ВІСНИК

ISSN 2079-0775

# НАЦІОНАЛЬНОГО ТЕХНІЧНОГО УНІВЕРСИТЕТУ "ХПІ"

Збірник наукових праць. Тематичний випуск

22'2012

"МАШИНОЗНАВСТВО ТА САПР"

Видання засновано Національним технічним університетом "Харківський політехнічний інститут" у 2001 році

#### КООРДИНАЦІЙНА РАДА:

#### Голова

Л.Л.Товажнянський,д-р техн. наук ,проф. Секретар координаційної ради К.О.Горбунов, канд. техн. наук, доц.

А.П. Марченко, д-р техн. наук, проф.; €.І. Сокол, д-р техн. наук, проф.; €.€. Александров, д-р техн. наук, проф.; А.В. Бойко, д-р техн. наук, проф.; Ф.Ф. Гладкий, д-р техн. наук, проф.: М.Д. Годлевський, д-р техн. наук, проф.; А.І. Грабченко, д-р техн. наук, проф.; В.Г. Данько, д-р техн. наук, проф.; В.Д. Дмитриєнко, д-р техн. наук, проф.; І.Ф. Домнін, д-р техн. наук, проф.; В.В. Єпіфанов, канд. техн. наук проф.; Ю.І. Зайцев, канд. техн. наук, проф.; П.О. Качанов, д-р техн. наук, проф.; В.Б. Клепіков, д-р техн. наук, проф.; С.І. Кондрашов, д-р техн. наук, проф.; В.М. Кошельник, д-р техн. наук, проф.; В.І. Кравченко, д-р техн. наук, проф.; Г.В. Лісачук, д-р техн. наук, проф.; В.С. Лупіков, д-р техн. наук, проф.; О.К. Морачковський, д-р техн. наук, проф.; В.І. Ніколаєнко, канд. іст. наук, проф.; П.Г. Перерва, д-р екон. наук, проф.; В.А. Пуляєв, д-р техн. наук, проф.; М.І. Рищенко, д-р техн. наук, проф.; В.Б. Самородов, д-р техн. наук, проф.; Г.М. Сучков, д-р техн. наук, проф.; Ю.В. Тимофієв, д-р техн. наук, проф.; М.А. Ткачук, д-р техн. наук, проф.

#### Держвидання

Свідоцтво Деркомітета по інформаційній політиці України КВ № 5256 від 2 липня 2001 року

РЕДАКЦІЙНА КОЛЕГІЯ:

Відповідальний редактор:

М.А. Ткачук, д-р техн. наук., проф. Відповідальний секретар: Г.В. Ткачук, канд. техн. наук, ст.н.с.

Є.Є. Александров, д-р техн. наук, проф.;
В.С. Гапонов, д-р техн. наук, проф.;
А.В. Грабовський, канд. техн. наук, доц.;
Г.М. Жолткевич, д-р техн. наук, проф.;
А.О. Зарубіна, канд. техн. наук, проф.;
Г.І. Львов, д-р техн. наук, проф.;
А.Д. Чепурний, д-р техн. наук, проф.

Адреса редколегії: 61002, Харків, вул. Фрунзе, 21. НТУ "ХПІ".

Каф. ТММіСАПР, тел. (057) 7076-902. Вісник Національного технічного університету "Харківський політехнічний інститут". Збірник наукових праць. Тематичний випуск: Машинознавство та САПР. – Харків: НТУ "ХПІ". – 2012. – № 22. – 198 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 № 4 від 17 квітня 2012 р.

© Національний технічний університет "ХПІ"

Харків 2012

#### УДК 621.1: 539.3: 004

*А.В.ГРАБОВСЬКИЙ*, канд. техн. наук, м.н.с. каф. ТММ і САПР НТУ "ХПІ", Харків; *В.О. КРАВЕЦЬ*, канд. техн. наук, проф., проректор НТУ "ХПІ", Харків; *В.І. КОХАНОВСЬКИЙ*, канд. техн. наук, кер. відділу впровадження САD/САМ-систем ІГ "УПЕК", Харків; *М.А. ТКАЧУК*, докт. техн. наук, проф., зав. каф. ТММ і САПР НТУ "ХПІ", Харків; *А.Ю. ВАСИЛЬЄВ*, м.н.с. каф. ТММ і САПР, НТУ "ХПІ", Харків

### САПР ТА НАВЧАЛЬНО-ДОСЛІДНИЦЬКА ДІЯЛЬНІСТЬ. КОНЦЕПЦІЯ ВПРОВАДЖЕННЯ В НТУ "ХПІ"

Викладено основні елементи стратегії впровадження САПР у навчальний процес у Національному технічному університеті "Харківський політехнічний інститут". Описані нові підходи до діяльності у цій сфері. Висвітлені конкретні заходи, що здійснені та будуть здійснені в університеті у цьому напрямку.

Изложены основные элементы стратегии внедрения САПР в учебный процесс в Национальном техническом университете "Харьковский политехнический институт". Описаны новые подходы к деятельности в этой сфере. Освещены конкретные мероприятия, которые были проведены и будут проводиться в университете в этом направлении.

The basic elements of CAD implementation strategies in the educational process in National Technical University "Kharkiv Polytechnical Institute" are presented. New approaches of activity in this area are described. The specific activities are reported which were and will be conducted in this direction in the University.

Вступ. При визначