по высоте) расположение узлов кантовки и спаривания опок;
- низкое расположение центра масс паллеты (а, значит, и паллеты с формой), что обеспечивает ее устойчивое положение от воздействия толкателя при ее нахождении в любом месте линии;
- уменьшение движущейся массы, а, значит, и снижение усилия толкателя;
- удобство замены паллет.

Характерной особенностью применяемых паллет является установка на раме с одной стороны пары ребордных колес (на одном рельсе) и безребордных колес с другой стороны. Такое техническое решение обеспечивает фиксированное (по ширине) расположение паллеты, что очень важно для взаимодействия ее с рядом датчиков и позиционеров АФЛ, установленных на расстоянии 3-5мм. В то же время наличие пары безребордных колес на втором рельсе снижает вероятность заклинивания паллеты на рельсовом пути.

Обобщенно корпус паллеты представляет собой жесткую горизонтально ориентированную раму с развитым оребрением снизу платформы. Паллеты, применяемые на АФЛ ЗАО „Азовэлектросталь”, имеют раму с размерами 1900x3000мм и высотой 170мм. Диаметр катучей поверхности паллеты 200мм. Общая высота паллеты (от катучей поверхности колеса до верха платформы) 300мм. Обеспечивая вышеперечисленные преимущества, рама паллеты испытывает в процессе работы целый ряд силовых воздействий:

- изгибающий момент от воздействия на раму паллеты равномерно распределенной загрузки от веса литейной формы с залитой в нее жидким металлом и установленного на форму груза;
- изгибающий момент от динамического воздействия на раму от устанавливаемого краном на форму груза (для предотвращения “всплытия” верхней полуформы при заливке в форму жидкого металла);
- динамическое воздействие на форму, расположенную на паллете, от струи жидкого металла, которое зависит от высоты расположения ковша над уровнем поднимающегося в форме металла;
- силовая равномерно распределенная нагрузка на раму паллеты;
- боковая горизонтальная нагрузка от взаимодействия паллеты с соседними паллетами и с толкателями;
- тепловое воздействие на платформу паллеты, проявляющееся при нарушении целостности формы и выходе из нее жидкого металла, что может привести к снижению прочностных свойств нагруженной конструкции;
- воздействие на раму паллеты (через оси колес) пары сил от возникновения трения между ребрами колес и рельсом при искривлении последнего.

В процессе эксплуатации паллет действующие нагрузки приводят к деформации ее рамы (появляется неплоскость до 10 мм вместо допускаемой 0,5-1мм), что вызывает необходимость вывода ее из состава линии по двум причинам:

- нарушается плотное прилегание нижней опоки к платформе паллеты с образованием между ними зазоров, следствием чего является прорыв жидкого металла из формы на паллету, приводящий к браку литья и дополнительной термической деформации паллеты;
- затрудняется прохождение опоки, находящейся на деформированной платформе, через позиции формовки, установки срезки излишков смеси, кантователя и спаривателя полуформ.

Вся нагрузка от паллеты, включая ее вес, передается колесам на их корпус и подшипники, установленные на валу.

**Заключение.** Представляет интерес изучение характера распределения напряжений и деформаций в раме паллеты, установление закономерностей их распределения и выработка рекомендаций по оптимальному варианту ее проектирования. Для этого нужно создать математическую деформационно-силовую модель рамы паллеты.

Необходимо также углубленное изучение влияния силовых нагрузок на

колеса паллеты, толкатели, перемещающие ряд паллет, и на другие элементы транспортной системы.

Решение вышеизложенных задач позволит обеспечить долговечность и надежность транспортной системы и всей автоматизированной линии в целом.

**Список литературы:** 1. *Hackstein Roif, Benler Kans-Burkhard.* Der große Schrift in die Automatisierungs-Untersuchung zum Einsatz automatischer Formanlagen //Giesserei. – 1989. – 76. – №7. – С. 206-209. 2. *Грушевский В.Г., Псаев И.Р.* Эффективность использования автоматических формовочных линий // Литейное производство. – 1979. – №8. – С. 30-31. 3. *Городыскин М.В., Костырко Я.В.И., Ожоган В.А., Галуцак И.Д., Долинин Б.С.* Методологические вопросы исследования надежности автоматических формовочных линий// Рукопись ДЕП. в УкрНИИТИ 27.04.89. №1181-Ук89. 4. *Красников В.Ф.* Транспортные системы автоматических формовочных линий//Механизация и автоматизация. - 1975г.№10.-с11-12. 5. *Аксенов П.Н.* Оборудование литейных цехов. – М.: Машиностроение, 1968. – 458 с. 6. *Сафронов В.Я.* Справочник по литейному оборудованию. – М.: Машиностроение, 1985. – 320с. 7. Патент Украины №15676, кл. В22D47/00. Литейная формовочная линия. *Савчук А.В., Четурной А.Д., Андрияш А.С. и др.* Опубл. 17.07.2006, бюл.№7. 8. *Кудин Д.* Инновационные технологии фирмы “SAVELLI S.p.A.”(Италия) и „АНВ GIESSEREITECHNIK GMBH”(Германия) при производстве крупного вагонного литья // Литье Украины. – 2008. – С. 27-35. 9. Пат. ФРГ, кл.В22С25/00, №2548316. Verfahren und Vorrichtung zum Transport von Kasten bei automatischen Giesserei-Formanlagen. *Becken Friedrich.*, заяв. 29.10.75, опубл.22.03.79.

Поступила в редакцию 01.03.10

УДК 532.595

**Е.В. ЕСЕЛЕВА**, канд. техн. наук, ст. научн. сотр. отд. прочности и оптимизации конструкций ИПМаш НАН Украины, г. Харьков

## ВЫНУЖДЕННЫЕ КОЛЕБАНИЯ ОБОЛОЧЕК ВРАЩЕНИЯ, ВЗАИМОДЕЙСТВУЮЩИХ С ЖИДКОСТЬЮ

Запропоновано підхід до визначення напруженого та деформованого стану в оболонках обертання, що взаємодіють з рідиною, при динамічних навантаженнях. Вважається, що рідина ідеальна, нестислива, і її рух є потенційним. Для розв'язання задачі гідропружності використовується метод граничних інтегральних рівнянь. Розв'язання динамічних задач засновано на розкладанні шуканих функцій в ряди по власних формах коливань пружної оболонки в вакуумі. Проведено чисельні дослідження гідропружних коливань напівсферичної оболонки.

The universal method for strain-stress analysis of the shell-fluid interaction under dynamic loading is proposed. Liquid is considered as perfect incompressible inviscid, and its flow is irrotational. For the solution of the coupled problem the boundary integral equation method is used. The solution of dynamic problems is based on the method of series expansion by vibration own forms of elastic structure in air. The numerical analysis of a hemispherical shell filled fluid is presented.

Исследование динамического взаимодействия упругих конструкций с жидкостью представляет достаточно сложную проблему, решению которой посвящена обширная литература [1-4]. Актуальность данной проблемы связана с широким применением конструкций, содержащих полости с жидкостью, в

технике. В качестве примеров можно привести цистерны для перевозки жидкостей, емкости для хранения нефтепродуктов, резервуары, используемые на атомных электростанциях, и т. д. В работах [5], [6] авторами предложен подход, основанный на использовании метода граничных интегральных уравнений (МГИУ), применительно к решению задач о собственных колебаниях оболочек вращения, заполненных жидкостью, и о собственных колебаниях жидкости в жестком сосуде. Данный подход имеет определенные преимущества: основные уравнения содержат значения искомым функций и их производных только на границе области, занятой жидкостью, что позволяет уменьшить на единицу размерность задачи. В настоящей работе предлагаемая методика развита применительно к исследованию процессов деформирования оболочек вращения, содержащих жидкость, при их динамическом нагружении.

**1. Постановка задачи.** Рассмотрим тонкую упругую оболочку вращения, частично заполненную идеальной несжимаемой жидкостью. Обозначим смачиваемую поверхность оболочки через  $S_1$ . Введем связанную с оболочкой систему координат  $0xyz$ , в которой свободная поверхность жидкости  $S_0$  в невозмущенном состоянии совпадает с плоскостью  $xOy$ .

Колебания оболочки и жидкости относительно невозмущенного состояния считаем малыми и безотрывными. Они описываются вектором перемещений срединной поверхности оболочки  $U$  и вектором скоростей жидкости  $V$ .

Предполагается, что жидкость идеальная, несжимаемая, и ее возмущенное движение является потенциальным с потенциалом  $\varphi(x, y, z, t)$ . Давление жидкости определим в соответствии с интегралом Коши-Лагранжа в предположении, что собственная скорость жидкости равна нулю

$$P_t = -\rho \frac{\partial \varphi}{\partial t}, \quad (1)$$

где  $P_t$  – приращение давления в жидкости в возмущенном движении,  $\rho$  – плотность жидкости.

Уравнение колебаний упругой оболочки с жидкостью запишем в векторном виде

$$LU + MU = P_t + Q, \quad (2)$$

где  $L, M$  – операторы упругих и массовых сил в оболочке;  $U = (u_1, u_2, w)$  – вектор перемещений;  $Q(t)$  – вектор внешней поверхностной нагрузки.

Кинематическое граничное условие безотрывного движения жидкости на смачиваемой поверхности оболочки  $S_1$ :

$$Vn = \dot{U}n = \dot{w}, \quad (3)$$

где  $n$  – внешняя единичная нормаль к смоченной поверхности оболочки,  $w$  – нормальное перемещение оболочки.

Пусть  $z = H$  – координата невозмущенной свободной поверхности жидкости. Граничное условие на свободной поверхности жидкости  $S_0$  отвечает условию отсутствия давления на свободной поверхности и имеет вид

$$P_t = 0. \quad (4)$$

Гидродинамическую задачу (1)–(4) можно свести к одной неизвестной функции  $\varphi(x, y, z, t)$ . Для потенциала скоростей приходим к следующей краевой задаче:

$$LU + MU + \rho \varphi = Q, \quad (5) \quad \nabla^2 \varphi = 0, \quad (6)$$

$$\frac{\partial \varphi}{\partial n} = \dot{w}, \quad P \in S_1, \quad (7) \quad \varphi = 0, \quad P \in S_0. \quad (8)$$

Здесь предполагается, что  $S = S_1 \cup S_0$ ; точка  $P$  принадлежит поверхности  $S$ .

**2. Система граничных интегральных уравнений для определения давления жидкости.** Решение связанной задачи гидроупругости требует определения давления жидкости на смоченные поверхности оболочки. Эта задача сводится к решению системы сингулярных интегральных уравнений, при этом предполагается, что скорость движения упругой поверхности задана. Определение давления на смоченные поверхности оболочки приводит к смешанной краевой задаче для уравнения Лапласа (5) – (8).

Будем искать ее решение в виде разложения по собственным формам колебаний оболочки в вакууме

$$U(x, y, z, t) = \sum_{k=1}^m u_k(x, y, z) c_k(t), \quad (9)$$

$$\varphi(x, y, z, t) = \sum_{k=1}^m \varphi_k(x, y, z) \dot{c}_k(t), \quad (10)$$

где  $u_k(x, y, z)$  – собственные формы колебаний,  $c_k(t)$  – неизвестные коэффициенты. Для определения функций  $\varphi_k$  формулируются следующие краевые задачи:

$$\nabla^2 \varphi_k = 0, \quad \frac{\partial \varphi_k}{\partial n} = w_k, \quad P_0 \in S_1, \quad \varphi_k = 0, \quad P_0 \in S_0. \quad (11)$$

Будем искать гармонические функции  $\varphi_k$  в виде суммы потенциалов простого и двойного слоев [7], т. е. используем прямую формулировку метода граничных интегральных уравнений. Опуская индекс  $k$ , имеем

$$2\pi\varphi(P_0) = \iint_S \frac{\partial \varphi}{\partial n} \frac{1}{|P - P_0|} dS - \iint_S \varphi \frac{\partial}{\partial n} \frac{1}{|P - P_0|} dS. \quad (12)$$

Для смешанной задачи (5) – (8) это интегральное представление приводит к следующей системе сингулярных интегральных уравнений:

$$2\pi\varphi(P_0) + \iint_{S_1} \varphi \frac{\partial}{\partial n} \frac{1}{|P - P_0|} dS_1 - \iint_{S_0} q \frac{1}{|P - P_0|} dS_0 = \iint_{S_1} w \frac{1}{|P - P_0|} dS_1; \quad P_0 \in S_1$$

$$\iint_{S_1} \varphi \frac{\partial}{\partial n} \frac{1}{|P-P_0|} dS_1 - \iint_{S_0} q \frac{1}{|P-P_0|} dS_0 = \iint_{S_1} w \frac{1}{|P-P_0|} dS_1; \quad P_0 \in S_0 \quad (13)$$

относительно неизвестных функций  $\varphi$  и  $q$ . При этом функция  $\varphi$ , определенная на поверхности  $S_1$ , представляет собой давление на смоченную поверхность оболочки, а функция  $q$ , определенная на поверхности  $S_0$ , – нормальную составляющую скорости жидкости на свободной поверхности.

Неизвестные функции представим в виде рядов Фурье по окружной координате

$$w = w(r, z) \cos \alpha \theta, \quad \varphi = \varphi(r, z) \cos \alpha \theta. \quad (14)$$

Далее выполним преобразования, подробно проведенные в [5], с целью сведения ядер в (13) к стандартным эллиптическим интегралам. В результате преобразований получим систему интегральных уравнений, где интегралы вычисляются по меридиану смачиваемой поверхности оболочки и радиусу свободной поверхности жидкости. Для решения системы (13) используется метод граничных элементов с постоянной аппроксимацией плотности на элементе.

**3. Метод разложения по собственным формам для динамической задачи.** После определения  $\varphi_k$  подставляем выражения (9), (10) в уравнение (5)

$$L \left( \sum_{k=1}^m c_k u_k \right) + M \left( \sum_{k=1}^m \dot{c}_k u_k \right) = -\rho \sum_{k=1}^m \dot{c}_k \varphi_k + Q. \quad (15)$$

Отметим, что для собственных векторов справедливы следующие соотношения:

$$L u_k = \omega_k^2 M u_k, \quad (M u_k, u_j) = \delta_{kj}. \quad (16)$$

где  $\omega_k, u_k$  – собственные частоты и формы колебаний оболочки в вакууме.

Умножая уравнение (15) скалярно на  $u_j$  и учитывая свойства (16), приходим к системе дифференциальных уравнений второго порядка относительно неизвестных коэффициентов  $c_k$

$$\omega_j^2 \delta_{kj} \dot{c}_j + \delta_{kj} \ddot{c}_j = -\rho \sum_{k=1}^m \ddot{c}_k \varphi_k u_j + Q u_j, \quad j = 1, m. \quad (17)$$

Для решения этой системы используется метод Рунге-Кутты. Собственные частоты и формы колебаний оболочки в вакууме определяются методом конечных элементов.

**4. Деформирование полусферической оболочки при динамическом нагружении.** Рассматривается задача о колебаниях полусферической оболочки, заполненной жидкостью, под действием равномерно распределенного давления  $Q(t) = Q_0 H(t)$ , где  $Q_0 = 0.1$  МПа,  $H(t)$  – единичная функция Хевисайда (рис. 1). Параметры оболочки: радиус  $R = 5.08$  м, толщина  $h = 0.0254$  м, модуль упругости  $E = 0.7 \cdot 10^{11}$  Па, коэффициент Пуассона  $\nu = 0.3$ , плотность материала  $\rho_0 = 2770$  кг/м<sup>3</sup>, плотность жидкости  $\rho = 1000$  кг/м<sup>3</sup>. Условия за-

крепления – шарнирное опирание по контуру оболочки.

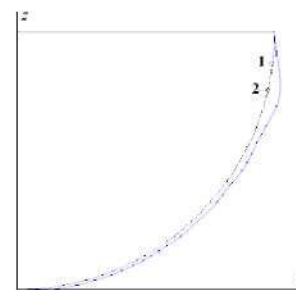


Рис. 1. Деформированное состояние оболочки

На рис. 2 приведены графики изменения во времени радиальных перемещений в узлах 1 и 2 оболочки, взаимодействующей с жидкостью. На рис. 3 показаны графики зависимости от времени гидродинамического давления: *a* – вариант расчета по предложенному методу; *б* – расчет по программному комплексу, реализующему трехмерный метод конечных элементов. Хорошее согласование результатов свидетельствует о достоверности метода и алгоритма решения задачи.

**Выводы.** На основе метода граничных интегральных уравнений предложен подход к решению задачи определения напряженного и деформированного состояния оболочек вращения, частично заполненных жидкостью, при динамическом нагружении. В соответствии с подходом рассматриваемая задача сводится к последовательному определению частот и форм колебаний оболочки в вакууме (первый этап), решению смешанных задач для уравнения Лапласа – второй этап, построению матрицы присоединенных масс жидкости – третий этап и интегрированию полученных уравнений по времени. В дальнейшем предполагается использовать данную методику при решении задач динамики оболочечных конструкций, содержащих жидкость, находящихся под воздействием раз-

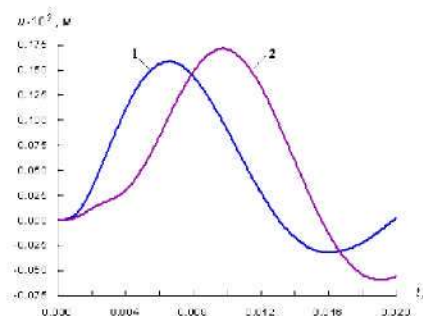


Рис. 2. Радиальные перемещения оболочки, заполненной жидкостью

личных нестационарных нагрузок.

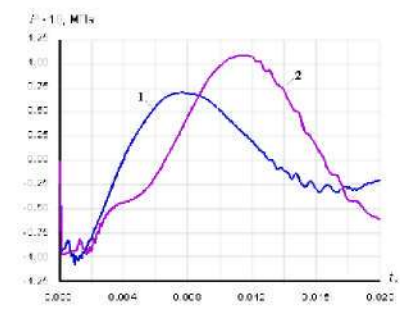
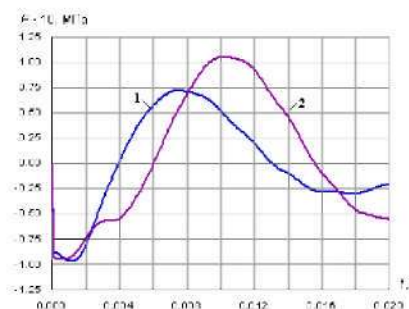


Рис. 3. Гидродинамическое давление в оболочке

**Список литературы:** 1. Моисеев Н.Н., Румянцев В.В. Динамика тела с полостями, содержащими жидкость. – М.: Наука, 1965. – 440 с. 2. Луковский П.А. Введение в нелинейную динамику твердого тела с полостями, содержащими жидкость. – Киев: Наукова думка, 1990. – 296 с. 3. Kubenko V.D., Koval'chuk P.S. Nonlinear problems of the dynamics of elastic shells partially filled with a liquid // Intern. Appl. Mech. – 2000. – 36, N 4. – P. 421–448. 4. Мокеев В.В. О решении матричных уравнений при конечно-элементном моделировании жидкости по Лагранжу в задачах гидроупругости // Динамика, прочность и износостойкость машин. – 1999. – № 6. – С. 11–17. 5. Еселева Е.В., Гнидько В.И., Стрельникова Е.А. Собственные колебания сосудов высокого давления при взаимодействии с жидкостью // Пробл. машиностроения. – 2006. – № 1. – С. 58–68. 6. Еселева Е.В., Науменко В.В., Стрельникова Е.А. Метод интегральных уравнений в задаче о колебаниях жидкости в жесткой оболочке // Вестник ХНТУ. – 2006. – Т. 25, № 2. – С. 198–202. 7. Бреббия К., Телес Ж., Вроубел Л. Методы граничных элементов – М.: Мир, 1987. – 524 с.

*Поступила в редколлегию 29.01.10*

УДК 621.7

**Г.И. ЛЬВОВ**, докт. техн. наук, проф., зав. каф. ДПМ,  
**О.О. ОЖОГА-МАСЛОВСКАЯ**, асп. каф. ДПМ НТУ «ХПИ», г. Харьков

### **К РАСЧЕТУ ПРОЦЕССОВ АУТОФРЕТИРОВАНИЯ ТОЛСТОСТЕННЫХ ЦИЛИНДРОВ С УЧЕТОМ ПОВРЕЖДАЕМОСТИ МАТЕРИАЛА**

В статті досліджується процес автофретування товстостінного циліндру з урахуванням пошкоджуваності матеріалу. Наведені рівняння теорії пружно-пластичного деформування з урахуванням континуальної механіки пошкоджуваності для моделі матеріалу з кінематичним зміцненням. Описаний алгоритм створення спеціальної моделі пластичності в ПК ANSYS та розраховане поле залишкових напружень, що виникають в товстостінному циліндрі після автофретування. Розрахунок проведений для задачі з прийняттям гіпотез плоскої деформації.

This paper presents autofrettage processes research in view of material damage. There are produced main equations of elastic-plastic theory in correspondence with Continuum Damage Mechanics for kinematic hardening material. Algorithm of user's material model creation for ANSYS software is described. Residual stress field is calculated for autofrettaged cylinder in the case of plane strain conditions.

**Введение.** Для многих элементов конструкций, работающих при высоких давлениях и быстро изменяющихся нагрузках, одним из способов повышения несущей способности является применение операции автофретирования. Общая идея проведения автофретирования заключается в нагружении конструкции до появления пластических деформаций. После снятия нагрузки образуются благоприятные остаточные напряжения, которые увеличивают несущую способность конструкции.

Наибольшее распространение получило автофретирование цилиндриче-

ских элементов конструкций, нагруженных внутренним давлением. Самыми опасными напряжениями в этом случае являются положительные окружные напряжения на внутреннем диаметре. В случае автофретирования цилиндрических элементов окружные остаточные напряжения отрицательны. Суперпозиция остаточных напряжений с напряжениями, возникающими в конструкции после нагружения внутренним рабочим давлением, приводит к значительному снижению окружных напряжений на внутреннем диаметре.

Проблеме автофретирования уделяется значительное внимание в научной литературе, проводятся международные конференции по данной тематике. Имеется значительное число публикаций, в которых освещаются разные стороны этой проблемы [1-15].

Фундаментальными работами в области исследования операции автофретирования и связанных с ней технологических аспектов являются работы Ильюшина [13], Огибалова [13], Биргера [14], Малинина [1] и других ученых в области механики. Теория нахождения остаточных напряжений основывается на теореме Ильюшина о разгрузке, согласно которой необходимо решить две задачи: 1) упруго-пластическую задачу для тела под действием внешних нагрузок; 2) упругую задачу для того же тела под действием тех же нагрузок. Остаточные напряжения находятся как разность первого и второго решений [13].

В монографии Биргера [14] дана классификация остаточных напряжений, возникающих в конструкции после проведения различных технологических операций, проанализировано влияние остаточных напряжений на прочность конструкции при статических и переменных нагрузках, рассмотрены способы измерения остаточных напряжений.

В книге [12] приведен пример аналитического решения задачи автофретирования бесконечного толстостенного цилиндра постоянной толщины. Исследования проводились в рамках деформационной теории пластичности с использованием гипотез плоской деформации и несжимаемости материала.

Для более точного описания процессов, происходящих при автофретировании, необходимо учитывать анизотропный характер упрочнения. Статья Паркера [2] посвящена моделированию материала цилиндра в условиях автофретирования с учетом эффекта Баушингера. Эффект Баушингера заключается в снижении предела текучести материала при сжатии, как результат предварительного растяжения за пределы упругой области. Учет этого явления приводит к снижению окружных остаточных напряжений на внутреннем диаметре в сравнении с решением для изотропно упрочняющегося материала. Представленная в работе процедура анализа позволяет рассчитать поле упруго-пластических остаточных напряжений по толщине цилиндра. Также в статье исследуется эффект от снятия материала в предварительно автофретированной трубе. Рассмотрена экспериментальная процедура снятия материала методом Сакса. Полученные данные в значительной мере позволили уточнить распределение остаточных напряжений вбли-

зи отверстия.

В работе [6] исследовалось влияние эффекта Баушингера при анализе составных труб, содержащих автофретированный слой. Авторы статьи предложили провести автофретирование толстостенной трубы, а далее использовать ее как часть целой конструкции. Для сохранения эффекта от последовательной посадки труб с натягом рекомендуется избегать дальнейшего их упрочнения.

В статье [10] предлагается расчет процесса автофретирования для труб с незакрепленным торцом. Такое закрепление приводит к условиям обобщенного плоского деформированного состояния, которое моделируется постоянной осевой деформацией и отсутствием осевой силы. Также в статье получено распределение поля остаточных напряжений в классической постановке плоской деформации. Учет эффекта Баушингера позволил уточнить окружные деформации на внутреннем диаметре на 8% и на внешнем диаметре на 6,3%.

В статье [4] рассмотрен толстостенный цилиндр с защемленным торцом из изотропного, однородного и упрочняющегося материала. Нагрузка моделируется приложением внутреннего давления и температурного градиента. Автор трактует параметры материала как поле переменных, распределение которых получено итеративным методом. Рассчитанные окружные остаточные напряжения вблизи отверстия хорошо согласуются с экспериментальными данными.

В работе [9] представлены результаты решения задачи оптимизации составного толстостенного цилиндра с учетом удельного давления автофретирования. В качестве целевой функции рассматривался вес цилиндра. Переменными параметрами целевой функции являются внутренний радиус цилиндра, радиус текучести (условная граница, разделяющая упругую и пластическую области) и внешний радиус цилиндра. Ограничения накладывались на радиальное перемещение внутреннего радиуса, которое не должно превышать заданной величины. Задача рассматривалась для двух моделей пластического поведения материала: идеально упруго-пластического материала и упруго-пластического с линейным упрочнением. Анализ показал, что оптимальный радиус текучести практически одинаков для данных моделей материала.

Эффект от автофретирования основан на образовании существенных пластических деформаций, которые при повторном нагружении и разгрузке могут привести к разупрочнению материала, вследствие возникновения на микроуровне повреждений и трещин. Для математического описания этих явлений используется континуальная механика повреждаемости. Исследования модели развития параметра повреждаемости при пластическом деформировании инициированы работами Качанова Л. М. и Работнова Ю. Н. [15].

В книге Дж. Леметра [11] рассмотрены общие механизмы появления и роста во времени микроповреждений, приводящих к образованию магистральных трещин. С физической точки зрения микроповреждения трактуются как возникновение вакансий, приводящих к уменьшению эффективной поверхности, способной сопротивляться нагружению. Также в книге приве-

ден кинематический закон развития параметра повреждаемости при пластическом деформировании металла. Повреждаемость проявляется снижением следующих характеристик материала: модуля упругости, предела текучести, твердости и плотности материала.

**Постановка задачи.** В качестве объекта исследования рассматривается толстостенный цилиндр постоянной толщины, нагруженный внутренним давлением  $p$ . Постановка задачи автофретирования включает в себя запись основных соотношений теории упругости и пластичности. Для учета параметра повреждаемости в этих соотношениях использовался принцип эквивалентных напряжений. Согласно данному принципу любое напряжение в уравнении для поврежденного материала может быть определено таким же образом, как и для неповрежденного материала, путем замены тензора напряжений Коши тензором эффективных напряжений  $\tilde{\sigma}_{ij}$  [11]:

$$\tilde{\sigma}_{ij} = \frac{\sigma_{ij}}{(1-D)}, \quad (1)$$

где  $D$  – параметр повреждаемости ( $0 < D < 1$ ), который физически трактуется как плотность микроповреждений. Он равен 0 для неповрежденного материала и 1 при полном разрушении конструкции, когда повреждения занимают всю поверхность.

Основные соотношения теории течения выражают зависимость приращений пластических деформаций от приращений напряжений. Поэтому необходимо записать все основные соотношения теории пластичности в приращениях перемещений.

Тензор полных деформаций включает в себя составляющие упругой и пластической деформации. Ниже приведены физические соотношения для приращений полных деформаций:

$$\dot{\epsilon}_{ij} = \frac{1+\nu}{E} \dot{\tilde{\sigma}}_{ij} - \frac{\nu}{E} \dot{\tilde{\sigma}}_{kk} \delta_{ij} + \dot{\epsilon}_{ij}^p. \quad (2)$$

Процесс автофретирования является сложным, он состоит из нескольких этапов: этапа нагружения, разгрузки и, возможно, повторного нагружения. В этом случае проявляется анизотропия в деформировании материала. Для ее описания была выбрана теория течения с кинематическим упрочнением, в которой учитывается эффект Баушингера.

В качестве условия пластичности используется соотношение [11]:

$$f(\tilde{\sigma}_{ij}) = \frac{3}{2} (\tilde{\sigma}_{ij}^D - X_{ij}) (\tilde{\sigma}_{ij}^D - X_{ij}) - \sigma_y = 0, \quad (3)$$

где  $\tilde{\sigma}_{ij}^D$  – компоненты тензора девиатора эффективных напряжений,  $X_{ij} = c \epsilon_{ij}^p$  – компоненты вектора смещения центра поверхности пластичности.

Ассоциированный закон течения с учетом критерия текучести (3)

$$\dot{\epsilon}_{ij}^p = \frac{3}{2 \tilde{\sigma}_{eq}} (\tilde{\sigma}_{ij}^D - X_{ij}) \dot{p}, \quad (4)$$

где  $\dot{p} = \sqrt{\frac{2}{3} \{d\dot{\epsilon}_{ij}^p\} \cdot \{d\dot{\epsilon}_{ij}^p\}}$  – приращение интенсивности пластических деформаций.

Связь  $\dot{p}$  с пластическим множителем  $\dot{\lambda}$  можно выразить следующим соотношением  $\dot{p} = \frac{\dot{\lambda}}{1-D}$ .

Основные соотношения необходимо дополнить кинематическим законом развития параметра повреждаемости. Рассматривалась модель Леметра [11] для случая вязкого разрушения, откуда следует

$$\dot{D} = \frac{\sigma_u^2 R_v}{2ES} \dot{p} \text{ при } p \geq p_D, \quad (5)$$

где  $p_D$  – некоторый порог накопленной пластической деформации, после которого возникают первые повреждения материала.

В случае многоосного напряженного состояния  $R_v = \frac{2}{3}(1+\nu) + 3(1-2\nu)(\bar{\sigma}_{II} / \bar{\sigma}_{eq})^2$ , где  $\sigma_{II}, \sigma_{eq}$  – гидро-

статическое и эквивалентное напряжения соответственно,  $\sigma_u, S$  – постоянные параметры закона развития повреждаемости, которые определяются экспериментально.

В [11] приведены результаты эксперимента на чистое растяжение при постоянной величине приращения деформации. Параметр повреждаемости  $S$  определялся из изменения модуля упругости при деформировании образца (рис. 1,  $\sigma_u$  – временный предел прочности на растяжение).

Геометрические соотношения для приращений полных деформаций в цилиндрических координатах имеют вид:

$$\dot{\epsilon}_{rr} = \frac{\partial \dot{u}}{\partial r}, \quad \dot{\epsilon}_{\theta\theta} = \frac{\dot{u}}{r}, \quad \dot{\epsilon}_{zz} = \frac{\partial \dot{w}}{\partial z}, \quad \dot{\gamma}_{rz} = \frac{1}{2} \left( \frac{\partial \dot{u}}{\partial z} + \frac{\partial \dot{w}}{\partial r} \right). \quad (6)$$

Дифференциальные уравнения равновесия осесимметричной задачи в полярных координатах для приращений напряжений записаны как проекции всех силовых факторов на радиальную и осевую координаты:

$$\begin{cases} \frac{\partial \dot{\sigma}_r}{\partial r} + \frac{\dot{\sigma}_r - \dot{\sigma}_\theta}{r} + \frac{\partial \dot{t}_{rz}}{\partial z} = 0; \\ \frac{\partial \dot{\sigma}_z}{\partial z} + \frac{\partial \dot{t}_{rz}}{\partial r} + \frac{1}{r} \dot{t}_{rz} = 0. \end{cases} \quad (7)$$

Выражения для приращений напряжений были получены из соотношений (2). После их подстановки в (7) получены разрешающие уравнения равновесия, записанные в приращениях перемещений с учетом параметра повреждаемости и пластических деформаций:

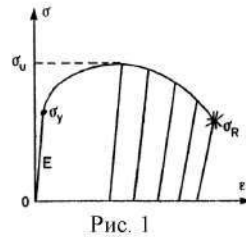


Рис. 1

$$\begin{cases} (1-D)[(1-\nu)\frac{\partial^2 \dot{u}}{\partial r^2} + (\frac{r\nu-2\nu+1}{r} - D_r'(1-\nu))\frac{\partial \dot{u}}{\partial r} + \frac{\nu+0.5}{2}\frac{\partial^2 \dot{w}}{\partial r \partial z}] + \\ + (0.5-\nu)(\frac{1}{2}\frac{\partial^2 \dot{u}}{\partial z^2} - (\dot{\gamma}_{rz}^p)_z) - ((1-\nu)(\dot{\epsilon}_r^p)_r + \nu((\dot{\epsilon}_\theta^p)_r + (\dot{\epsilon}_z^p)_r))] + \\ + GD(0.5-\nu)(\dot{\gamma}_{rz}^p - \frac{1}{2}(\frac{\partial \dot{u}}{\partial z} + \frac{\partial \dot{w}}{\partial r})) + D_r' \nu (\dot{\epsilon}_z^p - \frac{\partial \dot{w}}{\partial z}) + \dot{u}(\frac{\nu D_r'}{r} - \frac{(1-D)(1-\nu)}{r^2}) + \\ + \dot{\epsilon}_r^p ((1-D)\frac{2\nu-1}{r} + D_r'(1-\nu)) + \dot{\epsilon}_\theta^p (\frac{1-2\nu}{r}(1-D) + \nu D_r') = 0; \\ - D_z' \left[ ((1-\nu)\frac{\partial \dot{w}}{\partial z} + \nu(\frac{\partial \dot{u}}{\partial r} + \frac{\dot{u}}{r})) - ((1-\nu)\dot{\epsilon}_z^p + \nu(\dot{\epsilon}_r^p + \dot{\epsilon}_\theta^p)) \right] + \\ + G(1-D)[(1-\nu)\frac{\partial^2 \dot{w}}{\partial z^2} + \nu\frac{\partial^2 \dot{u}}{\partial r \partial z} - ((1-\nu)(\dot{\epsilon}_z^p)_z + \nu((\dot{\epsilon}_r^p)_z + (\dot{\epsilon}_\theta^p)_z))] - \\ - \frac{1}{2}G(\frac{1}{2r}(1-D) - (0.5-\nu)D_r')\frac{\partial \dot{u}}{\partial z} + G(0.5-\nu)(\frac{\partial \dot{w}}{\partial r} \frac{1}{2}(\frac{1}{r}(1-D) - D_r') + D_r' \dot{\gamma}_{rz}^p) + \\ + G(1-D)(0.5-\nu)(\frac{1}{2}(\frac{\partial^2 \dot{u}}{\partial z^2} + \frac{\partial^2 \dot{w}}{\partial r \partial z}) - (\dot{\gamma}_{rz}^p)_z - \frac{1}{r} \dot{\gamma}_{rz}^p) = 0. \end{cases} \quad (8)$$

**Численные результаты.** Задача автофретирования с учетом повреждаемости решается с применением конечно-элементного ПК ANSYS, в котором отсутствует модель пластичности с введенным в нее параметром повреждаемости. Благодаря тому, что ПК ANSYS обладает открытой архитектурой, удалось создать специальную модель пластичности. Наиболее подходящей для редактирования оказалась подпрограмма USERPL.f, содержащая основные соотношения модели пластического материала с кинематическим упрочнением. Для решения задачи автофретирования с учетом повреждаемости материала в код данной подпрограммы был введен параметр повреждаемости  $D$ , задан закон его накопления (5) и обновления:  $dD = \dot{D} dt$ ;  $D = D + dD$ .

Для качественной оценки повреждаемости, развивающейся в конструкции вследствие автофретирования, целесообразно рассмотреть толстостенный цилиндр постоянной толщины. Распределение остаточных напряжений в такой модели было получено аналитическим расчетом в работе [12] для несжимаемого материала  $\nu = 0.5$  с линейно упрочняющейся диаграммой деформирования. Задача решалась в постановке плоской деформации  $\epsilon_z = 0$ . Модель толстостенного цилиндра представлена на рис. 2.

Расчет проводится для толстостенного цилиндра со следующими размерами и параметрами материала: внутренний радиус  $a = 0.0335 \text{ м}$ ; внешний радиус  $b = 0.0935 \text{ м}$ ; модуль упругости  $E = 2 \cdot 10^5 \text{ МПа}$ ; модуль упрочнения  $E_T = 6850 \text{ МПа}$ ; предел текучести  $\sigma_y = 476 \text{ МПа}$ ; коэффициент Пуассона

$\nu = 0.49$ ; порог накопленной пластической деформации  $p_D = 0.05$ ; постоянный коэффициент закона повреждаемости  $S = 0.5 \text{ МПа}$ ; временный предел прочности на растяжение  $\sigma_u = 700 \text{ МПа}$ . Ниже представлены графики распределения остаточных окружных и радиальных (рис. 3) напряжений по толщине цилиндра при действии внутреннего давления 524 МПа.

Из распределения интенсивности пластических деформаций по толщине цилиндра (рис. 4) и формулы (8) видно, что параметр повреждаемости достигает максимального значения на внутреннем радиусе цилиндра. Развитие параметра повреждаемости во времени в точке, взятой на внутреннем диаметре цилиндра, представлено на рис. 5.

Как видно из рис. 5, при действии на цилиндр заданных размеров внутреннего давления 524 МПа параметр повреждаемости не превышает величины  $3.6 \cdot 10^{-3}$ . Такая величина параметра повреждаемости незначительно влияет на тензор напряжений (1). Полученные результаты хорошо согласуются с аналитическим решением [12]. Численное решение для окружных остаточных напряжений на внутреннем диаметре отличается от аналитического на 12%, а в области  $r = r_f$  — на 1%.

**Выводы.** Таким образом, в данной статье рассмотрена задача autofретирования толстостенного цилиндра с учетом повреждаемости материала. Модель пластичности с учетом параметра повреждаемости была введена в ПК ANSYS. Для проверки правильности работы подпрограммы была решена задача autofретирования толстостенного цилиндра постоянной толщины в постановке плоского деформированного состояния. Сравнение полученных результатов распределения остаточных напряжений с аналитическими результатами позволило сделать вывод, что модель пластичности, дополненная параметром повреждаемости и законом его развития и накопления, достаточно хорошо моделирует процессы, происходящие в толстостенном цилиндре при autofретировании. Она может быть применена для расчетов autofретирования танковых пушек, цилиндрических элементов компрессоров низкого давления, дисков, работающих на высоких скоростях вращения.

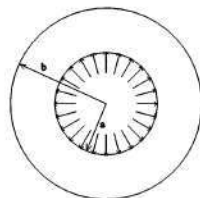


Рис.2. Модель толстостенного цилиндра постоянной толщины

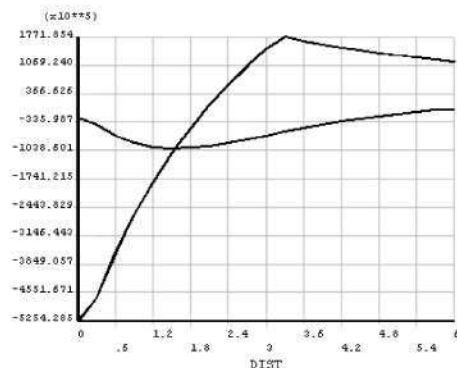


Рис. 3. Распределение окружных и радиальных остаточных напряжений по толщине цилиндра

**Список литературы:** 1. Малинин Н.Н. Прикладная теория пластичности и ползучести: учебник [для студ. высш. учебн. завед.]/ Малинин Н. Н. – М.: Машиностроение, 1975. – 399 с. 2. Parker A.P. Bauschinger Effect Design Procedures for Autofretted Tubes Including Material Removal and Sachs' Method / A. P. Parker, J. H. Underwood, D.P. Kendall // Journal of Pressure Vessel Technology. – 1999. – № 121. – p. 430 – 437. 3. Jahed H. An Axisymmetric Method of Elastic-Plastic Analysis Capable of Predicting Residual Stress Field / H. Jahed, R. N. Dubey // Journal of Pressure Vessel Technology. – 1997. – № 119. – p. 264 – 273. 4. Loghman A. Loading and Unloading of Thick-Walled Cylindrical Pressure Vessels of Strain-Hardening Material / A. Loghman, M. A. Wahab // Journal of Pressure Vessel Technology. – 1994. – № 116. – p. 105 – 109. 5. Segall A. E. Localized Autofretage as a Design Tool for the Fatigue Improvement of Cross-Bored Cylinders / A.E. Segall, C. Tricou, M. Evanko, J. C. Conway, Jr. // Journal of Pressure Vessel Technology. – 1998. – № 120. – p. 393 – 397. 6. Parker A.P. Bauschinger Effect Design Procedures for Compound Tubes Containing an Autofretted Layer / Parker A. P // Journal of Pressure Vessel Technology. – 2001. – № 123. – p. 203 – 206. 7. Perl M. An Axisymmetric Stress Release Method for Measuring the Autofretage Level in Thick – Walled Cylinders. – Part I: Basic Concept and Numerical Simulation / M. Perl, R. Arone // Journal of Pressure Vessel Technology. – 1994. – № 116. – p. 384 – 388. 8. Perl M. An Axisymmetric Stress Release Method for Measuring the Autofretage Level in Thick-Walled Cylinders – Part II: Experimental Validation / M. Perl, R. Arone // Journal of Pressure Vessel Technology. – 1994. – № 116. – p. 389 – 395. 9. Majzoobi G. H. Optimization of autofretage in thick-walled cylinders / G. H. Majzoobi, A. Ghomi // Journal of Achievements in Materials and manufacturing Engineering. – 2006. – № 16. p. 124 – 131. 10. Parker A. Autofretage of Open-end Tubes – Pressures, Stresses, Strains, and Code Comparisons / Parker A. // Journal of Pressure Vessel Technology. – 2001. – № 123. p. 271–281. 11. Lamaitre J. A Course on Damage Mechanics / Jane Lamaitre, Rodrigue Desmorat. – Verlag Berlin Heidelberg: Springer, 2005. – 380 p. 12. Смирнов – Аляев Г.А. Теория автоскрепления цилиндров / Смирнов – Аляев Г.А. – Москва: Оборонгиз, 1940. – 286 с. 13. Ильюшин А.А. Упругопластические деформации полых цилиндров / А.А. Ильюшин, П.М. Огибалов – Москва: Издательство МГУ, 1960. – 227 с. 14. Биргер И.А. Остаточные напряжения / Биргер И.А. – Москва: Машгиз, 1963. – 231 с. 15. Работнов Ю.Н. Введение в механику разрушения / Работнов Ю.Н. – Москва: Наука, 1987. – 82 с.

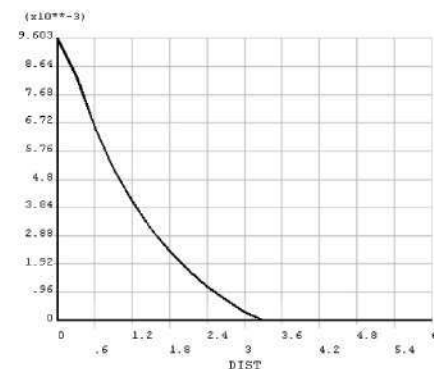


Рис. 4. Распределение интенсивности пластических деформаций по толщине цилиндра

Measuring the Autofretage Level in Thick – Walled Cylinders. – Part I: Basic Concept and Numerical Simulation / M. Perl, R. Arone // Journal of Pressure Vessel Technology. – 1994. – № 116. – p. 384 – 388. 8. Perl M. An Axisymmetric Stress Release Method for Measuring the Autofretage Level in Thick-Walled Cylinders – Part II: Experimental Validation / M. Perl, R. Arone // Journal of Pressure Vessel Technology. – 1994. – № 116. – p. 389 – 395. 9. Majzoobi G. H. Optimization of autofretage in thick-walled cylinders / G. H. Majzoobi, A. Ghomi // Journal of Achievements in Materials and manufacturing Engineering. – 2006. – № 16. p. 124 – 131. 10. Parker A. Autofretage of Open-end Tubes – Pressures, Stresses, Strains, and Code Comparisons / Parker A. // Journal of Pressure Vessel Technology. – 2001. – № 123. p. 271–281. 11. Lamaitre J. A Course on Damage Mechanics / Jane Lamaitre, Rodrigue Desmorat. – Verlag Berlin Heidelberg: Springer, 2005. – 380 p. 12. Смирнов – Аляев Г.А. Теория автоскрепления цилиндров / Смирнов – Аляев Г.А. – Москва: Оборонгиз, 1940. – 286 с. 13. Ильюшин А.А. Упругопластические деформации полых цилиндров / А.А. Ильюшин, П.М. Огибалов – Москва: Издательство МГУ, 1960. – 227 с. 14. Биргер И.А. Остаточные напряжения / Биргер И.А. – Москва: Машгиз, 1963. – 231 с. 15. Работнов Ю.Н. Введение в механику разрушения / Работнов Ю.Н. – Москва: Наука, 1987. – 82 с.

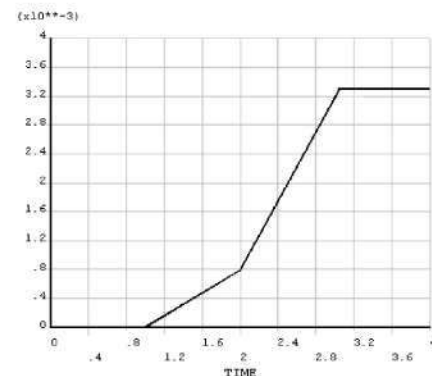


Рис. 5. Приращение параметра повреждаемости с приращением нагрузки

Поступила в редколлегию 27.01.10



И.Г. ЛЬВОВ, асп. каф. ДПМ НТУ „ХПИ”

### УПРУГОПЛАСТИЧЕСКОЕ ДЕФОРМИРОВАНИЕ ОДНОНАПРАВЛЕННЫХ КОМПОЗИТОВ

Робота присвячена вивченню механічних властивостей односпрямованого композиту з урахуванням його мікроструктури. Розроблена методика розрахунку ефективних модулів односпрямованого композиту та створена програма автоматизованого підрахунку констант композита для квадратного та гексагонального типів армування. Сформована методика визначення умови початку пластичності і фізичних співвідношень пружно-пластичного деформування односпрямованого композиту.

Paper is devoted to the study of mechanical properties of the unidirectional composite subject to its microstructure. The method of calculation of the unidirectional composite's effective modules is developed and the program of the calculation of composite constants is created for the square and hexagonal types of reinforcement. The method of determination for condition of plasticity and physical correlations for resiliently plastic deformation of the unidirectional composite is formed.

**Введение.** В современной технике широко применяются конструкции, изготовленные из композиционных материалов. Стремление максимально использовать прочностные свойства материала приводит к работе конструкции за пределами упругости. Однако расчет таких конструкций без построения модели гомогенной среды нецелесообразен. Характеристики структурно – неоднородных сред можно изучить на основе моделей механики сплошных сред, в которых малый объем рассматривается как сплошное однородное тело.

Принципы гомогенизации композитов были изложены во многих работах. Влияние свойств компонентов и вида структуры неоднородных сред на их эффективные параметры рассмотрены в работах [1, 2]. Метод осреднения для определения упругопластических характеристик волокнистых композитов при упрощенной модели представительного объема и осесимметричном деформировании описан в [3]. Теория упругопластического деформирования произвольно упрочненных материалов, учитывающая структуру композита с помощью индикаторной функции, предложена в [4]. Деформирование однонаправленных композитов при продольном сдвиге с учетом взаимодействия волокон рассмотрено в [5]. Приближенные методы построения модели упругопластического деформирования композита также описаны в работе [6].

В данной работе использован метод осреднения, в котором исследование всей структуры материала заменяется исследованием минимального представительного объема. Метод реализован путем проведения численных экспериментов по упругопластическому деформированию представительной ячейки. Результаты исследования механических свойств гомогенного материала, полученные для минимального представительного объема, обобщаются для всего композита.

**Численная методика определения упругих констант композита.** Рассмотрим гетерогенный материал – однонаправленный композит с квадратной схемой армирования. Он состоит из изотропной матрицы и цилиндрических включений. Для такого гетерогенного материала эквивалентный ему гомогенный

материал является ортотропным с равноправными направлениями  $x$  и  $y$ . В этом случае физические соотношения упругого деформирования содержат 6 констант

$$\begin{bmatrix} \langle \sigma_x \rangle \\ \langle \sigma_y \rangle \\ \langle \sigma_z \rangle \\ \langle \tau_{xy} \rangle \\ \langle \tau_{xz} \rangle \\ \langle \tau_{yz} \rangle \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} C_{11} & C_{12} & C_{13} & 0 & 0 & 0 \\ & C_{11} & C_{13} & 0 & 0 & 0 \\ & & C_{33} & 0 & 0 & 0 \\ & & & C_{44} & 0 & 0 \\ & & & & C_{66} & 0 \\ & & & & & C_{66} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \langle \varepsilon_x \rangle \\ \langle \varepsilon_y \rangle \\ \langle \varepsilon_z \rangle \\ \langle \gamma_{xy} \rangle \\ \langle \gamma_{xz} \rangle \\ \langle \gamma_{yz} \rangle \end{bmatrix}. \quad (1)$$

Для нахождения упругих констант гомогенного материала использовался метод осреднения. Он заключается в проведении численных экспериментов над минимальной представительской ячейкой для нахождения средних напряжений и деформаций. При этом, учитывая симметрию относительно границ ячейки, осредненную деформацию можно определить по перемещению противоположных границ ячейки друг относительно друга. Осредненные напряжения определяются интегрированием соответствующих величин по координатным площадкам. Осредненные по представительскому объему напряжения и деформации используются для подсчета эффективных модулей композита в целом.

Для определения упругих констант волокнистого композита с квадратным типом армирования необходимо провести 4 численных эксперимента: растяжение в направлении волокна, растяжение поперек волокон, сдвиг в плоскости профиля волокна и продольный сдвиг.

Представительские объемы для проведения экспериментов по растяжению в продольном направлении поперек волокна и сдвигу в плоскости XOY представляют собой бесконечные призмы, находящиеся в условиях плоской деформации. На рис. 1 и 2 представлены поперечные сечения представительских объемов для обоих случаев.

В первом численном эксперименте растяжение вдоль волокна задается обобщенная деформация  $\langle \varepsilon_z \rangle$  не равной нулю, а остальные обобщенные деформации принимаются нулевыми. Это достигается заданием граничных условий симметрии на всех краях. В этом случае связь между осредненными напряжениями и деформациями сокращается до

$$\begin{cases} \langle \sigma_x \rangle = C_{13} \langle \varepsilon_z \rangle \\ \langle \sigma_y \rangle = C_{13} \langle \varepsilon_z \rangle \\ \langle \sigma_z \rangle = C_{33} \langle \varepsilon_z \rangle \end{cases}. \quad (2)$$

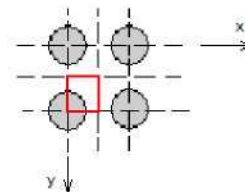


Рис. 1

Для определения усредненного напряжения  $\langle \sigma_x \rangle$  интегрируется соответствующая компонента

по линии  $x = \text{const}$ :

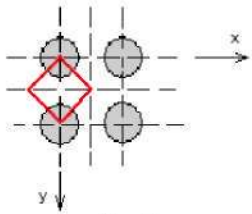


Рис. 2

$$\langle \sigma_x \rangle = \frac{1}{l} \int_0^l \sigma_x dy, \quad (3)$$

где  $l$  – сторона квадрата поперечного сечения.

Усредненное напряжение  $\langle \sigma_z \rangle$  находится интегрированием  $\sigma_z$  по площади представительской ячейки:

$$\langle \sigma_z \rangle = \frac{1}{l^2} \int_0^l \int_0^l \sigma_z dx dy. \quad (4)$$

Из подсчета средних значений напряжений и их подстановки в физические соотношения находятся 2 константы:  $C_{13}$  и  $C_{33}$ .

Во втором численном эксперименте, растяжение поперек волокон, задаются осредненные деформации  $\langle \varepsilon_x \rangle$  или  $\langle \varepsilon_y \rangle$  не равными нулю, остальные же осредненные деформации, как и в первом эксперименте, приравниваются нулю с помощью задания граничных условий симметрии на трех границах.

Усредненные напряжения  $\sigma_x$  и  $\sigma_y$  находятся интегрированием по линиям  $x=\text{const}$  и  $y=\text{const}$  соответственно:

$$\langle \sigma_x \rangle = \frac{1}{l} \int_0^l \sigma_x dy; \quad \langle \sigma_y \rangle = \frac{1}{l} \int_0^l \sigma_y dx. \quad (5)$$

В результате получим еще 2 константы:  $C_{11}$  и  $C_{12}$ .

Таким образом, с помощью двух тестовых задач было найдено четыре из шести констант. Для отыскания еще одной константы,  $C_{44}$  – модуль сдвига в плоскости  $xOy$ , используется тот факт, что площадки, расположенные под  $45^\circ$  к системе координат  $xu$ , являются главными для гомогенного материала. Главные напряжения и деформации гомогенного материала связаны со средними касательными напряжениями и средними деформациями известными зависимостями:

$$\begin{cases} \langle \sigma_1 \rangle = \langle \tau_{xy} \rangle \\ \langle \sigma_2 \rangle = -\langle \tau_{xy} \rangle \end{cases}; \quad \begin{cases} \langle \varepsilon_1 \rangle = \frac{1}{2} \langle \gamma_{xy} \rangle \\ \langle \varepsilon_2 \rangle = -\frac{1}{2} \langle \gamma_{xy} \rangle \end{cases}. \quad (6)$$

В третьем численном эксперименте для определения  $C_{44}$  задаются обобщенные деформации  $\langle \varepsilon_x \rangle$  и  $\langle \varepsilon_y \rangle$  в повернутой системе координат равными по модулю и противоположными по знаку. Остальные осредненные деформации принимаются нулевыми. После нахождения всех компонентов

напряженного состояния можно определить касательное напряжение  $\tau_{xy}$  на диагонали выделенного элемента, которая параллельна одной из осей исходной системы координат.

$$\tau_{xy} = \frac{1}{2} (\sigma'_y - \sigma'_x). \quad (7)$$

Осредненные значения касательного напряжения находятся интегрированием по диагонали:

$$\langle \tau_{xy} \rangle = \frac{1}{l} \int_0^l \tau_{xy} dl. \quad (8)$$

Для определения последней константы, модуля продольного сдвига, необходимо выделить трехмерный параллелепипед, достаточно длинный для того, чтобы можно было отбросить влияние краевых эффектов.

Для моделирования состояния чистого сдвига задаются следующие краевые условия: на плоскости  $y=0$  задаются равными нулю все перемещения, на верхней плоскости  $y=l$  задается перемещение вдоль оси  $z$  не равным нулю. Остальные поверхности свободны от напряжений. В области, достаточно удаленной от торцов, реализуется состояние, соответствующее чистому сдвигу гетерогенного материала. Осредненное напряжение находится интегрированием по линии  $y=\text{const}$  в среднем сечении параллелограмма:

$$\langle \tau_{yz} \rangle = \frac{1}{2l} \int_0^{2l} \tau_{yz} dl. \quad (9)$$

Для проведения численных экспериментов использовался программный комплекс ANSYS, в котором строилась конечно-элементная модель представительского объема.

**Пластическая деформация однонаправленных композитов.** Для нахождения пределов пластичности и закона поведения за пределами упругости однонаправленного композита необходимо задаться теорией для однородной эквивалентной среды, т.е. анизотропной теорией пластичности. Из теории Хилла [7] условие начала пластичности для материала с принятой симметрией материала содержит 4 константы:

$$\frac{1}{2} (F_0 + G_0) \cdot (\sigma_x - \sigma_y)^2 + F_0 (\sigma_y - \sigma_z)^2 + G_0 (\sigma_z - \sigma_x)^2 + 2N_0 \tau_{xy}^2 + 4L_0 \tau_{yz}^2 = 1. \quad (10)$$

где  $F, G, L, N$  – параметры, характеризующие текущее состояние анизотропии, а  $\sigma_{xT}, \sigma_{yT}, \sigma_{zT}, \tau_{xyT}, \tau_{yzT}$  – пределы пластичности при однокомпонентном нагружении.

Для нахождения пределов пластичности в различных направлениях для случая однонаправленного композита необходимо провести 4 численных эксперимента: растяжение вдоль осей  $x$  и  $z$ , продольный сдвиг и поперечный сдвиг. При этом используется условие достижения хотя бы в одной точке ге-

терогенного материала интенсивностью напряжений по Мизесу предела пластичности. В качестве закона, описывающего поведение композита за зоной упругости, принимается теория пластичности ортотропного материала с изотропным упрочнением.

Приращения пластических деформаций гомогенного материала определяются ассоциированным законом течения:

$$d\varepsilon_{ij}^p = d\lambda \cdot \frac{\partial f}{\partial \sigma_{ij}} \quad (11)$$

Характер изотропного упрочнения определяется уравнением поверхности пластичности

$$f = H(\sigma_x - \sigma_y)^2 + F(\sigma_y - \sigma_z)^2 + G(\sigma_z - \sigma_x)^2 + 2N\tau_{xy}^2 + 2L\tau_{yz}^2 + 2M\tau_{zx}^2 - h^2(q) = 0, \quad (12)$$

в качестве параметра упрочнения используется энергия упругопластического деформирования  $q = \int \sigma_{ij} d\varepsilon_{ij}^p$ .

При активном нагружении множитель  $d\lambda$  определяется соотношением:

$$d\lambda = \frac{\frac{\partial f}{\partial \sigma_{ij}} d\sigma_{ij}}{2h \cdot h' \cdot \frac{\partial f}{\partial \sigma_{ij}} \sigma_{ij}} \quad (13)$$

Для нахождения вида функции упрочнения в теории пластичности ортотропного материала с изотропным упрочнением проведена серия численных расчетов для растяжения в направлении волокна. При этом предполагается, что зависимость (12) имеет один и тот же вид для любых типов напряженного состояния.

**Численные результаты.** Для проведения численных экспериментов моделировался полимерный волокнистый композит, в котором матрицей является эпоксидная смола с упругими свойствами  $E_m = 5 \cdot 10^{10}$  Па,  $\nu_m = 0.11$  и углеродным волокном со свойствами:  $E_f = 2.7 \cdot 10^{11}$  Па,  $\nu_m = 0.23$ . Матрица жесткости, составленная по определенным в эксперименте константам, принимает вид:

$$\begin{bmatrix} \langle \sigma_x \rangle \\ \langle \sigma_y \rangle \\ \langle \sigma_z \rangle \\ \langle \tau_{xy} \rangle \\ \langle \tau_{yz} \rangle \\ \langle \tau_{zx} \rangle \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1.0638^{11} & 1.754^{10} & 2.284^{10} & 0 & 0 & 0 \\ & 1.0638^{11} & 2.284^{10} & 0 & 0 & 0 \\ & & 1.692^{11} & 0 & 0 & 0 \\ & & & 3.88^{10} & 0 & 0 \\ & & & & 4.514^{10} & 0 \\ & & & & & 4.514^{10} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \langle \varepsilon_x \rangle \\ \langle \varepsilon_y \rangle \\ \langle \varepsilon_z \rangle \\ \langle \gamma_{xy} \rangle \\ \langle \gamma_{yz} \rangle \\ \langle \gamma_{zx} \rangle \end{bmatrix}$$

Обратив эту матрицу, получим следующие значения упругих констант композита:  $E_1 = 1.0127 \cdot 10^{10}$  Па,  $E_3 = 1.608 \cdot 10^{10}$  Па,  $G_{13} = 3.88 \cdot 10^{10}$  Па,  $G_{23} = 4.514 \cdot 10^{10}$  Па,  $\nu_{21} = 0.1497$ ,  $\nu_{31} = 0.1823$ .

Таблица 1

$\varepsilon_z$	$A^p$	$h^2$	$\langle \sigma_z \rangle$	$\langle \sigma_x \rangle, \langle \sigma_y \rangle$
0.001	0	1	$1.03 \cdot 10^8$	$7.341 \cdot 10^6$
0.0015	6648	1.473	$1.38 \cdot 10^8$	$11.01 \cdot 10^6$
0.002	23091	1.983	$1.71 \cdot 10^8$	$15.56 \cdot 10^6$
0.0025	36528	3.387	$1.98 \cdot 10^8$	$22.13 \cdot 10^6$
0.003	51932	3.914	$2.29 \cdot 10^8$	$27.14 \cdot 10^6$
0.0035	89425	4.361	$2.56 \cdot 10^8$	$34.03 \cdot 10^6$
0.004	125825	4.979	$2.6 \cdot 10^8$	$38.11 \cdot 10^6$
0.0045	167410	5.107	$2.66 \cdot 10^8$	$42.4 \cdot 10^6$

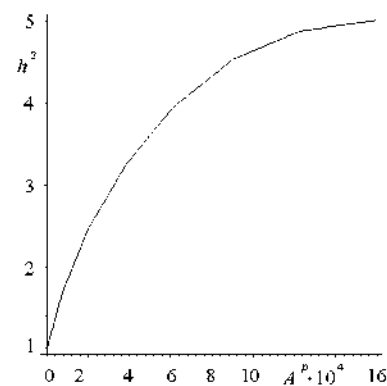


Рис. 3

При расчете пластических деформаций композита для задания модели поведения материалов волокна и матрицы использовались соответствующие диаграммы деформирования. При проведении численных экспериментов, соответствующих растяжению в направлении волокна, получили следующую зависимость функции  $h^2$  от работы пластической деформации, приведенную в табл. 1, а в виде графика — на рис. 3.

**Список литературы:** 1. Ванин Г.А. Микромеханика композиционных материалов. — Киев: Наук. думка, 1985. — 304 с. 2. Победря Б.Е. Механика композиционных материалов. — М.: Изд-во Моск. Ун-та, 1984. — 336 с. 3. Кристенсен Р. Введение в механику композитов. — М.: Мир, 1982. — 336 с. 4. Макарова И.С., Сараев Л.А. Теория упругопластического деформирования произвольно армированных композитов. // Прикладная механика и техническая физика, 5. 1991 — 120 с. 5. Аношкин А.Н. Неупругое деформирование однонаправленных композитов при продольном сдвиге. // Математическое моделирование систем и процессов, 1995, № 3. 6. Kaminsky M.M. Computational Mechanics of composite materials. — Springer 2007. — 369 с. 7. Хилл Р. Математическая теория пластичности. — М.: ГИТТЛ, 1956. — 408 с.

Поступила в редколлегию 27.01.10

**С.П. МОСТОВОЙ**, канд. физ.-мат. наук, доц., зам. зав. НИЧ НТУ „ХПИ”

### МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ИНДУКЦИОННО-ДИНАМИЧЕСКОГО ПРЕОБРАЗОВАТЕЛЯ ДЛЯ ГЕНЕРАЦИИ АКУСТИЧЕСКИХ КОЛЕБАНИЙ

В статті запропонована математична модель для розрахунку параметрів імпульсу акустичного тиску, який створює силовий випромінюючий перетворювач енергії індукційно-динамічного типу. Модель побудована з використанням методів електро механічних аналогій. Наведено порівняння розрахункових і експериментальних даних.

In the article a mathematical model is offered for the calculation of parameters of impulse of acoustic pressure, which creates power radiative transformer of energy of induction-dynamic type. A model is built with the use of methods of electroanalogy. Comparison over of calculation and experimental data is brought.

Интерес к широкополосным импульсным сейсмическим источникам в последнее время значительно вырос в связи с расширением работ по поиску нефти, газа, железомарганцевых конкреций и геофизическими исследованиями на мелководном шельфе морей. Широко используемые для этих целей пневматические источники, работающие в диапазоне частот 5...150 Гц, обеспечивают значительную глубину исследования морского дна, но не позволяют получить детальную информацию о его строении. Высокочастотные пьезо керамические и магнитострикционные источники приводят к лучшему разрешению структур, но их излучение не проникает достаточно глубоко в грунт. Поэтому именно среднечастотные источники электроразрядного типа и созданные на основе разного вида электродинамических систем оказались весьма эффективными при геофизических исследованиях морского дна и структуры придонных осадков [1, 2].

Для определения функциональных возможностей и области применения источников сейсмических сигналов целесообразным является наличие ясных и адекватных математических моделей таких источников, позволяющих на этапе проектирования учесть основные факторы, влияющие на работоспособность источников и позволяющие оценивать параметры выходного сигнала с достаточной точностью.

Для решения этих задач ниже приведены некоторые результаты теоретических и экспериментальных исследований источников сейсмических сигналов на базе индукционно-динамических преобразователей (ИДП) для геофизических исследований на акваториях. Конструктивно импульсный индукционно-динамический преобразователь для сейсмоакустических исследований с плоской электромагнитной системой состоит из укрепленной на диэлектрическом основании плоской дисковой катушки и электрически изолированного от нее подвижного заземленного электропроводящего проводящего диска. При подключении к катушке предварительно заряженного емкостного

накопителя энергии в диэлектрическом зазоре между катушкой и диском возникает импульс радиального магнитного поля. В результате диск под действием давления этого магнитного поля отталкивается от катушки и, взаимодействуя с упругой средой, излучает сейсмический сигнал.

Для определения функциональных возможностей преобразователя в процессе генерации сейсмических сигналов предлагается рассматривать два взаимосвязанных процесса: процесс формирования силового импульса в электромагнитной подсистеме ИДП и процесс взаимодействия преобразователя с геологической средой. При этом представляется целесообразным рассмотрение преобразователя в виде электромагнитной и механической подсистем, которые взаимодействуют через электромагнитное поле связи таким образом, что оказывается возможным преобразование энергии электромагнитного поля в энергию упругих колебаний среды.

Электромагнитная подсистема ИДП характеризуется такими основными параметрами:  $L_{ИДП}$ ,  $R_{ИДП}$ ,  $S_k$ ,  $C$ ,  $U_c$ ,  $b$ ,  $\omega_0$  – индуктивностью ИДП, активным электрическим сопротивлением преобразователя, площадью катушки (с внешним  $r_1$  и внутренним  $r_2$  радиусами намотки), величиной электрической емкости накопителя энергии, зарядным напряжением, толщиной проводника катушки, эквивалентной частотой разрядного тока, численные значения которых при известных конструктивных соотношениях могут быть определены, например, из [3].

Механическая система преобразователя характеризуется его геометрическими размерами и физическими свойствами материала диска, условиями механического заземления и параметрами нагрузки преобразователя – свойствами геологической среды.

Для моделирования процесса генерации акустических колебаний импульсным индукционно-динамическим преобразователем воспользуемся методом электромеханических аналогий, который базируется на подобии дифференциальных уравнений, описывающих динамические процессы в электротехнике, механике, акустике. Сущность метода заключается в составлении механических цепей исследуемого объекта, в нашем случае ИДП, и их электрических схем-аналогов с последующим моделированием динамических процессов объекта методами, принятыми в электротехнике. Более разработанной и используемой при исследовании механических систем является система электромеханических аналогий „сила – напряжение”. Это обусловлено тем, что источники силы моделируются источниками Э.Д.С., а полное комплексное сопротивление электрической цепи соответствует полному механическому сопротивлению, при этом размерности электрической цепи – аналога соответствуют размерности элементов механической цепи [4].

Рассмотрим основные свойства механической подсистемы ИДП. Отметим, что аналогично гидроакустическим излучателям других типов, работающим на колебаниях изгиба, наиболее эффективно ИДП функционирует при следующем конструктивном соотношении:  $a_0 \leq 0,2r$ , которое связывает

основные геометрические размеры диска – его толщину  $a_0$  и радиус  $r$ . Если это условие не выполняется, т.е. диск становится относительно "толстым" и, как следствие, более жестким, деформации изгиба уменьшаются, и эффективность преобразователя снижается [5].

Для определения основных акустических параметров ИДП с помощью эквивалентной электромеханической схемы оценим его эквивалентные параметры: массу  $m_{экс}$ , гибкость  $c_{экс}$  и сопротивление  $R_s$ . Известно, что их определяют через формы колебаний, размеры и упругие параметры излучающего элемента. На частотах до и вблизи первого механического резонанса форма осесимметричных колебаний круглых заземленных пластин описывается функцией [6, 7]:

$$\varphi(\Delta r) = \left(1 - (\Delta r / r)^2\right)^2, \quad (1)$$

где  $\Delta r$  - текущий радиус точки на поверхности диска.

Эквивалентные масса и гибкость преобразователя в этом случае выражаются в следующем виде:

$$m_{экс} = 0,18m; \quad c_{экс} = 0,0167r^2 / D, \quad (2)$$

где  $D = E(2a_0)^3 / [12(1 - \nu^2)]$  - изгибная жесткость диска;  $E, \nu$  - модуль Юнга и коэффициент Пуассона материала диска;  $m$  - масса диска.

Форма колебаний заземленного упругого диска определяет также среднюю площадь излучающей поверхности  $S_{cp}$  диска, которую в соответствии с выводами работ [5, 7] для излучательных преобразователей запишем в виде  $S_{cp} = 0,35S_0$ , где  $S_0$  - геометрическая площадь диска.

Это соотношение определяет сопротивление излучения преобразователя следующим образом:

$$R = 0,35Z_0S_0 \quad (3)$$

где  $Z_0$  - волновое сопротивление воды.

При исследовании режима генерации сейсмических сигналов примем следующие допущения.

1. Электродинамическая сила, развиваемая ИДП, действует в течение первого полупериода импульса разрядного тока:

$$F(t) \neq 0 \text{ при } 0 \leq t \leq \pi / \omega_s, \quad F(t) = 0 \text{ при } t \geq \pi / \omega_s.$$

2. Диск ИДП испытывает упругую деформацию, а все остальные конструктивные элементы недеформируемые.

3. При соотношении  $2r/\lambda \approx 1$ , где  $\lambda$  - длина генерируемой волны, влияние акустической среды учтем с помощью активного сопротивления излучения  $R_s$  и соколеблющейся массы  $m_s$ , величины которых оценим по формулам для поршневого излучателя [8]:

$$R_s = 1,1 \cdot 0,35Z_0S_0; \quad m_s = 0,1\rho_0(2r)^{3/4}. \quad (4)$$

4. Расчет производится в течении времени приложения импульсного электромагнитного поля.

Таким образом, методами, принятыми в теории электрических цепей для электромеханической схемы-аналога режима генерации ИДП, составим систему дифференциальных уравнений, описывающую колебания электропроводного диска в жидкой среде под действием электродинамической силы разрядного тока емкостного накопителя энергии:

$$\frac{dU}{dt} = \frac{1}{m_s + m_{экс}}(F(t) - \nu R_s - U_{co}); \quad \frac{dU_{co}}{dt} = \frac{\nu}{C_{экс}}; \quad \frac{di}{dt} = \frac{1}{L_{ИДП}}(U_c - iR_{ИДП});$$

$$\frac{dU_c}{dt} = -\frac{i}{C}; \quad F(t) = \frac{\mu_0 i^2(t) S_k}{2b^2}, \quad (5)$$

где  $L_{ИДП}, R_{ИДП}, S_k, C, U_c, b$  - параметры электрической подсистемы ИДП;  $F(t)$  - мгновенное значение электродинамической силы;  $\nu$  - скорость движения заземленного диска;  $U_{co}$  - величина упругой силы "пружины" с гибкостью  $C_{экс}$ ;  $i$  - величина тока в разрядной цепи ИДП;  $U_c$  - значение напряжения емкостного накопителя.

Поскольку в начальный момент времени  $t = 0$  ток в ИДП тоже равен нулю и диск неподвижен, начальные условия записываются в виде:  $\nu = U_{co} = i = 0, U_c = U_0$ , где  $U_0$  - значение зарядного напряжения емкостного накопителя энергии. Решение системы (5) проводилось численными методами. Давление вблизи диска определялось по выражению  $P_{mo} = Z_0 \nu$ , а на расстоянии  $\Delta h$  от диска -  $P = P_{mo} S_{cp} / (\lambda \Delta h)$  [7].

На рис. 1 приведены расчетные и экспериментальные значения параметров импульса акустического давления ИДП на расстоянии 1,0 м в зависимости от величины запасаемой электрической энергии и значения электрической емкости накопителя. Экспериментальные данные получены при измерении акустического поля ИДП типа ЭДИ-2 со следующими параметрами электромагнитной системы:  $r = 0,375$  м;  $r_1 = 0,29$  м;  $r_2 = 0,09$  м;  $b = 2 \cdot 10^{-3}$  м;  $a_0 = 1 \cdot 10^{-2}$  м. Измерения проведены с использованием калиброванного измерительного гидрофона на базе пьезоэлектрического приемника давления типа ПДС-21 с акустической чувствительностью 120 мкВ/Па. Регистрация сигнала осуществлялась на экране запоминающего осциллографа типа С8-13. На рис. 2 представлены осциллограмма импульса давления и соответствующий ему амплитудный спектр сигнала ИДП типа ЭДИ-3 с иными параметрами электромагнитной системы:  $r = 0,27$  м;  $r_1 = 0,21$  м;  $r_2 = 0,07$  м;  $a_0 = 1 \cdot 10^{-2}$  м;

$L_{ИДП} = 125 \cdot 10^{-6}$  Гн (на частоте 1000 Гц). Осциллограмма получена при  $U_0 = 1500$  В и величине электрической емкости накопителя  $C = 200 \cdot 10^{-6}$  Ф.

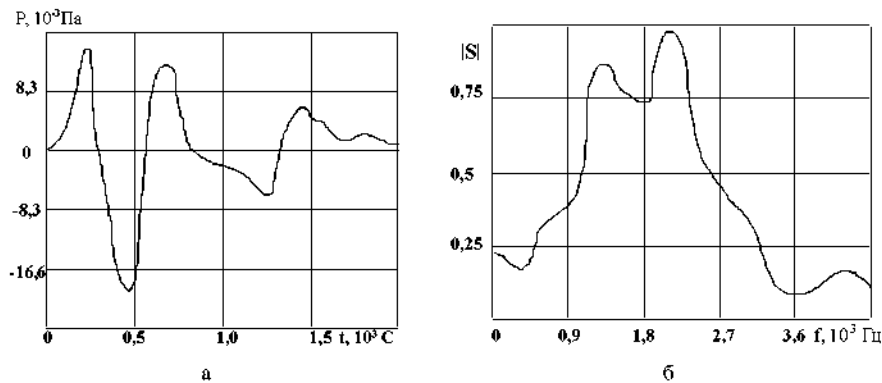


Рис. 1. Амплитудно-частотные характеристики импульса давления: а - осциллограмма импульса давления; б - амплитудный спектр

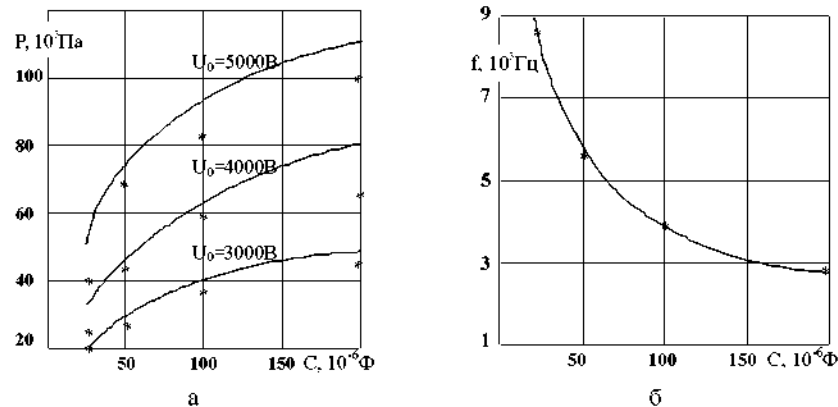


Рис. 2. Расчетные и экспериментальные значения параметров импульса давления: а - зависимость амплитудного значения импульса давления от подводимой энергии; б - зависимость преобладающей частоты в спектре импульса давления от величины емкости накопителя

Анализируя полученные экспериментальные данные, можно сделать следующие выводы о характеристиках излучаемого импульса давления:

- развиваемое ИДП акустическое давление линейно зависит от подводимой электрической энергии (в исследуемом диапазоне частот и энергий);

- расхождение расчетных и экспериментальных амплитудных значений импульса давления не превышает 20 %, что является удовлетворительным для инженерных расчетов. Превышение расчетных значений импульса давления над измеренными, по-видимому, может быть объяснено дифракционными явлениями, характеризующими свойства акустического излучения данного типа плоского излучателя;

- преобладающая частота в спектре импульса давления зависит от параметров разрядного контура и приблизительно совпадает с удвоенной частотой импульса тока в ИДП;

- интенсивность излучаемого сигнала по оси ИДП линейно убывает с ростом расстояния.

В заключении отметим, что экспериментальная проверка ИДП проводилась в составе сейсмоакустических комплексов "Шельф" и САК по методике непрерывного сейсмического профилирования. Глубинность исследования илисто-глинистого участка акватории достигала 60-100 м при разрешающей способности, определяемой по мощности самых тонких пластов, различимых на записи, 0,15...0,20 м.

**Список литературы:** 1. Калинин А.В., Калинин В.В., Пивоваров В.Л. Сейсмические исследования на акваториях.- М.: Недра,1983. - 421 с. 2. Балашиканд М.П., Ловля С.А. Источники возбуждения упругих волн при сейсморазведке на акваториях.- М.: Недра, 1977. - 374 с. 3. Бельый И.В., Фертик С.М., Хименко Л.Т. Справочник по магнитно-импульсной обработке металлов.- Харьков: Вища шк., 1977.- 198 с. 4. Тетельбаум И.М., Шлыков Ф.М. Электрическое моделирование динамики электропривода механизмов.- М.: Энергия, 1970. - 191с. 5. Свердлов Г.И. Гидроакустические преобразователи и антенны. - Л.: Судостроение,1988.- 200 с. 6. Тимошенко С.П., Войновский-Кригер С. Пластины и оболочки.- М.: Физматгиз,1953. - 636 с. 7. Богородский В.В. Подводные электроакустические преобразователи.- Л.: Судостроение,1983.- 245 с. 8. Аронов В.С. Электромеханические преобразователи из пьезоэлектрической керамики.- Л.: Энергоатомиздат, 1990. - 272 с.

Поступила в редколлегию 28.04.10

УДК 621.833

**Р.В. ПРОТАСОВ**, аспирант каф. ТММ и САПР, **А.В. УСТИНЕНКО**, канд. техн. наук, доц. каф. ТММ и САПР, НТУ „ХПИ“

### ПОСТРОЕНИЕ РАБОЧИХ ПРОФИЛЕЙ ЗУБЬЕВ ЭВОЛЮТНЫХ ПЕРЕДАЧ

Підвищення контактної міцності зубців та зменшення габаритів зубчастих передач є важливим напрямом розвитку машинобудування. Застосування перспективного еволютного зачеплення з опукло-увігнутим контактом зубців дозволяє поліпшити ці показники. Початкове рівняння еволютної зубчастої рейки перетворено в параметричний вигляд для використання його в методі профільних нормалей. За допомогою цього методу отримано робочий профіль зубців шестерні.

Increase of contact durability of teeth and reduction of gears dimensions is the important direction of development of mechanical engineering. Application of the perspective evolutes gears with convex-concave contact in teeth allows improving these indicators. Evolute gear rack the initial equation is transformed to a parametrical kind for its use in a method of profile normals. The working profile of a gear tooth with help of this method has been received.

**Актуальность задачи.** В современной теории зацеплений наиболее широко представлены и изучены передачи с зацеплением Новикова, эвольвентные и циклоидальные. Однако все они имеют определенные недостатки. Так, в эвольвентном зацеплении происходит контакт двух выпуклых поверхностей, что негативно сказывается на контактной прочности передачи. Циклоидальное зацепление имеет выпукло-вогнутый контакт, но вследствие некоторых недостатков не получило широкого применения. Другое зацепление с выпукло-вогнутым контактом – Новикова – может быть выполнено только косозубым.

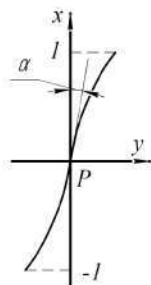


Рис. 1. Профиль рейки в исходной системе координат

Эвольвентное зацепление, предложенное А.И. Павловым [1, 2], имеет выпукло-вогнутый контакт и может быть выполнено как прямо-, так и косозубым. На основании проведенных исследований эвольвентного зацепления им было получено уравнение профиля зуба инструментальной рейки в виде полинома  $n$ -й степени (степенного ряда) [1].

**Постановка задачи.** Имея исходное уравнение боковой поверхности зуба инструментальной рейки, преобразуем его в параметрический вид и построим рабочие профили зуба шестерни с помощью метода профильных нормалей.

**Уравнения рабочего профиля зубьев на основе метода профильных нормалей.** Вследствие особенности методики аналитического синтеза профиля эвольвентного зуба рейки начало координат находится в полюсе зацепления, ось абсцисс направлена по межцентровой линии, а ось ординат – по касательной к делительным окружностям (рис. 1) [2]. Уравнение профиля получено в относительных единицах, где  $x$  изменяется в пределах  $[-1, 1]$ ;  $\alpha$  – угол наклона касательной, проведенной из текущей точки исходного контура к вертикальной оси (т.е. текущее значение угла профиля исходного контура).

Прежде чем приступить к построению профиля зуба, сопряженного заданному, заменим координатные оси, используемые А.И. Павловым, на систему координат, традиционно применяемую при синтезе зубчатых зацеплений [3]. Одновременно перейдем от относительных координат к абсолютным.

Форма задания боковой поверхности зуба инструментальной рейки имеет явный вид  $y = f(x)$ :

$$\left. \begin{aligned} x_0 \in [-1, 1]; \\ y_0(x_0) = C_1 x_0 + C_2 x_0^2 + C_3 x_0^3 + \dots + C_n x_0^n, \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

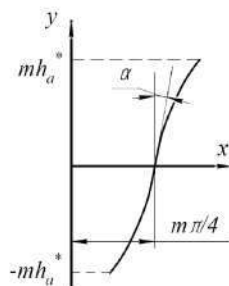


Рис. 2. Профиль рейки в рабочей системе координат

Теперь уравнение профиля зуба имеет параметрический вид

$$\left. \begin{aligned} x_1 = (y_0(x_0) + \pi/4)m; \\ y_1 = x_0 \cdot m. \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

$$\left. \begin{aligned} x_1 = f_1(x_0); \\ y_1 = f_2(x_0). \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

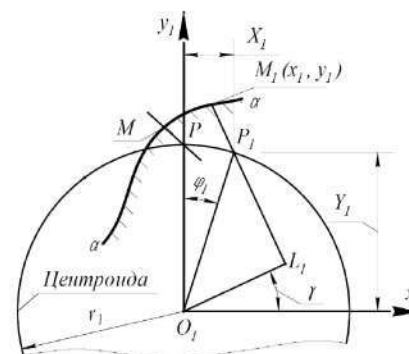


Рис. 3. Метод профильных нормалей

Для построения профиля зуба шестерни по заданному профилю рейки используем метод профильных нормалей, достаточно подробно описанный Ф.Л. Литвиным [3]. Он устанавливает взаимосвязь между положением контактной точки на заданном профиле и углом поворота колеса.

Уравнение нормали в текущей точке профиля имеет следующий вид:

$$(X_1 - x_1) \cos \gamma + (Y_1 - y_1) \sin \gamma = 0. \quad (4)$$

Через  $(x_1, y_1)$  обозначены координаты выбранной точки профиля, а через  $(X_1, Y_1)$  – координаты произвольной точки пересечения нормали с центроидой (рис. 3). Угол  $\gamma$  составлен касательной к профилю с осью  $(O_1, x_1)$ . Так как форма уравнения профиля имеет параметрический вид, для определения  $\text{tg } \gamma$  воспользуемся зависимостью

$$\text{tg } \gamma = \frac{f_2'(x_0)}{f_1'(x_0)}. \quad (5)$$

Подставляя исходные значения  $f_1(x_0)$  и  $f_2(x_0)$ , получим:

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{x_0' \cdot m}{\left( (C_1 x_0 + C_2 x_0^2 + C_3 x_0^3 + \dots + C_n x_0^n) + \pi / 4 \right)' \cdot m} \quad (6)$$

Возьмем производную по  $x_0$  и выполним подстановку  $x_0 = y_1 / m$ :

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{1}{C_1 + 2C_2 \cdot \left( \frac{y_1}{m} \right) + 3C_3 \cdot \left( \frac{y_1}{m} \right)^2 + \dots + nC_n \cdot \left( \frac{y_1}{m} \right)^{n-1}} \quad (7)$$

Величина перемещения рейки  $a$  относительно неподвижной системы координат, в результате которого точка профиля  $(x_1, y_1)$  станет контактной точкой:

$$a = y_1 \operatorname{tg} \gamma + x_1 \quad (8)$$

Чтобы найти уравнения профиля, сопряженного заданному, координаты контактной точки нужно переписать в системе координат, связанной с ведомым колесом. Пусть система координат  $(x_1, y_1)$  связана с инструментальной рейкой, а  $(x_2, y_2)$  – с нарезаемым колесом (рис. 4).

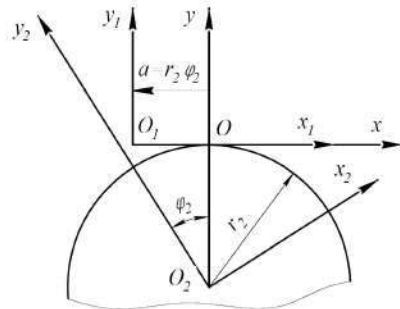


Рис. 4. Применяемые системы координат

Для определения сопряженного профиля в системе координат  $(x_2, y_2)$ , связанной с центром зубчатого колеса, воспользуемся уравнениями перехода:

$$\left. \begin{aligned} x_2 &= (x_1 - a) \cos \varphi_2 + (y_1 + r_2) \sin \varphi_2; \\ y_2 &= -(x_1 - a) \sin \varphi_2 + (y_1 + r_2) \cos \varphi_2. \end{aligned} \right\} \quad (9)$$

В этих уравнениях  $\varphi_2 = a / r_2$ , где  $r_2$  – радиус центроиды (начальной окружности) второго колеса.

В качестве примера построим боковой профиль зуба с двусторонним (двойко выпукло-вогнутым) эволютным зацеплением по имеющемуся профилю инструментальной рейки.

Профиль рейки с двусторонним зацеплением в относительных координатах описывается уравнением [4]

$$y_0 = 0,178105x_0 + 0,195597x_0^3 \quad (10)$$

Перепишем уравнение профиля зуба инструментальной рейки в рабочей системе координат  $(x_1, y_1)$ , умножив его на модуль зацепления  $m$  и сместив вправо на величину  $m\pi/4$ .

Согласно зависимости (7) для нахождения  $\operatorname{tg} \gamma$  про дифференцируем уравнение, описывающее профиль зубчатой рейки и, подставив в (8), найдем величину ее перемещения относительно неподвижной системы координат. Далее определяем координаты точек профиля зуба в системе координат  $(x_2, y_2)$  по зависимостям (9).

На рис. 5 показан профиль зуба инструментальной рейки модулем  $m=10$  мм, а на рис. 6 – полученный профиль впадины между зубьями колеса при радиусе начальной окружности  $r_2 = 100$  мм.

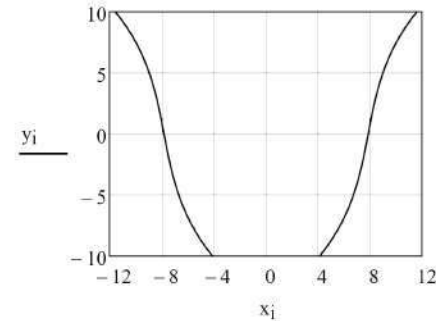


Рис. 5. Профиль зуба инструментальной рейки

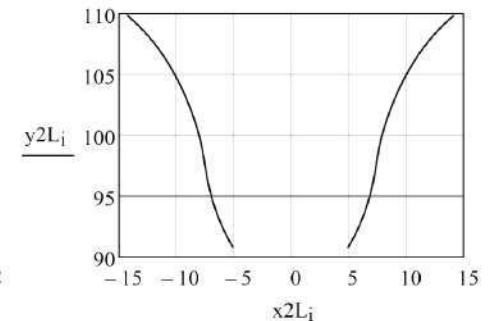


Рис. 6. Профиль впадины между зубьями эволютного колеса

### Выводы.

1. Разработка и исследование эволютных зубчатых передач является перспективной научно-практической задачей, так как наличие выпукло-вогнутого контакта позволит улучшить массогабаритные характеристики зубчатых приводов.

2. Преобразование исходных уравнений боковой поверхности инструментальной рейки из явного в параметрический вид дало возможность с минимальными затратами моделировать рейку с необходимым модулем зацепления.

3. На основе метода профильных нормалей получены в общем виде уравнения активных профилей впадин между эволютными зубьями.

4. Полученные уравнения и профили впадин между зубьями послужат основой для построения параметрических и конечно-элементных моделей с целью исследования прочностных показателей зацепления.

**Список литературы:** 1. Павлов А.И. Современная теория зубчатых зацеплений. – Харьков: ХНАДУ, 2005. – 100с. 2. Павлов А.И. Эволютное зацепление и его характеристики // Вестник НТУ "ХПИ": Сб. научн. трудов. – Харьков, 2003. – Вып.5. – С.103–106. 3. Литвин Ф.Л. Теория зубчатых зацеплений. М.: Наука. – 1968. – 584с. 4. Кириченко А.Ф., Павлов А.И. Проектирование и расчет геометрии зубчатых передач с эволютным зацеплением // Вестник НТУ "ХПИ": Сб. научн. трудов. Тем. вып. "Проблемы механического привода". – Харьков, 2004. – Вып.30. – С.153–157.

Поступила в редколлегию 15.02.10



*З.С. САФОНОВА*, доц. каф. ТММиСАПР,  
*В.Б. ЗЕЛЕНСКИЙ*, канд. техн. наук, доц. каф. ТММиСАПР,  
*А.А. ЗАРУБИНА*, канд. техн. наук, проф. каф. ТММиСАПР,  
*И.Я. ХРАМЦОВА*, научн. сотр. каф. ТММиСАПР НТУ «ХПИ»

### МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ТРОХОИДНОГО РОТОРНОГО КОМПРЕССОРА

Дослідження робочого процесу трохойдного роторного компресора (ТРК) доцільно проводити на математичній моделі. Розроблена математична модель робочого процесу ТРК. Отримані узагальнені рівняння для розрахунку параметрів робочого процесу у всіх порожнинах ТРК

Research of trochoid rotor compressor (TRC) working process is expedient to conduct on the mathematical model. The mathematical model of TRC working process is developed. The generalized equations are got for the calculation of working process parameters in all TRK cavities.

**Введение.** Доводка рабочего процесса, требующая сложных экспериментов на натурных образцах, может быть в значительной мере упрощена при наличии аналитической методики исследования, достаточно точно отражающей физические процессы реального цикла. В этом случае расчетным путем можно проверить влияние на рабочий процесс изменения отдельных конструктивных параметров и их совокупности, установить желательные границы значений этих параметров и свести тем самым к минимуму дорогостоящие натурные испытания. При создании такой методики можно использовать имеющийся опыт расчета рабочих процессов поршневых машин.

**Принципы построения математической модели рабочего процесса трохойдного роторного компрессора.** Математическая модель рабочего процесса ТРК отличается от моделей, разработанных для исследования двигателей внутреннего сгорания [1, 5, 6] и поршневых насосов [2, 3].

К основным причинам, обуславливающим это отличие, можно отнести:

- повышенный уровень газообмена через уплотнения рабочих камер по сравнению с поршневой машиной, в связи с чем модель должна обязательно учитывать наличие утечек рабочего тела из рабочей камеры. В теории поршневых машин вопрос учета утечек практически не разработан, что, возможно, объясняется неактуальностью его для этих машин из-за малого уровня утечек;

- необходимость учета газообмена между смежными рабочими камерами, процессы в которых сдвинуты по фазе;

- особенности конструктивной схемы ТРК, связанные с тем, что рабочие камеры на протяжении цикла перемещаются относительно корпусной детали. Поэтому происходящие в них процессы „привязаны” к определенным участкам корпуса, что приводит к резкой дифференциации силовых и температурных воздействий по периметру корпуса;

- специфику явлений теплообмена в рабочей камере и течения газов че-

рез органы распределения и системы уплотнений, что требует особого подхода при выборе вида функций, описывающих эти явления, коэффициентов теплоотдачи, коэффициентов расхода и т. д.

Необходимость учета утечек и перетечек газа, то есть газообмена со смежными полостями, в значительной мере усложняет математическую модель. Это объясняется тем, что в этом случае для моделирования процесса в одной какой-либо рабочей камере необходимо иметь данные по параметрам газа в соседних камерах и соседних полостях, с которыми возможен теплообмен. На рисунке 1 показана схема возможных путей утечек и перетечек для эпитрохойдного роторного компрессора с двухвершинным ротором [4].

Для рабочей камеры I возможны следующие пути газообмена (исключая впускные и выпускные органы):

- с соседней рабочей камерой II через неплотности радиальных уплотнительных элементов (7);

- с торцевой камерой (образованной торцевыми стенками ротора и корпуса и ограниченной масляными и торцевыми газовыми уплотнениями) – через неплотности торцевых дуговых планок (9);

- с камерой II и торцевой камерой через неплотности сухариков (8).

В свою очередь для торцевой камеры (3) возможен газообмен:

- с рабочими камерами I и II через неплотности торцевых уплотнений (9) и сухариков (8);

- с полостью картера (4) через масляное кольцо (10).

Для учета газообмена рабочей камеры I через неплотности необходимо иметь данные по состоянию газа (давление и температура) во-первых, в самой рабочей камере I, во-вторых, в рабочей камере II и, в-третьих, в торцевой камере.

В принципе можно составить систему взаимосвязанных уравнений, описывающих рабочие процессы, происходящие в каждой из трех камер, и затем, решая совместно эти уравнения, найти нужные функции (изменение давления, температуры и количества газа в рабочей камере).

**Обобщенные расчетные уравнения рабочего процесса ТРК.** Для конкретного построения математической модели рабочего процесса ТРК целесообразно вывести основные уравнения, охватывающие все разновидности фи-

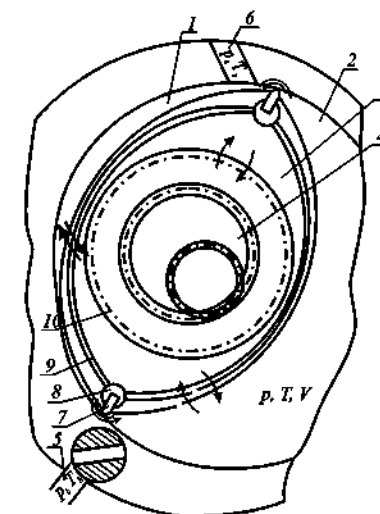


Рис. 1. Пути утечек и перетечек ТРК:  
 1 – рабочая камера I; 2 – рабочая камера II; 3 – торцевая камера; 4 – полость картера; 5 – магистраль нагнетания; 6 – полость всасывания; 7 – радиальная уплотнительная планка; 8 – сухарик; 9 – торцевая планка; 10 – масляное кольцо

зических процессов, подлежащих учету в модели. Это можно определить, исходя из закона сохранения энергии, записанного применительно к рабочей камере компрессора [2]:

$$dU = dQ - pdV + dE_s - dE_b, \quad (1)$$

где  $dU$  – изменение энергии рабочего тела в камере за время  $dt$ ;  $dQ$  – внешняя теплота, переданная через стенки рабочей камеры за время  $dt$ ;  $pdV$  – механическая работа, совершенная над газом за время  $dt$ ;  $p$  – давление рабочего тела;  $V$  – объем рабочей камеры;  $dE_s$  и  $dE_b$  – энергия, внесенная в камеру рабочим телом, поступившим за время  $dt$ , и вынесенная из нее за это же время вышедшим рабочим телом соответственно.

Уравнение (1) можно записать

$$dU + pdV = dQ + dE_s - dE_b. \quad (2)$$

Для идеального газа удельные теплоемкости при постоянном объеме  $c_v = \text{const}$  и при постоянном давлении  $c_p = \text{const}$

$$c_p - c_v = R, \quad (3)$$

где  $R$  – газовая постоянная,

$$dU = c_v d(MT), \quad (4)$$

где  $M$  и  $T$  – масса рабочего тела в камере и его температура соответственно; и, наконец, уравнение состояния:

$$pV = MRT. \quad (5)$$

Поставив в левую часть уравнения (3) вместо  $dU$  его выражение из (4), предварительно изменив в (4) произведение  $MT$  с помощью уравнения состояния (5) через

$$MT = \frac{pV}{R}, \quad (6)$$

получим:

$$\begin{aligned} dU + pdV &= \frac{c_v}{R} d(pV) + pdV = \frac{c_v}{R} d(pdV + Vdp) + pdV = \\ &= \frac{c_v}{R} Vdp + \frac{c_p}{R} pdV. \end{aligned} \quad (7)$$

Поскольку

$$c_v = \frac{R}{k-1} \text{ и } c_p = \frac{kR}{k-1}, \quad (8)$$

где  $k$  – показатель адиабаты, левую часть уравнения можно преобразовать,

подставив в (7) значения  $c_v$  и  $c_p$  из (8):

$$dU + pdV = \frac{V}{k-1} dp + \frac{k}{k-1} pdV. \quad (9)$$

Подставив (9) в (2) и решив (2) относительно  $dp$ , получим:

$$dp = \frac{k-1}{V} \left( dQ + dE_s - dE_b - \frac{k}{k-1} pdV \right) \quad (10)$$

или:

$$dp = \frac{k-1}{V} \left( \frac{dQ}{dt} + \frac{dE_s}{dt} - \frac{dE_b}{dt} - \frac{k}{k-1} p \frac{dV}{dt} \right). \quad (11)$$

В уравнении (11):  $V$  – объем рабочей камеры ТРК в функции угла поворота ротора  $\psi$ :

$$V = \frac{V_h}{2} \left[ \frac{\varepsilon+1}{\varepsilon-1} + \cos(z-1)\psi \right], \quad (12)$$

здесь  $V_h$  – рабочий объем одной камеры ТРК.

Для применяющейся ТРК  $z = 2$

$$V = \frac{V_h}{2} \left[ \frac{\varepsilon+1}{\varepsilon-1} + \cos \psi \right], \quad (12')$$

где  $\varepsilon$  – действительная степень сжатия ТРК ( $\varepsilon = \frac{V_{\max}}{V_{\min}}$ ;  $V_{\max}$ ,  $V_{\min}$  – максимальный и минимальный объем рабочей камеры);  $z$  – число вершин ротора.

Внешняя теплота

$$dQ = \alpha_T F (T_{\text{CT}} - T) dt, \quad (13)$$

где  $\alpha_T$  – коэффициент теплоотдачи от газа к стенкам;  $F$  – поверхность стенок рабочей камеры;  $T_{\text{CT}}$  – температура стенок;  $T$  – температура рабочего тела в камере.

Количество поступившей  $dE_s$  и убывшей  $dE_b$  за счет газообмена энергии

$$\left. \begin{aligned} dE_s &= c_p T_s dM_s = c_p T_s G_s dt; \quad dE_b = c_p T G_b dt = c_p T G_b dt, \end{aligned} \right\} \quad (14)$$

где  $T_s$ ,  $T$  – температура рабочего тела в емкости, из которой оно поступает в камеру и в рабочей камере соответственно;  $M_s$ ,  $M_b$  – количество вошедшего в камеру за время  $dt$  и вышедшего из нее за это же время рабочего тела:

$$\left. \begin{aligned} dM_s &= G_s dt; \quad dM_b = G_b dt, \end{aligned} \right\} \quad (14')$$

где  $G_s$  и  $G_b$  – секундный массовый расход рабочего тела (соответственно входящего в рабочую камеру и выходящего из нее).

Скорость изменения объема рабочей камеры  $\frac{dV}{dt}$  из (12), учитывая, что

угловая скорость вращения ротора  $\omega_p = \frac{d\psi}{dt}$ ;

$$\frac{dV}{dt} = \frac{dV}{d\psi} \omega_p = -(z-1)\omega_p \frac{V_h}{2} \sin(z-1)\psi. \quad (15)$$

Для применяющейся ТРК  $z = 2$

$$\frac{dV}{dt} = -\omega_p \frac{V_h}{2} \sin \psi. \quad (15')$$

Подставив (12) – (15') в (11) и учитывая, что  $dt = \frac{d\psi}{\omega_p}$ , получим:

$$dp = \frac{k-1}{V\omega_p} [\alpha_T F(T_{CT} - T) + c_p T_s G_s - c_p T G_b + (z-1) \frac{k}{k-1} p \omega_p \frac{V_h}{2} \sin(z-1)\psi] d\psi, \quad (16)$$

или при  $z = 2$

$$dp = \frac{k-1}{V\omega_p} [\alpha_T F(T_{CT} - T) + c_p T_s G_s - c_p T G_b + \frac{k}{k-1} p \omega_p \frac{V_h}{2} \sin \psi] d\psi. \quad (16')$$

В (16) и (16') секундный массовый расход рабочего тела  $G$  может быть определен по теоретическим формулам, полученным в термодинамике для сужающегося сопла с введением коэффициента расхода  $\mu$ , учитывающего отношение реального расхода к теоретическому. Тогда:

$$G = \mu f p_1 \sqrt{\frac{2k}{k-1} \frac{1}{RT_1}} \cdot y, \quad (17)$$

где  $f$  – площадь проходного сечения сопла у выхода;  $p_1$  и  $T_1$  – давление и температура рабочего тела перед соплом;  $y$  – расходная функция:

$$y = q^{1/k} \sqrt{1 - q^{(k-1)/k}}, \quad (18)$$

где величина  $q$  определяется отношением  $p_2/p_1$  ( $p_2$  – давление рабочего тела за соплом) следующим образом:

- при  $p_2/p_1 > \beta$  величина  $q = p_2/p_1$  (подкритическое истечение);
- при  $p_2/p_1 \leq \beta$  величина  $q = \beta$  (закритическое истечение).

Критическое отношение давлений

$$\beta = \left( \frac{2}{k+1} \right)^{k/(k-1)}. \quad (19)$$

Для воздуха  $k = 1,4$ ;  $\beta = 0,528$ .

С учетом (17) и (18) уравнение (16'):

$$dp = \frac{k-1}{V\omega_p} \left[ \alpha_T F(T_{CT} - T) + c_p \mu_s f_s p_s \sqrt{\frac{2k}{k-1} \frac{T_s}{R}} \cdot y_s - c_p \mu_b f_b p \sqrt{\frac{2k}{k-1} \frac{T}{R}} \cdot y_b + \frac{k}{k-1} p \omega_p \frac{V_h}{2} \sin \psi \right] d\psi. \quad (20)$$

Здесь  $\mu_s$ ,  $\mu_b$ ,  $f_s$ ,  $f_b$  – коэффициенты расхода и проходные сечения впускных и выпускных органов соответственно;  $p_s$  и  $T_s$  – давление и температура рабочего тела в емкости, из которой оно поступает в рабочую камеру;  $y_s = f(p/p_s)$ ,  $y_b = f(p/p_b)$ , где  $p_b$  – давление в емкости, куда входит тело из камеры;  $p$  и  $T$  – давление и температура рабочего тела в камере.

Уравнение сохранения массы для рабочей камеры ТРК:

$$dM = dM_s - dM_b, \quad (21)$$

где количество рабочего тела, поступившего в камеру  $dM_s$ , и вышедшего из нее  $dM_b$  по углу поворота ротора  $\psi$ , находится по (14') с учетом  $\omega_p = \frac{d\psi}{dt}$ ;  $dM$  – изменение массы рабочего тела в камере за угол поворота ротора  $d\psi$ .

Учитывая (17) – (19), можно преобразовать (21) к виду:

$$dM = \frac{1}{\omega_p} \sqrt{\frac{2}{R} \frac{k}{k-1}} \left( \mu_s f_s p_s \frac{y_s}{\sqrt{T_s}} - \mu_b f_b p \frac{y_b}{\sqrt{T}} \right) d\psi. \quad (22)$$

Температура рабочего тела в камере находится из уравнения состояния газа (5):

$$T = \frac{pV}{MR}. \quad (23)$$

### Выводы

1. На основании закона сохранения энергии выведены основные обобщенные уравнения для рабочего процесса ТРК.
2. Получены обобщенные уравнения для расчета параметров рабочего процесса во всех полостях ТРК.

Список литературы: 1. Глаголев Н. М. Рабочие процессы двигателей внутреннего сгорания. Новый метод расчета / Н. М. Глаголев – М.: Машгиз, 1950. – 480с. 2. Фотин Б. С. Расчет рабоче-

го процесса ступени поршневого компрессора / Б. С. Фотин, Л. А. Штейнгарт // Исследование в области компрессорных машин. – Казань, 1974. – С.5-12. 3. Поршневые компрессоры: Учеб. пособие для студентов вузов, обучающихся по специальности «Холодильные и компрессорные машины и установки» / Б. С. Фотин, И. Б. Пирумов, И. К. Прилуцкий, П. И. Пластинин; Под ред. Б. С. Фотина. – Л.: Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1987. – 372 с. 4. Сухомлинов В.М. Трохоидные роторные компрессоры / В.М. Сухомлинов. – Харьков: Выш. шк., 1975. – 152с. 5. Дьяченко В. Г. Дифференциальные уравнения процесса газообмена двигателей внутреннего сгорания / В. Г. Дьяченко // Двигатели внутреннего сгорания. – 1970. – вып. 2. – С. 17-24. 6. Дьяченко В. Г. Газообмен в двигателях внутреннего сгорания / В. Г. Дьяченко. – УМК ВО, Киев. – 1989. – 204 с.

Поступила в редакцию 19.02.2010

УДК 539.3

**Н.Н. ТКАЧУК**, мл. научн. сотр. каф. КГМ им. А.А. Морозова,  
**А.Н. ТКАЧУК**, асп. каф. ДПМ НТУ „ХПИ”, г. Харьков

### К ВОПРОСУ О КОНТАКТНОМ ВЗАИМОДЕЙСТВИИ ПЛОСКОГО ШТАМПА С ПОЛУПРОСТРАНСТВОМ

У статті поставлена та розв'язана задача про взаємодію штампа з пружним напівпростором. Враховується скінченна контактна жорсткість поверхні та радіус скруглення краю штампа. Задача зведена до інтегрального рівняння. Для його розв'язання застосовано метод дискретних особливостей. Проведено параметричний аналіз моделі.

Interaction of a rigid punch with the elastic semispace is considered. Finite contact stiffness and roundness of punch edges are taken into account. A singular integral equation derived is solved by the method of discrete singularities. A parametric study of the model is performed.

**Введение.** Задача о взаимодействии плоского штампа с полупространством (полуплоскостью) является классической задачей теории контактного взаимодействия [1-18]. Как известно [1-5, 7-12, 14], для случая прямолинейной формы активной части штампа (так называемый случай контакта тел „согласованной формы” [3]) на границе зон контактного сопряжения возникают особенности в распределении контактных давлений. Для случая контакта тел „несогласованной формы” [3] при известных ограничениях на геометрию поверхностей взаимодействующих тел [1, 4] контактное давление на границе области контакта обнуляется.

Описанные случаи являются модельными, т.к. речь идет о контакте гладких (без учета шероховатости поверхностного слоя) тел с номинальной (точной или некорректированной) геометрией. В то же время элементы реальных машиностроительных конструкций [5 - 7, 11-18] обладают вполне определенными конечными параметрами жесткости поверхностного слоя и радиусами скругления на границе области возможного контакта. Эти два фактора, взятые каждый в отдельности, приводят к существенному измене-

нию характера распределения контактных давлений. Из бесконечных они становятся на границе контакта конечными или нулевыми [1, 2, 5, 7, 9, 14, 15]. В то же время особый интерес представляет вопрос анализа совместного влияния данных факторов на характеристики распределения контактных зон и контактных давлений. Более того, для практики большое значение имеет решение обратной задачи, т.е. обоснование таких параметров контактной жесткости и радиуса скругления, которые приводили бы к требуемым (заданным) изменениям контактных зон и контактных давлений.

Учитывая, что аналитическое решение возникающей задачи затруднительно [1, 7], а численное решение при необходимости проведения многовариантных исследований достаточно ресурсозатратно, то представляет значительный интерес, актуальность и важность задача разработки и реализации оперативных и точных методов моделирования контактного взаимодействия плоского штампа с полупространством (полуплоскостью) с учетом конечной контактной жесткости и радиуса скругления края (кромки).

**Постановка задачи.** Целью настоящей работы является совершенствование методов численного моделирования взаимодействия плоского штампа с полупространством (полуплоскостью). С точки зрения физической постановки новыми элементами являются совместный учет конечной контактной жесткости в сопряжении «штамп – полупространство» (фактор 1 –  $\beta$ ) и конечного радиуса скругления на кромке штампа (фактор 2 –  $\alpha$ ). С точки зрения математической постановки предлагается применение достаточно эффективного метода сведения контактной задачи к интегральному уравнению [1]. С точки зрения дискретизации новизну составляет применение метода дискретных особенностей для решения сингулярных интегральных уравнений [19]. В дополнение к этому вводится обезразмеривание геометрических и физико-механических характеристик создаваемой модели, а также параметризация геометрической и численной моделей.

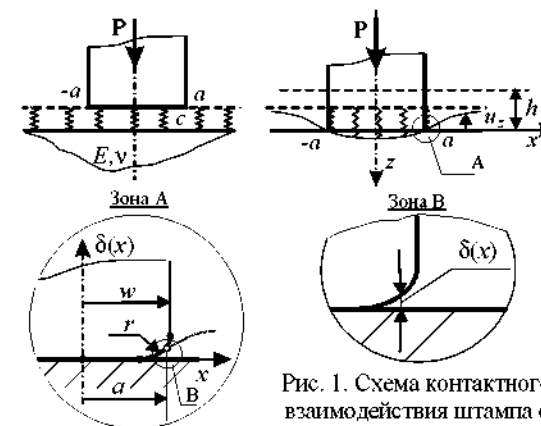


Рис. 1. Схема контактного взаимодействия штампа с полупространством

давлением и перемещениями представим в виде:

$$p(x) = p_0 - c[u_z(x) + \delta(x)], \quad (1)$$

где  $p_0$  – некоторая константа;  $c$  – контактная жесткость;  $u_z(x)$  – перемещение точек поверхности в зоне контакта;  $\delta(x)$  – профиль штампа (см. рис. 1).

Как известно [3], в отсутствие трения контактные давления и перемещения на границе полупространства в зоне контакта  $[-a, a]$  связаны сингулярным интегро-дифференциальным уравнением

$$\int_{-a}^a \frac{p(s)}{x-s} ds = -\frac{\pi E}{2(1-\nu^2)} u_z'(x), \quad (2)$$

которое приводится только к искомому давлению (перемещение исключается):

$$\left| u_z'(x) = -\frac{1}{c} p'(x) - \delta'(x) \right| \Rightarrow \frac{1}{\pi} \int_{-a}^a \frac{p(s)}{x-s} ds = \frac{E}{2(1-\nu^2)} \left[ \frac{1}{c} p'(x) + \delta'(x) \right]. \quad (3)$$

Заменой

$$\begin{cases} x = at_0; \\ s = at; \end{cases} ds = a dt \Rightarrow p'(t) = p'(s) \frac{ds}{dt} = ap'(s)$$

уравнение (3) приводится к интегрированию на интервале  $[-1; 1]$ :

$$\frac{1}{\pi} \int_{-1}^1 \frac{p(t)}{t_0-t} dt = \frac{E}{2(1-\nu^2)} \frac{1}{c \cdot a} p'(t_0) + \frac{E}{2(1-\nu^2)} \delta'(at_0). \quad (4)$$

От неизвестных давлений требуем выполнения условия

$$\int_{-1}^1 p(t) dt = \frac{P}{a}, \quad (5)$$

где  $P$  – усилие, приложенное к штампу.

Вводим параметр  $\kappa = \frac{E}{2(1-\nu^2)} \frac{1}{c \cdot a}$  и получаем окончательную систему уравнений

$$\begin{cases} \kappa p'(t_0) + \frac{1}{\pi} \int_{-1}^1 \frac{p(t)}{t_0-t} dt = g(t_0), \\ \frac{1}{\pi} \int_{-1}^1 p(t) dt = \frac{1}{\pi} \frac{P}{a}, \end{cases} \quad (6)$$

где  $g(t_0) = -\frac{E}{2(1-\nu^2)} \delta'(at_0)$ .

Для плоского штампа со скруглениями имеем

$$\delta'(x) = \begin{cases} 0, & |x| < w-r; \\ \frac{|x|-(w-r)}{\sqrt{r^2 - [x-(w-r)]^2}} \operatorname{sign}(x), & w-r \leq |x| \leq w, \end{cases}$$

где  $w$  – полуширина штампа;  $r$  – радиус скругления.

Видим, что в скруглении

$$\delta'(x) = \delta'\left(\frac{x}{w}\right) = \delta' \left( \frac{\left| \frac{x}{w} \right| - \left(1 - \frac{r}{w}\right)}{\sqrt{\left(\frac{r}{w}\right)^2 - \left[ \frac{x}{w} - \left(1 - \frac{r}{w}\right) \right]^2}} \right) \operatorname{sign}\left(\frac{x}{w}\right);$$

$$\delta'(\varphi t_0) = \frac{|\varphi t_0| - (1-\alpha)}{\sqrt{\alpha^2 - [\varphi t_0 - (1-\alpha)]^2}} \operatorname{sign}(t_0),$$

где  $\frac{r}{w}$  – безразмерный параметр, полностью характеризующий степень скругленности;  $\alpha = \frac{a}{w}$  – неизвестное отношение ширины зоны контакта и ширины штампа ( $a \leq w$ ).

Приближенное решение системы уравнений (6) с помощью квадратурных формул приводит к выражению

$$\begin{cases} \kappa p'(t_{0,j}) + \sum_{k=1}^N \frac{p(t_k^n) \sqrt{1-(t_k^n)^2}}{t_k^n - t_{0,j}^n} \cdot \frac{1}{n} = g(t_{0,j}), & j = \overline{1, n-1}; \\ \sum_{k=1}^N p(t_k^n) \sqrt{1-(t_k^n)^2} \cdot \frac{1}{n} = \frac{1}{\pi} \frac{P}{a}. \end{cases} \quad (7)$$

Здесь использованы квадратурная формула для сингулярного интеграла ([19])

$$\frac{1}{\pi} \int_{-1}^1 \frac{p_{2n}(t)}{t-t_0} \frac{dt}{\sqrt{1-t^2}} = \sum_{k=1}^N \frac{p_{2n}(t_k^n)}{t_k^n - t_0} \cdot \frac{1}{n} + \frac{p_{2n}(t_0)}{T_n(t_0)} U_{n-1}(t_0) \quad (8)$$

в точках  $t_0 = t_{0,j}^n, j = \overline{1, n-1}$  корней чебышевских полиномов  $T, U$ , и

$$\frac{1}{\pi} \int_{-1}^1 p_{2n-1}(t) \frac{dt}{\sqrt{1-t^2}} = \sum_{k=1}^N p_{2n}(t_k^n) \cdot \frac{1}{n} - \quad (9)$$

для регулярного.

Чтобы однозначно записать систему уравнений относительно  $n$  неизвестных узловых значений  $\{p(t_k^n)\}_{k=1}^n$ , необходимо выразить через них  $p'(t_{0j}^n)$ ,  $j = \overline{1, n-1}$ .

Если искать приближенное решение как интерполяционный полином

$$p(t) \approx \sum_{k=1}^n l_{n-1,k}^I(t) \cdot p(t_k^n),$$

где  $l_{n-1,k}^I(t) = \frac{T_n(t)}{T_n'(t_k^n) \cdot (t - t_k^n)}$ , то

$$p'(t_{0j}^n) \approx \sum_{k=1}^n \left( l_{n-1,k}^I(t) \right)' \Big|_{t=t_{0j}^n} \cdot p(t_k^n), \quad (10)$$

и для нахождения приближенных значений его производных нас интересуют коэффициенты

$$d_{jk} = \left( l_{n-1,k}^I(t) \right)' \Big|_{t=t_{0j}^n}; \quad (11)$$

$$\left( l_{n-1,k}^I(t) \right)' = \frac{T_n'(t)(t - t_k^n) - T_n(t)}{T_n'(t_k^n) \cdot (t - t_k^n)^2} = \frac{1}{n} (-1)^{j-k} \frac{\sqrt{1 - (t_k^n)^2}}{(t_{0j}^n - t_k^n)^2} =: d_{jk}. \quad (12)$$

Отсюда

$$p'(t_{0j}^n) = \sum_{k=1}^n d_{jk} \cdot p(t_k^n).$$

В итоге первое  $(n-1)$  уравнение системы (7) можем записать как

$$\kappa \sum_{k=1}^n \frac{1}{n} (-1)^{j-k} \frac{\sqrt{1 - (t_k^n)^2}}{(t_{0j}^n - t_k^n)^2} p(t_k^n) + \sum_{k=1}^n \frac{p(t_k^n) \sqrt{1 - (t_k^n)^2}}{t_k^n - t_{0j}^n} \cdot \frac{1}{n} = g(t_{0j}^n), \quad j = \overline{1, n-1}.$$

Таким образом, получаем окончательно

$$\left\{ \begin{aligned} \sum_{k=1}^n \frac{1}{n} \sqrt{1 - (t_k^n)^2} \left\{ \kappa \frac{(-1)^{j-k}}{(t_{0j}^n - t_k^n)^2} + \frac{1}{t_k^n - t_{0j}^n} \right\} p(t_k^n) &= g(t_{0j}^n) \\ \sum_{k=1}^n p(t_k^n) \sqrt{1 - (t_k^n)^2} \cdot \frac{1}{n} &= \frac{1}{\pi} \frac{P}{a}, \end{aligned} \right. \quad (13)$$

что является разрешающей системой линейных алгебраических уравнений, состоящей из  $n$  уравнений с неизвестными узловыми значениями  $\{p(t_k^n)\}_{k=1}^n$ .

Данная система разрешающих уравнений имеет плотно заполненную матрицу коэффициентов. Для этой матрицы характерно (в силу особенностей дискретизируемых сингулярных уравнений [19]) диагональное преобладание. Таким образом, применение прямых и итерационных методов решения системы линейных алгебраических уравнений (13) не приводит к численной неустойчивости, хотя требует больших вычислительных затрат, т.к. получаемые матрицы являются матрицами общего вида.

Следует отметить, что получаемое решение будет распределением давлений при заданном  $\varphi$ , т.е. при определенной ширине зоны контакта. В целом же эта величина является неизвестной и находится путем интегрирования из условий обнуления распределения контактных давлений на краях зоны контакта, т.е.  $p(\pm 1) = 0$ .

Интерес представляет влияние указанных выше факторов на характер распределения контактных давлений. С этой целью вводятся безразмерные варьируемые параметры:  $\alpha = \frac{r}{w}$ ;  $\beta = \frac{E}{2(1-\nu^2)} \frac{1}{c \cdot w}$ ;  $\gamma = \frac{P}{c w^2}$ , где  $\alpha$  описывает степень скругленности;  $\beta$  – относительную величину контактной жесткости, а  $\gamma$  – относительную интегральную нагруженность поверхности штампа.

Уравнения (13) приводим к виду:

$$\left\{ \begin{aligned} \beta \frac{1}{\varphi} p'(t_0) + \frac{1}{\pi} \int_{-1}^1 \frac{p(t)}{t - t_0} dt &= -\beta c w \delta'(\varphi t_0), \\ \frac{1}{\pi} \int_{-1}^1 p(t) dt &= \frac{1}{\pi} \frac{P}{a}. \end{aligned} \right. \quad (14)$$

Эту систему удобно разрешать относительно  $\tilde{p}(t)$ :

$$p(t) = \frac{P}{2w} \tilde{p}(t), \quad (15)$$

являющегося распределением концентрации контактных давлений.

Окончательная система

$$\left\{ \begin{aligned} \beta \frac{1}{\varphi} \tilde{p}'(t_0) + \frac{1}{\pi} \int_{-1}^1 \frac{\tilde{p}(t)}{t - t_0} dt &= -\frac{2\beta}{\gamma} \delta'(\varphi t_0), \\ \frac{1}{\pi} \int_{-1}^1 \tilde{p}(t) dt &= \frac{2}{\pi} \frac{1}{a}, \end{aligned} \right. \quad (16)$$

решается численно описанным выше способом.

**Численные результаты.** Численное решение задачи контактного взаимодействия плоского штампа с полупространством обеспечивает воз-

возможность получения семейства распределений контактных давлений, в качестве параметров которых выступают контактная жесткость (или параметр  $\beta$ ) и радиус скругления (или параметр  $\alpha$ ).

На рис. 2, 3 приведены некоторые характерные распределения относительных контактных давлений. Кроме того, представляется возможным построение обобщенных зависимостей характеристик контактных давлений (например, максимальных давлений  $p_{\max}$  как функции аргументов  $\alpha, \beta$ ), одна из которых приведена на рис. 4.

С учетом того, что для различных радиусов скругления и различных интегральных усилий внедрения штампа получается различная ширина контактной области  $2a$ , то при этом изменяется искомый характер распределения контактных давлений, удовлетворяющих системе уравнений (6). При этом также изменяются положения узлов дискретизации в формулах (8), (9). Таким образом, в ходе итерационного уточнения области контакта изменяется также и базис дискретизации. Однако для задачи с малыми относительными радиусами скругления данный эффект миграции узлов дискретизации (при достаточно большом их количестве) сказывается несущественно.

**Заключение.** Анализ представленных результатов дает основание сделать вывод о том, что каждый из варьируемых факторов (и контактная жесткость, и радиус скругления кромки) очень сильно влияет на распределение контактных давлений. Как и ожидалось, контактные давления на границе области контакта становятся конечными (нулевыми).

При увеличении жесткости контактного слоя и уменьшении радиуса

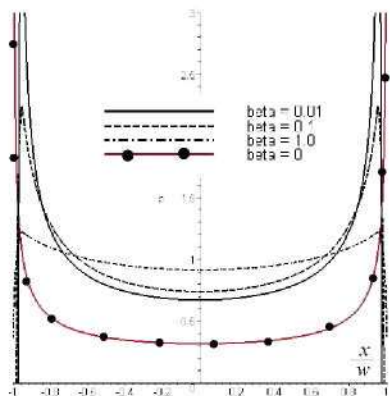


Рис.2. Распределение относительных контактных давлений при различной контактной жесткости; относительный радиус скругления равен 0.05, уровень нагрузки – 0.1

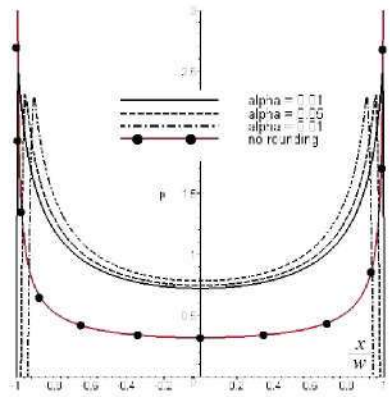


Рис.3. Распределение относительных контактных давлений при различной степени скругленности; уровень контактной жесткости 0.1, уровень нагрузки – 0.05

скругления кромки распределения контактных давлений стремятся к распределению в предельном случае. При этом такое стремление наблюдается по любому произвольному пути в плоскости параметров  $(\alpha, \beta)$ . В то же время существует качественная особенность по параметру  $\alpha$ : при любом его ненулевом значении контактные напряжения на границе равны нулю, а при нулевом возможны 2 случая (конечность при  $0 < c < \infty$  и стремление к бесконечности при  $c \rightarrow \infty$ ).

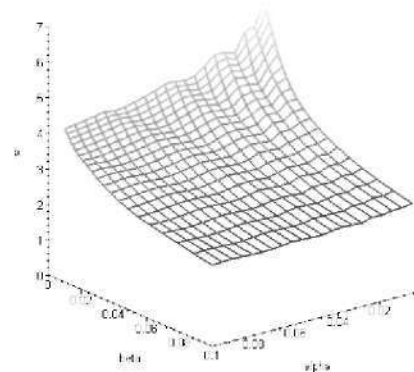


Рис.4. Зависимость максимальной концентрации контактных давлений от степени скругленности и контактной жесткости, уровень нагрузки – 0.05

Таким образом, если принять в качестве контролируемого параметра  $p_a$  значение контактного давления на границе области контакта, то для функции  $p_a(\alpha, \beta)$  неприменим предельный переход по параметру  $\alpha$ .

Упомянутая особенность в распределении  $p_a$  не присуща зависимости

$p_{\max}(\alpha, \beta)$ . При этом полученная обобщенная зависимость дает возможность оперативного решения как прямой, так и обратной задачи (т.е. определение  $p_{\max}$  по заданным  $\alpha, \beta$ , а также определение сочетаний  $\alpha, \beta$ , соответствующих заданному  $p_{\max}$ ). Если существует ограничение  $p_{\max} \leq |p|$ , где  $|p|$  – некоторое заданное предельное значение контактных давлений, то оно в плоскости  $(\alpha, \beta)$  определяет некоторую область  $K$ . В пределах этой области можно решать любую оптимизационную процедуру, в которой данное неравенство является ограничением.

Таким образом, предложенный полуаналитический метод моделирования контактного взаимодействия плоского штампа с полупространством (полуплоскостью) предоставляет в руки исследователя удобный, точный, экономичный инструмент анализа влияния факторов жесткости контактного слоя и радиуса скругления кромки на контактные давления, а также решение обратной задачи синтеза параметров по критерию ограничения контактного давления.

Поскольку никаких принципиальных ограничений на количество и природу варьируемых факторов не накладывалось, то предложенный подход естественным образом может быть обобщен на большее множество параметров. Потребуется только модификация выражений в исходном интегральном уравнении. При этом необходимо иметь в виду возможность появления особенностей в распределении контролируемых величин от варьируемых параметров в областях, примыкающих к координатным псевдоплоскостям или координатным псевдоосям, а также к „началу координат“.

В дальнейшем планируется применить предложенный подход к решению прикладных задач анализа контактного взаимодействия.

**Список литературы:** 1. Галли Л.А. Контактные задачи теории упругости и вязкоупругости. – М.: Наука, 1980. – 303 с. 2. Штатерман П.Я. Контактная задача теории упругости. – М.: Л.: Гостехиздат, 1949. – 272 с. 3. Джонсон К. Механика контактного взаимодействия. – М.: Мир, 1989. – 510 с. 4. Развитие теории контактных задач в СССР / Под ред. Л. А. Галлина. — М.: Наука, 1976. – 493 с. 4. Александров В.М., Чебаков М.П. Аналитические методы в контактных задачах теории упругости. – М.: ФИЗМАТЛИТ, 2004. – 304 с. 5. Арзатов И.И., Дмитриев Н.Н. Основы теории упругого дискретного контакта. – Санкт-Петербург: Политехника, 2003. – 233 с. 6. Решетов Д.Н., Портман В. Т. Точность металлорежущих станков. – М.: Машиностроение, 1986. – 336с. 7. Механика контактных взаимодействий. / Отв. ред. И.И. Воронич, В.М. Александров – М.: Физматлит, 2001. – 672с. 8. Морозов Е.М., Зернин М.В. Контактные задачи механики разрушения. – М.: Машиностроение, 1999. – 544с. 9. Александров В.М., Ромалис Б.Л. Контактные задачи в машиностроении. – М.: Машиностроение, 1986. –174 с. 10. Горячева И.Г. Механика фрикционного взаимодействия. – М.: Наука, 2001. – 478 с. 11. Казаков К.Е. Плоские контактные задачи для тел с покрытиями переменной толщины // IX Всеросс. съезд по теоретич. и прикл. мех. Аннот. докл. Т. III (Нижний Новгород, 22–28 августа 2006 г.). – Нижний Новгород: Изд-во Нижегород. гос. ун-та им. М.И. Лобачевского, 2006. – С.103. 12. Коваленко Е.В. Контактные задачи для тел с покрытиями. – М.: Физматлит, 2001. – С.459–475. 13. Крагельский П.В., Добычин М.Н., Камбалов В.С. Основы расчетов на трение и износ. – М.: Машиностроение, 1977. – 576 с. 14. Попов Г.Я. Концентрация упругих напряжений возле штампов, разрезов, тонких включений и подкреплений. – М.: Наука, 1982. – 344 с. 15. Бабешко В.А., Глушков Е.В., Глушкова Н.В. Об особенностях в угловых точках пространственных штампов в контактных задачах // Докл. АН СССР, 1981. – Т. 257, № 2. – С. 289-294. 16. Демкин Н.Б., Крагельский И.В. Предварительное смещение при упругом контакте твердых тел // Докл. АН СССР, 1969. – Т. 186, № 4. – С. 812-813. 17. Демкин Н.Б. Контактное взаимодействие шероховатых поверхностей. – М.: Наука, 1970. – 228 с. 18. Горячева И.Г. Плоские и осесимметричные контактные задачи для шероховатых упругих тел // Прикл. матем. и мех., 1979. – Т. 43. – Вып. 1. – С. 99-105. 19. Гандель Ю.В. Введение в методы вычисления сингулярных и гиперсингулярных интегралов. – Харьков: ХНУ, 2001. – 92 с.

*Поступила в редакцию 25.12.09*

УДК 621.875:539.3

**А.Ю. ТАНЧЕНКО**, стажер-преподаватель каф. ТММиСАПР НТУ „ХПИ“

## **ДЕЙСТВИЕ ПОДВИЖНОЙ НАГРУЗКИ НА МОСТ ПЕРЕГРУЖАТЕЛЯ: ПОДХОДЫ И МОДЕЛИ**

Статья посвящена впровадженню методики врахування проблеми критичних швидкостей при дії періодичного циклічного навантаження на великогабаритні машинобудівні конструкції.

Article is devoted working out and the argument of technique for the account about-blemly critical speeds at periodic cyclic loading cart-operating on large-sized machine-building designs.

**Введение.** Некоторые современные машины представляют собой протяженные в пространстве конструкции, подверженные действию подвижной нагрузки. Это мостовые и козловые краны, перегружатели, грузоподъемные балки и т.д. В силу того, что массу силовых элементов проектировщики стремятся уменьшить, а режимы эксплуатации – интенсифицировать, то создаются условия для возбуждения колебаний значительной величины, вызываемые именно подвижным характером нагрузки.

Действие подвижной нагрузки на различные конструкции является предметом исследований многих авторов [1-13]. К ней применялись различные подходы, методы составления и решения задач о реакции системы на подвижную нагрузку и, в частности, о величине критической скорости. В то же время необходимо отметить, что в целом авторы уделяли основное внимание решению задач для случаев, сводимых к модели стержня или арки. Затем основное влияние уделялось способу формирования уравнений и получения решения. В то же время для рассматриваемых в статье машиностроительных конструкций существует несколько факторов, требующих расширения данной модельной постановки.

- обычно силовые несущие элементы, воспринимающие подвижную нагрузку, представляют собой не просто балку, а довольно сложную пустотелую пространственную конструкцию, к тому же дополнительно усиленную внешними элементами (раскосами, подкосами, шпренгельной системой – рис. 1); в силу этого нельзя механически перенести модель упругого стержня на этот случай, а решение задачи для всей конструкции напрямую чрезвычайно сложно;

- при исследовании задачи о действии подвижной нагрузки на исследуемые машины необходимо учесть фактор утонения их элементов: например, для элементов перегружателей, работающих в агрессивных средах, утонение, вызываемое коррозией и механическим износом, в течение срока службы (расчетный – 25 лет) может достигать 20% номинальной толщины (причем эксплуатация машины по существующим нормам разрешается в полном объеме); в результате вместо исходной конструкции с ее жесткостными и инерционными параметрами в начальном состоянии необходимо исследовать ту же конструкцию, но с измененными распределениями этих характеристик, что может повлиять на решение поставленной задачи;

- традиционно машины проектируются по требованию максимальной нагрузочной способности, исходя из основных действующих в процессе эксплуатации нагрузок (так, для перегружателей – это вертикальные усилия от груза и грейферной тележки, см. рис.1); в то же время подвижный груз оказывает влияние и на колебания силовых элементов конструкции в горизонтальной плоскости, в которой жесткость может оказаться существенно ниже; таким образом, необходимо учесть и фактор неодинаковых свойств элементов исследуемых конструкций в различных направлениях;

- при исследовании модельных задач о действии подвижной нагрузки на балки и арки задаются тем или иным видом граничных условий, исходя из



конструктивных особенностей опирания; следует отметить, что для реальных конструкций условия опирания формируются из условий сопряжения с другими элементами машины или с внешними опорными элементами; при этом обычно получаются не традиционные краевые условия (например, шарнирное опирание), а смешанные, содержащие, в том числе, и реакции сопряженных тел.

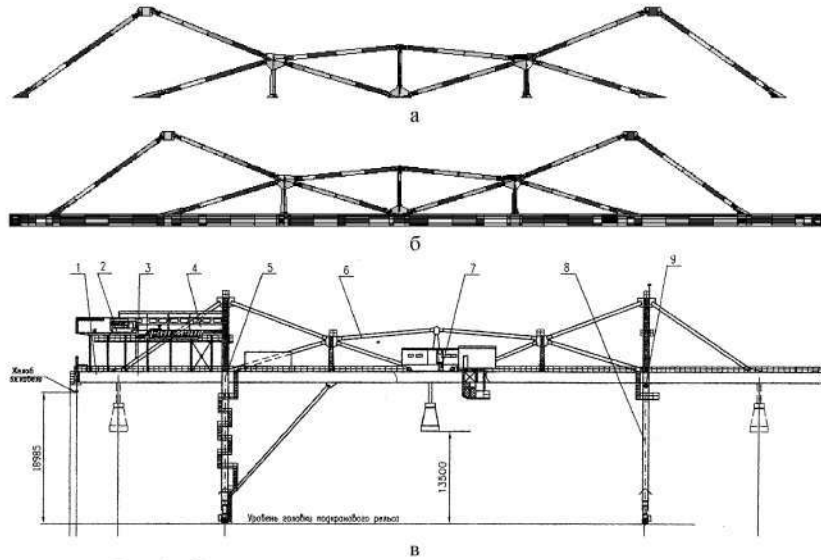


Рис. 1. Схема верхнего строения мостового перегружателя с номерами структурных элементов:

а – шпренгельная система (раскосы № 1-10), б – верхнее строение, в – схема перегружателя

(1 - главная балка, 2 – ремонтное помещение, 3 – ремонтная консоль, 4 - электропомещение, 5 – жесткая опора, 6 – шпренгельная система,

7 – перемещаемая грейферная тележка, 8 – гибкая (шарнирная) опора, 9 - шарнир)

Анализ перечисленных факторов позволяет заключить, что для решения задачи о действии подвижной нагрузки на крупногабаритные протяженные машиностроительные конструкции сложной структуры требуется предложить подход, позволяющий учесть данные потенциально важные факторы, а также предложить процедуру решения данной задачи.

**Постановка задачи.** С учетом высказанных выше аргументов рассмотрим задачу о действии подвижной нагрузки на стержень длиной  $L$  с неравномерно распределенными по длине изгибными жесткостями  $EI_z$ ,  $EI_y$ , погонными массами  $M_{0y}$ ,  $M_{0z}$  (рис. 2) и с упругим основанием с коэффициентом жесткости  $K_y$ ,  $K_z$ . Этот стержень моделирует основную балку перегружателя (см. рис. 1), по которой перемещается грейферная тележка с грузом общей массой  $M_1$  со скоростью  $v$  (см. рис. 2). Ставится задача сформировать разрешающие

уравнения движения, предложить метод их решения и анализа получаемых решений.

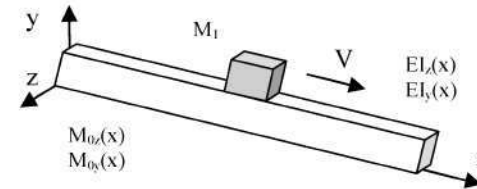


Рис. 2. Расчетная схема

**Метод решения.** Рассмотрим общий подход к составлению уравнений движения стержня [1, 2]. При этом для обозначения прогиба в направлении осей  $y$ ,  $z$  сначала будем использовать  $\rho$ , а индексы в других параметрах введем позднее. Тогда [1-3]

$$\rho(x, t) = \int_0^l G(x, \xi, t) \{ gm\delta(x-vt) - m_0 \frac{\partial^2 \rho}{\partial t^2}(\xi, t) - 2\varepsilon \frac{d\rho}{dt}(\xi, t) - k\rho(\xi, t) - \frac{d}{dt}(m\delta(x-vt) \frac{d\rho}{dt}) d\xi, \quad (1)$$

где  $g$  – ускорение свободного падения (с учетом направления осей);  $\xi$  – координата точки приложения груза;  $G(x, \xi, t)$  – прогиб в точке  $x$  под действием единичной силы в точке  $\xi$ ;  $\varepsilon$  – коэффициент демпфирования;

$$\frac{d\rho}{dt} = \frac{\partial \rho}{\partial t} + v \frac{\partial \rho}{\partial x}, \quad (2)$$

$$\frac{d}{dt}(m\delta(x-vt) \frac{\partial \rho}{\partial t}) = m\delta(x-\xi) \left( \frac{\partial^2 \rho}{\partial t^2} + 2v \frac{\partial^2 \rho}{\partial x \partial t} + v^2 \frac{\partial^2 \rho}{\partial x^2} \right) + \left( \frac{\partial \rho}{\partial t} + v \frac{\partial \rho}{\partial x} \right) (mv \frac{d\delta}{dx}(x-\xi) + \frac{dm}{dt} \delta(x-\xi)), \quad (3)$$

тогда, следуя [2], функцию прогиба будем искать в форме

$$y(x, t) = \sum_{k=1}^{\infty} X_k(x) \cdot T_k(t), \quad (4)$$

причем функции  $X_k(x)$  являются решениями однородного интегрального уравнения

$$X_k(x) - \omega_k^2 \int_0^l m_0 G(x, \xi, t) X_k(\xi) d\xi = 0, \quad (5)$$

где  $\omega_k^2$  – фундаментальные числа ядра  $m_0 G(x, \xi, t)$ . Уравнение (1) с учетом (4) и (5) запишем в виде:

$$\sum_{i=1}^{\infty} \frac{d^2 T_i}{dt^2} (\delta_{ik} + A_{ik}) + \frac{dT_i}{dt} (2\varepsilon_0 \delta_{ik} + B_{ik}) + [(\omega_i^2 + k_0) \delta_{ik} + c_{ik}] T_i = q_k. \quad (6)$$

В формуле введены следующие обозначения:

$$A_{ik} = \alpha Y_i(x) X_k(x), B_{ik} = \nu \alpha (X_k(x) Y_i'(x) - X_i'(x) Y_k(x)) + \frac{d\alpha}{dt} X_i(x) Y_k(x),$$

$$c_{ik} = \nu^2 \alpha X_k'(x) Y_i'(x) + \frac{d(\alpha \nu)}{dt} X_i'(x) X_k(x); q_k = \frac{2q}{M_0 N_k} X_k(x), \quad (7)$$

$$\alpha = \frac{2m}{M_0 N_k}, N_k = \frac{2}{l} \int_0^l X_k'(\xi) d\xi, \varepsilon_0 = \frac{\varepsilon}{m_0}, k_0 = \frac{k}{m_0}, \delta_{ik} = \begin{cases} 0, & i \neq k \\ 1, & i = k \end{cases}$$

Известны многие частные случаи данной задачи. В частности, согласно [2], для шарнирно опертой балки разрешающие уравнения имеют вид:

$$(1 + \alpha \sin^2 t) T_n'' + (2\varepsilon_0 + \frac{d\alpha}{dt} \sin^2 t) T_n' + (\omega^2 + k_0 - \lambda_n^2 \nu^2 \alpha \cos^2 t + \frac{1}{2} \lambda_n \frac{d(\nu \alpha)}{dt} \sin 2t) T_n = \frac{2q}{M_0} \sin t, \quad (8)$$

где

$$\tau(t) = \lambda_n x(t), \nu = \frac{dx}{dt}, \alpha = \frac{2m}{M_0}. \quad (9)$$

Для случая движение нагрузки с постоянной массой и с постоянной скоростью  $\nu$  вводятся новые переменные

$$\varphi = \lambda_n \nu t, 4\alpha = x, \varepsilon^* = \frac{\varepsilon_0}{\lambda_n \nu}, q^* = \frac{2q}{M_0 \lambda_n^2 \nu^2}. \quad (10)$$

Уравнение (1) запишется в форме:

$$(1 + 2\alpha - 2\alpha \cos 2\varphi) T_{\varphi\varphi}'' + 2\varepsilon^* T_{\varphi}' + (\Omega^2 - 2\alpha - 2\alpha \cos 2\varphi) T = q^* \sin \varphi. \quad (11)$$

Прежде всего, это уравнение, как указывалось раньше, допускает частное решение

$$T = q^* [(\Omega^2 - 1 - 4\alpha)^2 + 4\varepsilon^{*2}]^{-\frac{1}{2}} \sin(\varphi - \gamma), \operatorname{tg} \gamma = \frac{2\varepsilon^*}{\Omega^2 - 1 - 4\alpha}. \quad (12)$$

Пусть  $\nu_{кр}(\alpha, k, \varepsilon)$  — значение скорости, при которой знаменатель дроби частного решения  $T(\varphi)$  достигает минимального значения. Если пренебречь параметрами  $k$  и  $\varepsilon$ , то получим

$$\nu_{кр}(\alpha, 0, 0) = \lambda_n \left( \frac{EI}{m_0} \right)^{\frac{1}{2}} \frac{1}{(1 + 4\alpha)^{\frac{1}{2}}}, \quad (13)$$

откуда видно, что критическая скорость существенным образом зависит от параметра массивности нагрузки [2].

По аналогии с формулой (13), находим критическую скорость в зависимости от параметров  $\alpha$  и коэффициента упругости основания  $k$ . Она имеет вид [2]:

$$\nu_{кр}(\alpha, k, 0) = [m_0(1 + 4\alpha)]^{-\frac{1}{2}} (\lambda_n^2 EI + \lambda_n^{-2} k)^{\frac{1}{2}}. \quad (14)$$

Скорость  $\nu_{кр}(\alpha, k, 0)$  в зависимости от  $\lambda_n^2$  достигает минимального значения при  $\lambda_n^2 = (EI/k)^{\frac{1}{2}}$ . Отсюда

$$\nu_{кр\min}(\alpha, k, 0) = \sqrt{2} \nu_{кр}(\alpha, 0, 0), \quad (15)$$

т.е. при одних и тех же значениях параметров учет упругости постели увеличивает критическую скорость, даже наименьшее ее значение в  $\sqrt{2}$  раза больше критической скорости, вычисленной по формуле (13). Таким же образом найдена критическая скорость  $\nu_{кр}(\alpha, k, \varepsilon)$ , которая имеет вид [2]:

$$\nu_{кр}(\alpha, k, \varepsilon) = \nu_{кр}(\alpha, k, 0) \left[ 1 - \frac{2\varepsilon_0^2}{\lambda_n^2 (1 + 4\alpha)^2 \nu_{кр}^2(\alpha, k, 0)} \right]^{\frac{1}{2}}. \quad (16)$$

Отсюда видно, что демпфирование ведет к возрастанию критической скорости.

Таким образом, в работах [1-13] описаны методы моделирования и приведены отдельные решения задачи о действии подвижной загрузки на стержень, в частности, для шарнирно опертой балки. Они могут служить опорными при построении моделей, адаптированных к решению задач для реальных конструкций. Перейдем к этому этапу исследований. Представим изгибную жесткость и коэффициент жесткости  $k$  в виде

$$EI = \operatorname{const} : \int_0^l |\rho_I(x) - \rho_{II}(x)| dx \rightarrow \min, \quad (17)$$

$$k = \operatorname{const} : \int_0^l |\rho_I(x) - \rho_{III}(x)| dx \rightarrow \min. \quad (18)$$

Здесь  $\rho_I$  - решение задачи изгиба для стержня с параметрами  $EI, k$ ;  $\rho_{II}$  - численное решение для изгиба балки, полученное при помощи метода конечных

элементов (МКЭ);  $\rho_{III}$  - численное решение для конечно-элементной модели реальной конструкции.

Таким образом, параметры  $EI$ ,  $k$  определяются из условия минимума несоответствия результатов аналитического и численного моделирования. В результате получаем упрощенную стержневую модель, которая качественно и количественно в смысле критериев (17), (18) в наилучшей мере описывает реальную конструкцию. Это дает возможность применить в первом приближении эту модель для решения задачи моделирования изгиба при действии подвижной нагрузки в прямой постановке. Тогда с применением уравнений Инглса-Болотина (11) можно провести прямое численное интегрирование уравнений (8), определив характер поведения решения как функции времени и пространственной координаты при различных значениях скорости движения  $v$ . С другой стороны, имеем оценочное значение  $v_{кр}$  как опорное для определения рекомендаций по выбору параметров конструкции проектируемого мостового перегружателя.

**Заключение.** Предлагаемая методика позволяет учесть проблему критических скоростей на этапе проектирования либо модернизации машиностроительной конструкции. Заметим, что критические скорости не могут быть найдены непосредственно в инженерном программном комплексе, использующем МКЭ, и необходимо дополнительно использовать математические пакеты, оперируя с жесткостными параметрами модели конструкции.

**Список литературы:** 1. Болотин В.В. О воздействии подвижной нагрузки на мосты. — Труды МНИТ, вып. 74, Строительная механика и мосты, 1950. 2. Якушев Н. З. Динамика деформируемых систем под воздействием движущихся нагрузок, ч. 1. Балки, стержни в арки под действием подвижных нагрузок. — Сб.: Исследования по теории пластин и оболочек, № 8. Казань, Изд-во Казан. ун-та, 1972. 3. Болотин В. В. О критических скоростях подвижной нагрузки. Диссертация, МИИТ, 1950. 4. Болотин В.В. „О динамическом расчете железнодорожных мостов с учетом массы подвижной нагрузки“. Труды МИИТ, вып. 76, 1952. 5. Болотин В. В., Пановко Я.Г. Рецензия на книгу В. М. Мучникова „Некоторые методы расчета упругих систем на колебания при подвижной нагрузке“ (Госстройиздат, 1953). Известия АН СССР, ОТН, № 5, 1954. 6. Болотин В.В. „Задача о колебаниях мостов под действием подвижной нагрузки“ // Изв. АН СССР, ОТН. Мехка и машиностроение. — № 4. — 1961. 7. Болотин В.В., Гольденблат И.П., Смирнов А.Ф. Современные проблемы строительной механики. — М., 1964. 8. Бондарь Н.Г. Динамический расчет балок на движущуюся нагрузку // Сб. „Исследования по теории сооружений“. — Вып. 6. — 1954. 9. Бондарь Н.Г., Тимошенко В.В. Оценка влияния увеличения скорости движения поездов на динамику арочных мостов // Тр. Днепропетровского ин-та, инж. ж.-д. транспорта. — Вып. 31. — 1961. 10. Бондарь Н.Г. Решение задач нелинейных колебаний методом переменного масштаба времени // Тр. Днепропетровск. ин-та инж. ж.-д. транс. — Вып. 38. — 1962. 11. Бондарь Н.Г., Денищенко Ю.Н. Применение метода переменного масштаба времени к решению задач о динамическом воздействии подвижной нагрузки на сооружения // Исследования по теории сооружений. — Вып. 14. — 1965. — С.73-91. 12. Бондарь Н.Г. Некоторые автономные задачи нелинейной механики. — Киев, 1969. 13. Булгаков А.И. Пространственная устойчивость нелинейно упругих балочных пролетных строений при действии подвижной периодической нагрузки // Научн. тр. Омского ин-та инж. ж.-д. транспорта. — 1969, Том 98.

Поступила в редколлегию 10.10.09

**В.М. ШЕРЕМЕТ**, асп. каф. ТММиСАПР.

**М.А. ТКАЧУК**, докт. техн. наук, проф., зав. каф. ТММиСАПР.

**Т.О. ВАСИЛЬЄВА**, асп. каф. ТММиСАПР, НТУ «ХПИ»

## ДОСЛІДЖЕННЯ НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ ДЕТАЛЕЙ МАШИН З ДИСКРЕТНИМ ЗМІЦНЕННЯМ

Наведено результати дослідження машин, оброблених за допомогою технології дискретного зміцнення. Описані ефекти зміни деформованого та напруженого стану у приповерхневому шарі при дії навантаження. Визначені рекомендовані інтервали площі дискретного зміцнення.

Results of researches of machines manufactured by technology of discrete strengthening are presented. The effects of change of deformed and stressed state in near-surface layer on the action of loading are described. The recommended intervals of area of discrete strengthening are determined.

**Вступ.** Як відзначалося у роботах [1, 2], для обробки поверхні високонавантажених деталей машин успішно застосовується метод дискретного зміцнення. Він полягає у нанесенні дискретної множини зон з високолегованого матеріалу у приповерхневому шарі деталей. У роботах [1, 2] запропоновано методи і моделі для числового моделювання напружено-деформованого стану (НДС) таких деталей.

Метою даної роботи є визначення НДС конкретних деталей, оброблених за допомогою запропонованої технології.

**Методи і моделі досліджень.** Для проведення досліджень залучаються, як зазначалося раніше, розробки, описані у статтях [1, 2]. На першому етапі дослідження визначається характер НДС в області окремої дискретної зони зміцнення. На рис. 1 проілюстрована розрахункова схема для визначення осесиметричної картини НДС в області дискретнозміцненої зони (ДЗЗ), на рис. 2 — скінченно-елементна модель (СЕМ) з 1,5 млн. вузлів та 403 тис. елементів, що побудована для проведення досліджень.

Якісні картини компонент НДС при співвідношенні модулів пружності  $\alpha_1 = E_1/E_4 = 1,2$ ;  $\alpha_2 = E_2/E_4 = 1,1$ ;  $\alpha_3 = E_3/E_4 = 1,0$ ;  $\beta_1 = v_1/v_4 = 1,0$ ;  $\beta_2 = v_2/v_4 = 1,0$ ;  $\beta_3 = v_3/v_4 = 1,0$  наведені на рис. 3. Видно, що профіль деформованої поверхні сприятливий для роботи у процесі контактної взаємодії, оскільки при цьому контактний тиск перерозподіляється, збільшуючись в області легованого матеріалу та зменшуючись при віддаленні від нього. Враховуючи, що мікропрофіль поверхні в області ДЗЗ набагато якісніший, ніж в іншому спряженні (тобто основного матеріалу 4 на рис. 4), отримуємо ефект не тільки зміцнення, але й покращення умов тертя. Даний ефект, тут названий  $\Delta$ -ефект, є відносно стабіль-

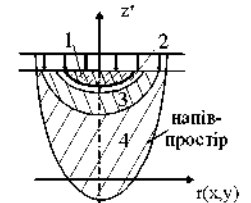


Рис. 1. Розрахункова схема для визначення НДС в області окремої дискретнозміцненої зони

**Висновки.** Описані у роботі нові теоретичні розробки, створені математичні моделі, унікальні програмно-модельні та програмно-апаратні комплекси, а також власне результати числових досліджень (на прикладі колінчастого валу ДВЗ) дозволяють зробити наступні висновки.

1. Запропоновані у роботі нові теоретичні основи узагальненого параметричного методу моделювання фізико-механічних процесів у складних та надскладних механічних системах створюють потенційні можливості для глибокого аналізу та синтезу нових технологій зміцнення високонавантажених елементів машин різного призначення.

2. Розроблені комплексні математичні та скінченно-елементні моделі характеризуються адаптованістю до аналізу та синтезу принципово нових способів зміцнення елементів високонавантажених машин, що якісно відрізняє їх від побудованих традиційними способами.

3. Крім наукового забезпечення, у роботі проведена їх програмно-модельно-апаратна реалізація, що дало змогу провести комплекс багатоваріантних досліджень зміцнених високонавантажених елементів машин із застосуванням моделей із кількістю ступенів вільності кілька мільйонів.

4. Розроблене теоретико-множинне математичне та програмне забезпечення у процесі досліджень дозволило виявити 2 ефекти, названі « $\Delta$ -ефект» та « $\sigma$ -ефект». Перший з них полягає у позитивному характері зміни деформованого профілю у контакті зміцнюваного елемента машини зі спряженими елементами. Другий ефект полягає у створенні сприятливого залишкового напруженого стану після зміцнення досліджуваного об'єкту із застосуванням нової дискретно-континуальної технології, який після накладення на розподіл робочих напружень створює такий результуючий напружений стан, що значно дальший від небезпечного рівня, ніж для незміцнених деталей машин.

5. Комплексне дослідження НДС високонавантажених елементів машин, зміцнених за допомогою нової запропонованої технології, дало змогу отримати якісні та кількісні залежності деяких параметрів та визначити рекомендовані інтервали для їх вибору.

Таким чином, наукові дослідження та числове моделювання продемонстрували новизну та ефективність підходів та моделей, а також позитивність результатів. В кінцевому результаті при масштабних дослідженнях можуть бути обґрунтовані параметри технології дискретно-континуального зміцнення.

При підготовці матеріалів статті числові дослідження виконувалися із залученням програмного комплексу ANSYS, ліценцію на який НТУ «ХПІ» отримав у 2010 р. за сприяння фірми EMT U (м. Київ).

**Список літератури.** 1. *Наукові основи зміцнення поверхонь високонавантажених елементів двигунів* / В.Г. Гончаров, М.А. Ткачук, С.С. Дзяченко [та ін.] // Вісник НТУ «ХПІ». Тем. вип.: Машинознавство та САПР. – 2009. – №28. – С. 20-30. 2. *Розробка наукових основ створення сприятливих поверхневих дискретно-континуальних полів напружень у високонавантажених елементах машин* / М.А. Ткачук, В.М. Шеремет, Г.В. Ткачук [та ін.] // Механіка та машинобудування. – 2009. – №1. – С. 148-157.

*Поступила в редакцію 10.10.09*

**А.В. УСТИНЕНКО**, канд. техн. наук, доцент каф. ТММиСАПР  
НТУ „ХПІ”, г. Харьков

## **РАСЧЕТ ДВУХПАРАМЕТРИЧЕСКИХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ НА КОНТАКТНУЮ ВЫНОСЛИВОСТЬ**

Запропоновано методику розрахунку на контактну витривалість двопараметричних зубчатих передач. Вона базується на розрахунках контактних напружень для окремих відносних положень коліс із наступним визначенням еквівалентного напруження. Такий підхід дозволяє коректно врахувати зміну контактних напружень у процесі роботи.

The method of calculation on contact endurance of two-parametric gears is offered. It bases on calculation of contact stress for various relative attitudes of gears with consequent determination of equivalent stress. Such approach allows correctly taking into account a change of contact stress during work.

**Введение.** Двухпараметрические зубчатые передачи обладают возможностью движения колес с двумя независимыми кинематическими параметрами. Первый из этих параметров (обозначаемый обычно  $\phi$ ) обеспечивает передачу вращения между колесами, а второй (обозначаемый  $\psi$ ) – непрерывное или дискретное изменение относительного положения осей колес в пространстве (например, регулирование межосевого расстояния, угла скрещивания осей и т.д.). Независимость параметров состоит в том, что регулирование одного из них не влечет за собой изменение другого. Такие передачи применяются при создании зубчатых вариаторов, вместо карданных шарниров в трансмиссиях транспортных средств, а также в технологической оснастке [1, 2].

**Постановка задачи.** В процессе проектировании двухпараметрических передач неизбежно возникает задача расчета на контактную выносливость рабочих поверхностей зубьев. При этом следует учитывать два фактора.

1. Из теории пространственных зубчатых зацеплений известно [3], что при двух параметрах огибания контакт поверхностей всегда точечный. Следовательно, стандартная методика расчета зубчатых передач на контактную выносливость неприменима, так как базируется на решении задачи Герца для контакта двух цилиндров (линейный контакт тел).

2. В процессе регулирования параметра движения  $\psi$  в двухпараметрической передаче происходит перемещение полюса зацепления и, соответственно, эллипса площадки упругого контакта вдоль продольной линии зубьев. Это приводит к изменению величин главных кривизн в точке контакта, и, следовательно, к переменности контактных напряжений. Естественно, для различных участков поверхностей зубьев будут отличаться и количества циклов перемены напряжений.

Рассмотрим последовательно решение этих двух задач.

**Определение контактных напряжений при первоначальном точечном касании активных поверхностей зубьев.** Воспользуемся основными

положениями контактной задачи теории упругости для случая первоначального касания упругих тел в точке [4]. Согласно этой теории наибольшая интенсивность контактных напряжений  $\sigma_H$  между криволинейными поверхностями тел, сжимаемых нормальной силой  $F_n$ , в случае начального точечного контакта определяется по формуле

$$\sigma_H = \frac{n_p}{\pi} \sqrt[3]{\frac{3}{2} \left( \frac{\sum k_{ij}}{\eta} \right)^2} F_n. \quad (1)$$

В зависимости (1)  $n_p = 1/(n_a \cdot n_b)$ , где  $n_a$ ,  $n_b$  – коэффициенты соответственно большой с длиной  $2a$  и малой с длиной  $2b$  осей эллипса площадки контакта;  $\sum k_{ij}$  – сумма главных кривизн боковых поверхностей зубьев в точке контакта, 1/мм:  $\sum k_{ij} = k_{11} + k_{12} + k_{21} + k_{22}$ , где  $k_{11}$ ,  $k_{12}$  – главные кривизны поверхности зуба шестерни в точке контакта вдоль продольного и профильного направлений;  $k_{21}$ ,  $k_{22}$  – главные кривизны поверхности зуба колеса в той же точке, вдоль тех же направлений;  $\eta$  – коэффициент, учитывающий механические свойства материалов контактирующих тел.  $\eta = (1 - \mu_1^2)/E_1 + (1 - \mu_2^2)/E_2$ , где  $E_1$ ,  $E_2$  и  $\mu_1$ ,  $\mu_2$  – модули продольной упругости и коэффициенты Пуассона материалов шестерни и колеса.

С целью учета остальных составляющих напряженного состояния, а также применения при расчете допускаемых напряжений  $\sigma_{HP}$  по ГОСТ 21354-87 (для линейного контакта) [5], целесообразно воспользоваться теорией потенциальной энергии формоизменения (энергетическая). В соответствии с ней действие главных напряжений  $\sigma_1$ ,  $\sigma_2$ ,  $\sigma_3$  заменяется действием некоторого условного напряжения [6, 7]

$$\sigma_H^{IV} = K_{np} \sigma_1, \quad (2)$$

где  $K_{np}$  – коэффициент приведения по IV теории прочности;  $\sigma_1 = \sigma_H$  – наибольшие главные напряжения, определяемые по зависимости (1).

В общем случае контактного взаимодействия упругих тел максимальные напряжения будут в центре эллипса площадки контакта при отношении его осей  $\beta = b/a < 0,4$  (что характерно для зубчатых передач). Тогда

$$K_{np} = (1 - 2\mu) \frac{\sqrt{1 - \beta + \beta^2}}{1 + \beta}. \quad (3)$$

В случае линейного контакта  $K_{np} = 0,4$ . Тогда допускаемые условные контактные напряжения:

$$\sigma_{HP}^{IV} = 0,4 \sigma_{HP}. \quad (4)$$

Преобразуем зависимости (1) и (2) путем ввода расчетных коэффициентов по аналогии с ГОСТ 21354-87. Обозначим  $Z_H = n_p \sqrt[3]{1,5(\sum k_p)^2}$  – коэффициент, учитывающий форму контактирующих тел в полюсе зацепления;  $Z_E = \sqrt[3]{1/\eta^2} / \pi$  – коэффициент, учитывающий физико-механические свойства материалов контактирующих зубчатых колес;  $Z_T = K_{np}$  – коэффициент, учитывающий применение энергетической теории прочности. Тогда зависимость для определения условных контактных напряжений принимает вид

$$\sigma_H^{IV} = Z_H Z_E Z_T \sqrt[3]{F_n} \leq 0,4 \sigma_{HP}. \quad (5)$$

**Оценка контактной выносливости двухпараметрического зацепления по методу эквивалентных напряжений.** С целью учета перемещения площадки контакта вдоль продольной линии зубьев представляется целесообразным применить расчет на контактную прочность для различных относительных положений колес с последующим переходом к эквивалентным усталостным напряжениям. Такой подход позволяет достаточно просто учесть переменность напряжений в процессе работы и легко реализуется на ЭВМ. При этом возможны два варианта работы передачи и, соответственно, две методики уточненных расчетов.

1. Регулирование второго параметра движения  $\psi$  осуществляется ступенчато (например, при использовании передачи в технологической оснастке). При этом известно время работы передачи и нормальная нагрузка в зацеплении  $F_n$  для каждого  $i$ -го фиксированного положения осей колес.

2. Регулирование параметра  $\psi$  осуществляется непрерывно по случайному закону (например, сферическая передача, используемая в трансмиссии транспортного средства вместо карданного шарнира).

При первом варианте работы передачи, определив для каждого положения осей значения главных кривизн  $k_{ij}$  в точке контакта и угла между первыми главными направлениями, можно рассчитать приведенные контактные напряжения  $\sigma_{Hi}^{IV}$  по зависимости (5). Для оценки контактной выносливости передачи используем методику, базирующуюся на теории линейного суммирования повреждений, а также уравнении левой наклонной ветви кривой усталости [8].

Согласно этой теории, действие всего комплекса повреждающих напряжений  $\sigma_{Hi}$  за расчетный период равносильно повреждающему действию некоторого эквивалентного напряжения  $\sigma_{HE}$  в течение  $N_{Hlim}$  числа циклов до перегиба кривой контактной усталости. Тогда зависимость для определения  $\sigma_{HE}$  может быть записана в следующем виде:

$$\sigma_{HE} = m_H \sqrt{\sum_{\sigma_{Hi} > \sigma_{HG}} \sigma_{Hi}^{m_H} \frac{N_{ci}}{N_{Hlim}}}, \quad (6)$$

где  $N_{ci}$  – общее число циклов действия напряжения  $\sigma_{Hi}$ ;  $m_H = 6$  – показа-

тель степени кривой контактной усталости.  $\sigma_{HG} = \alpha_{HG} \sigma_{H \lim}$  – минимальная величина повреждающих напряжений ( $\sigma_{H \lim}$  – предел контактной выносливости; коэффициент  $\alpha_{HG}$  при расчете на контактную выносливость обычно принимают равным 0,75 [5]).

Перейдем от Герцевских напряжений в (6) к приведенным контактным напряжениям по IV теории прочности и рассмотрим два случая:

а) если суммарное число циклов перемены напряжений  $N_{H\Sigma}$  меньше  $N_{H \lim}$ , то расчет ведут по эквивалентным напряжениям, отнесенным к  $N_{H\Sigma}$ :

б) если  $N_{H\Sigma} > N_{H \lim}$ , то расчет ведут по эквивалентным напряжениям, отнесенным к числу циклов  $N_{H \lim}$ .

В случае а) эквивалентные контактные напряжения  $\sigma_{HE}^{IV}$  определяются по зависимости

$$\sigma_{HE}^{IV} = m_H \sqrt{\sum_{\sigma_{H_i} > 0,4\sigma_{HG}} \sigma_{H_i}^{IV m_H} \frac{N_{ci}}{N_{H\Sigma}}}, \quad (7)$$

а условие контактной прочности записывается в следующем виде:

$$\sigma_{HE}^{IV} \leq 0,4\sigma_{HPO} m_H \sqrt{\frac{N_{H \lim}}{N_{H\Sigma}}}, \quad (8)$$

где  $\sigma_{HPO}$  – допускаемые контактные напряжения, соответствующие перегибу кривой усталости.

В случае б) используется зависимость

$$\sigma_{HE}^{IV} = m_H \sqrt{\sum_{\sigma_{H_i} > 0,4\sigma_{HG}} \sigma_{H_i}^{IV m_H} \frac{N_{ci}}{N_{H \lim}}} \leq \sigma_{H \max}^{IV}, \quad (9)$$

где  $\sigma_{H \max}^{IV}$  – максимальное из принимаемых в расчет напряжений  $\sigma_{H_i}^{IV}$ .

Условие прочности в этом случае

$$\sigma_{HE}^{IV} \leq 0,4\sigma_{HPO}. \quad (10)$$

При втором варианте работы передачи необходимо аппроксимировать режимы работы некоторой непрерывной функцией распределения с плотностью вероятности  $f(\sigma_H^{IV})$ . Тогда, переходя от суммирования к интегрированию, можно по аналогии с (7) записать следующее выражение для определения эквивалентных контактных напряжений:

$$\sigma_{HE}^{IV} = m_H \sqrt{J \frac{N_{H\Sigma}}{N_{H \lim}}}, \quad (11)$$

где  $J = \int_{0,4\sigma_{HG}}^{\sigma_{H \max}^{IV}} \sigma_H^{IV m_H} f(\sigma_H^{IV}) d\sigma_H$  – интеграл функции распределения.

Для практических расчетов по зависимости (11) необходимо: накопить статистические данные по условиям работы двухпараметрических передач; получить для исследуемой передачи зависимость между изменением параметра  $\psi$  и изменением суммы главных кривизн  $\Sigma k_{ij}$  (или коэффициентов  $Z_H$  и  $Z_T$ ), что позволит выразить напряжения как функцию от  $\psi$  и  $F_n$ .

При наличии этих данных можно, аппроксимировав функцию  $f(\sigma_H^{IV})$  какими-либо теоретическими законами распределения, перейти к расчету по типовым режимам нагружения. В этом случае учет нестационарности нагружения осуществляется через коэффициенты интенсивности  $\mu_m$  [5]; тогда зависимость для определения  $\sigma_{HE}^{IV}$  приобретает вид

$$\sigma_{HE}^{IV} = m_H \sqrt{\mu_m \sigma_{H1}^{IV m_H} \frac{N_{H\Sigma}}{N_{H \lim}}}, \quad (12)$$

где  $\sigma_{H1}^{IV}$  – приведенные напряжения при максимальной длительно действующей нормальной нагрузке в зацеплении и наиболее неблагоприятном сочетании главных кривизн.

#### Выводы.

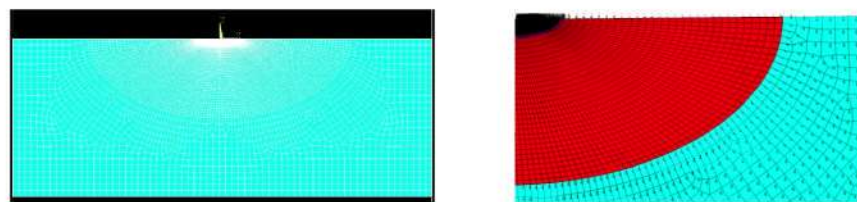
1. Предложенная методика расчета на контактную выносливость позволяет корректно учесть специфические условия работы двухпараметрических передач и облегчить их проектирование при использовании ЭВМ.

2. В дальнейшем представляется перспективным перейти к расчету контактной долговечности путем математического моделирования процесса усталостного контактного разрушения [9]. В этом случае целесообразно не определять контактные напряжения по Герцу, а анализировать контактное взаимодействие рабочих поверхностей зубьев методом конечных элементов при помощи широко распространенных САЕ программ (например, ANSYS или NASTRAN).

**Список литературы:** 1. Устиненко О.В. Розробка двопараметричних зубчастих передач і дослідження їх геометрії та контактної міцності (ДСП): Автореф. дис... канд. техн. наук: 05.02.02. – Харьков, 2000. – 19с. 2. Волощевич Д.О., Казанжичева Т.В., Устиненко А.В. Разработка приводов машин на базе двухпараметрических зубчатых передач // Вестник НТУ "ХПИ": Тем. вып. "Технологии в машиностроении". – Харьков, 2002. – №10. – Т.3. – С.63–72. 3. Крылов Н.Н. Теория зацепления огибающих двухпараметрического семейства поверхностей // Изв-я вузов. Сер. Машиностроение. – 1963. – №12. – С.16–20. 4. Биргер И.А., Пановко Я.Г. Прочность, устойчивость, колебания: Справочник. – М.: Машиностроение, 1968. – 520с. 5. ГОСТ 21354-87. Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внешнего зацепления. Расчет на прочность. – Введен 01.01.1989. – М.: Изд-во стандартов, 1989. – 76с. 6. Ковальский Б.С. Расчет деталей на местное сжатие. – Харьков: Изд-во ХВВКИУ, 1967. – 156с. 7. Загребельный В.Н., Устиненко А.В. Определение контактных напряжений в двухпараметрических зацеплениях // Механіка та машинобудування. – 1998. – №1. – С.19–21. 8. Козаев В.П. Расчеты на прочность при напряжениях, переменных во времени. – М.: Машиностроение, 1977. – 232с. 9. Кириченко А.Ф., Устиненко А.В. Об определении допускаемых напряжений при расчете зубчатых передач путем математического моделирования усталостных процессов // Вестник НТУ "ХПИ": Тем. вып. "Проблемы механического привода". – Харьков, 2004. – №30. – С.39–44.

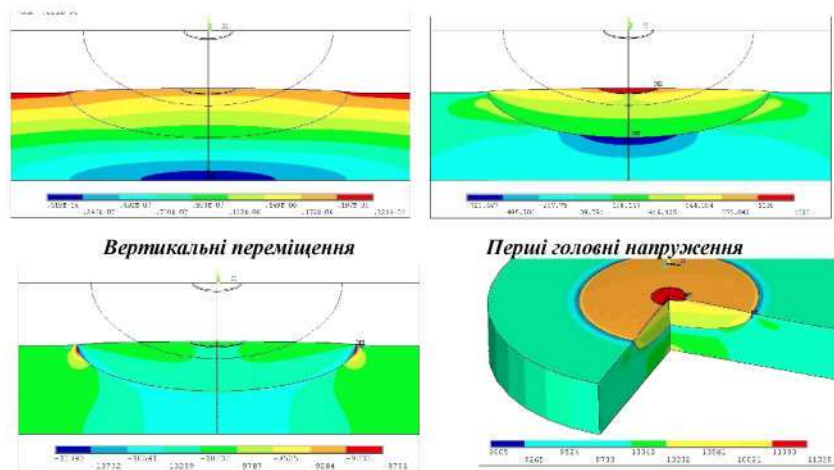
Поступила в редколлегию 15.02.10

ним при зміні контактної тиску, тобто чим більший тиск, тим більше деформується тіло деталі, тим більший ефект перерозподілу зусиль контактної взаємодії на користь переважного спряження з ДЗЗ.



вся модель  
фрагмент в області ДЗЗ

Рис. 2. Скінченно-елементна модель



Вертикальні переміщення  
Перші головні напруження  
Треті головні напруження  
Інтенсивність напружень за Мізесом

Рис. 3. Компоненти напружено-деформованого стану в області ДЗЗ

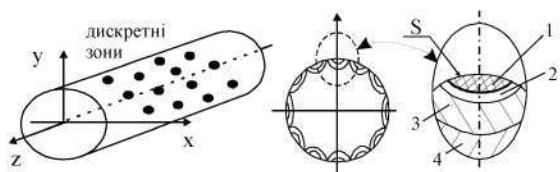


Рис. 4. Схема нанесення та характерні зони при дискретно-континуальному зміцненні (S – поверхня зміцнення):  
1 – дискретна зона зміцнення – зона «білого металу»; 2, 3 – перехідні зони;  
4 – основний матеріал

Для аналізу впливу різних факторів на НДС реальних конструкцій, що піддані дискретно-континуальному зміцненню, побудовано просторову скінченно-елементну модель фрагменту приповерхневої частини опорної частини валу, що підданий дискретно-континуальному зміцненню. Оскільки для

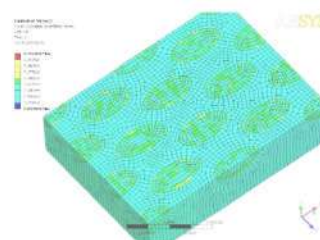


Рис. 5. Скінченно-елементна модель підповерхневого шару опорної частини валу та еквівалентні напруження за Мізесом

повного моделювання опорної частини валу потрібна надто велика (сотні мільйонів ступенів вільності) СЕМ, то було визначено репрезентативну множину ДЗЗ, що входить до складу відповідного секторного вирізу (рис. 5).

На рис. 6 – типова картина розподілу вертикальних переміщень вздовж відрізка прямої, що проходить через центри дискретно зміцненої зони. Видно, що спостерігається та ж картина переміщень, що й у випадку одиничних ДЗЗ, але з періодом повторення, який дорівнює кроку розміщення дискретних зон зміцнення.

Рис. 6. Картина деформованого стану у приповерхневому шарі деталі

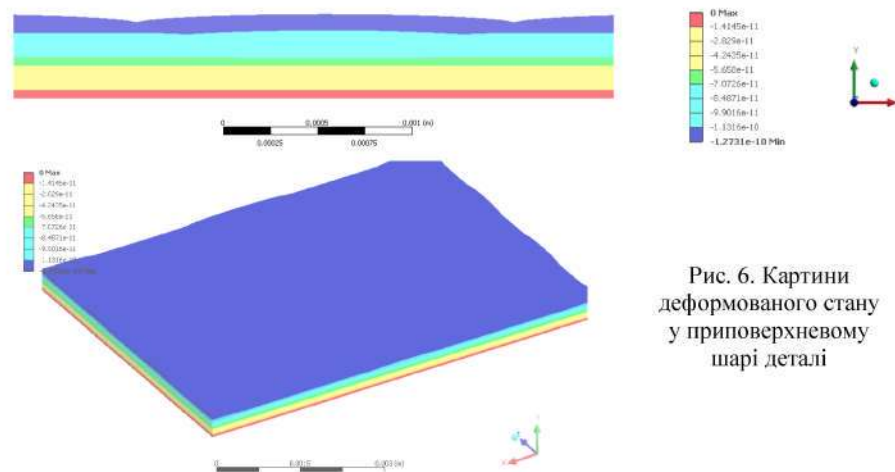


Рис. 6. Картина деформованого стану у приповерхневому шарі деталі

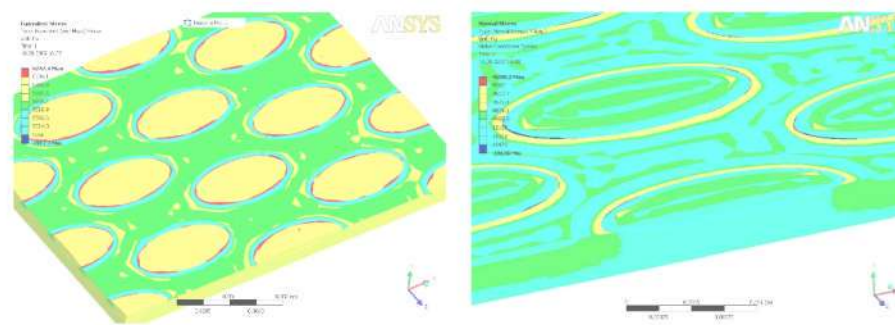


Рис. 7. Картина напруженого стану у приповерхневому шарі деталі

Кількість варійованих параметрів  $P$  технологічного процесу у даному випадку довільна, сама множина  $P$  може бути поповнювана. Це є надзвичайно важливою перевагою запропонованого теоретичного підходу до розв'язання задачі. Крім того, математична модель дозволяє досліджувати всі аспекти НДС, а скінченно-елементна модель відтворює усі переваги запропонованого підходу. Кількість скінченних елементів навіть для окремого секторного вирізу валу досягає кількох мільйонів одиниць ступенів вільності.

Тому для дослідження НДС об'єкту, що представлений на рис. 5, потрібні великі обчислювальні ресурси, які забезпечує створений і описаний раніше програмно-апаратний комплекс [1, 2]. Саме ці обставини дали можливість провести комплекс досліджень, деякі результати яких представлені на рис. 6-8.

Ще більші ресурсні вимоги – при повномасштабному моделюванні макрочастини деталі або деталі повністю. При цьому на перший план виступає проблема різномасштабності зон, що досліджуються: від кількох мікронів до метрів. Для узгодження сіток скінченних елементів автори розробили та застосували спеціальні алгоритми.

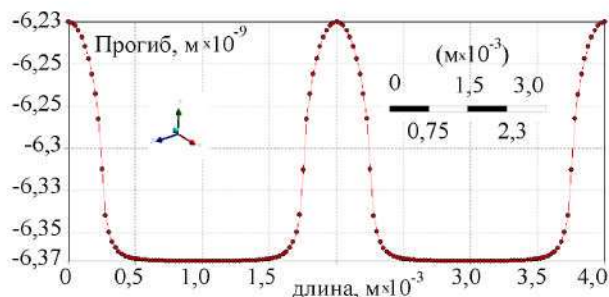


Рис. 8. Картина переміщень поверхні деталі

Як видно із порівняльного аналізу одержаних розподілів компонентів НДС (рис. 6-9), збільшення відносної жорсткості матеріалу зміцнення сприяє підсилению позитивного впливу виявленого  $\Delta$ -ефекту зміцнення та збільшення стійкості поверхні  $S$  до зношування. Що стосується впливу параметру  $f$ , то спостерігається рекомендована зона ( $f_w \in [0,6; 0,8]$ ), при попаданні коефіцієнту дискретності в котрий  $\Delta$ -ефект найбільш дієвий.

Як показав аналіз напруженого стану опорної частини валу, крім виявленого  $\Delta$ -ефекту, значення має ще так званий « $\sigma$ -ефект». Він полягає в тому, що при сумісному деформуванні розплавленого матеріалу ДЗЗ створюється залишковий напружений стан, який при суперпозиції з напруженим станом від дії тиску  $P$  дає ефект зменшення рівня результуючих напружень (рис. 7). Аналіз показує, що найбільший « $\sigma$ -ефект» досягається в діапазоні  $f \in [0,5 \div 0,8]$ . Таким чином, співставлення « $\Delta$ -ефекту» та « $\sigma$ -ефекту», а також залучення інших міркувань, дає змогу визначити рекомендований інтервал параметру дискретності покриття:  $f^* \in [0,65 \div 0,75]$ .

Підсумовуючи, можна стверджувати, що в результаті комплексу досліджень обґрунтовані раціональні параметри запропонованого технологічного процесу дискретно-континуального зміцнення високонавантажених елементів машин, механізмів і окремих деталей.

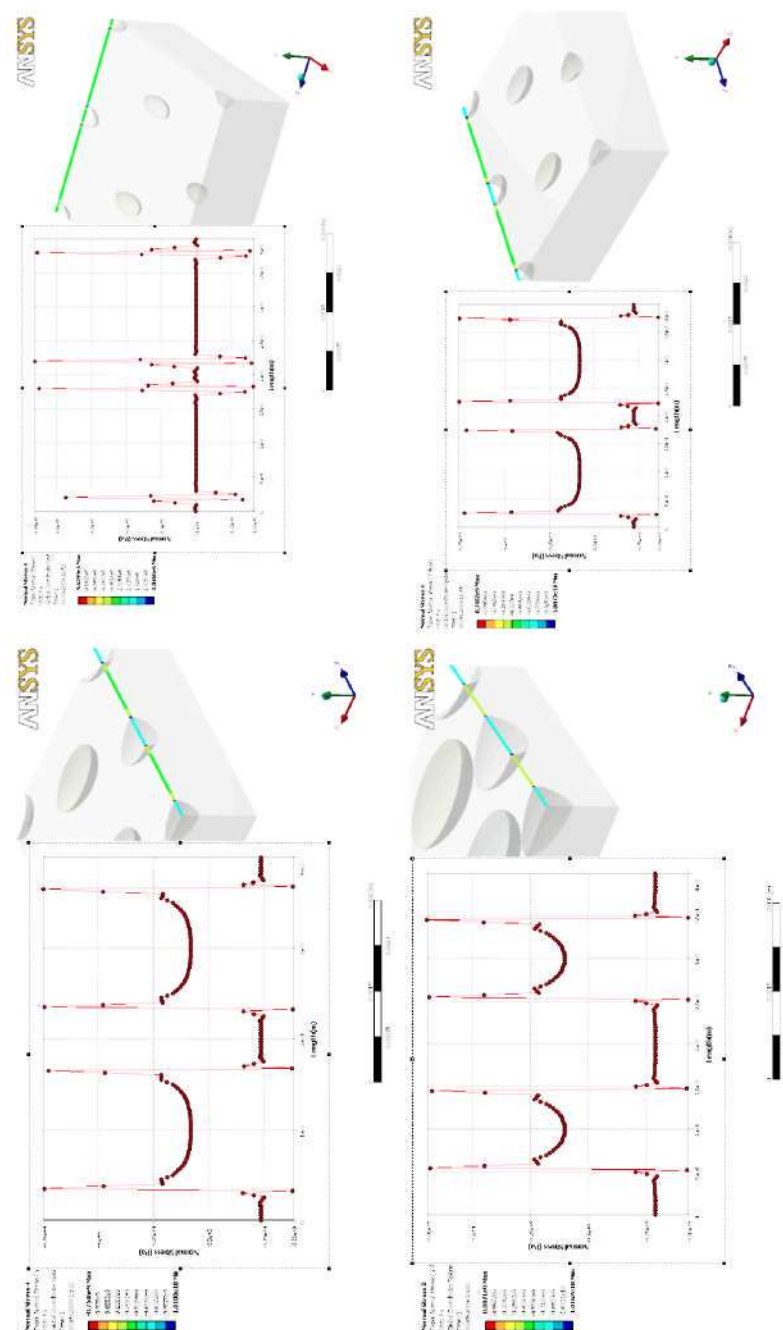


Рис. 9. Картини розподілу контактного тиску у поверхневому шарі деталі



## СОДЕРЖАНИЕ

<i>М.А. ТКАЧУК</i> До 125-річчя НТУ „ХПІ”. Університет, кафедра. студент: хартія наукового прагматизму.....	3
<i>В.И. АЛЕХИН, А.В. БЕЛОГУБ, О.В. АКИМОВ</i> Моделирование теплового и напряженно-деформированного состояния поршня с учетом дислоцированных дефектов усадочного характера.....	12
<i>Є.М. БАРЧАН, І.В. АРТЬОМОВ, А.В. ГРАБОВСЬКИЙ</i> Удосконалення методів розрахунку та конструкції вибвної транспортуючої машини для формувальних ліній крупного литва.....	18
<i>О.В. БОНДАРЕНКО, О.В. УСТИНЕНКО</i> Оптимізація тривальних коробок передач за масогабаритними характеристиками: критерії та цільові функції.....	34
<i>В.С. ГАПОНОВ, А.В. ГАЙДАМАКА, Е.Ю. ГЛАДЫШЕВА</i> Аналитический обзор литературы по вопросам конструктивного обеспечения динамической устойчивости высокоскоростных роторных систем.....	39
<i>Г.П. ГЛИНИН</i> Экспериментальные исследования элементов автоопливозаправщика АТЗ-22.....	44
<i>А.В. ГРАБОВСКИЙ, Н.А. ТКАЧУК, Ю.В. КОСТЕНКО, Е.А. СУЗДАЛЬЦЕВА</i> Расчетно-экспериментальное определение сил ударного взаимодействия в виброударных системах.....	51
<i>Ю.Б. ГУСЕВ, А.Ю. ТАНЧЕНКО</i> Обґрунтування параметрів високонавантажених машин на основі моделювання напружено-деформованого стану з урахуванням деградації властивостей основних елементів.....	62
<i>Н.А. ДЕМИНА, А.В. ТКАЧУК, Ю.Д. СЕРДЮК</i> Совершенствование методов расчета элементов штамповой оснастки на основе моделирования их контактного взаимодействия.....	79
<i>В.В. ДИОРДИЧУК, В.А. ШКОДА</i> Транспортные системы автоматизированных формовочных линий крупного литья.....	95
<i>Е.В. ЕСЕЛЕВА</i> Вынужденные колебания оболочек вращения, взаимодействующих с жидкостью.....	100
<i>Г.И. ЛЬВОВ, О.О. ОЖОГА-МАСЛОВСКАЯ</i> К расчету процессов автофретирования толстостенных цилиндров с учетом повреждаемости материала.....	105
<i>И.Г. ЛЬВОВ</i> Упругопластическое деформирование однонаправленных композитов.....	113
<i>С.П. МОСТОВОЙ</i> Математическая модель индукционно-динамического преобразователя для генерации акустических колебаний.....	119
<i>Р.В. ПРОТАСОВ, А.В. УСТИНЕНКО</i> Построение рабочих профилей зубьев эволютных передач.....	124
<i>З.С. САФОНОВА, В.Б. ЗЕЛЕНСКИЙ, А.А. ЗАРУБИНА, И.Я. ХРАМЦОВА</i> Математическая модель рабочего процесса трохойдного роторного компрессора.....	129
<i>Н.Н. ТКАЧУК, А.Н. ТКАЧУК</i> К вопросу о контактом взаимодействии плоского штампа с полупространством.....	135
<i>А.Ю. ТАНЧЕНКО</i> Действие подвижной загрузки на мост перегружателя: подходы и модели.....	143
<i>В.М. ШЕРЕМЕТ, М.А. ТКАЧУК, Т.О. ВАСИЛЬЄВА</i> Дослідження напружено-деформованого стану деталей машин з дискретним зміцненням.....	150
<i>А.В. УСТИНЕНКО</i> Расчет двухпараметрических зубчатых передач на контактную выносливость.....	156

НАУКОВЕ ВИДАННЯ

ВІСНИК  
НАЦІОНАЛЬНОГО ТЕХНІЧНОГО УНІВЕРСИТЕТУ  
„ХАРКІВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ”

Тематичний випуск  
“МАШИНОЗНАВСТВО та САПР”

Збірник наукових праць  
№ 19

Науковий редактор  
Ткачук М.А.

Технічний редактор  
Ткачук Г.В.

Відповідальний за випуск  
Обухова І.Б.

Обл. вид. № 101-10

Підп. до друку 07.06.2010 р. Формат 60x90/16. Папір офісний.  
Віддруковано на ризографі. Гарнітура Таймс. Ум. друк. арк. 9,3.  
Обл.-вид. арк.9.9. Тираж 300 прим. Зам. № 145.

Надруковано СПД ФО Ізрайлев Є.М.  
Свідоцтво № 04058841Ф0050331 від 21.03.2001 р.  
61024, Харків, вул. Гуданова, 4/10.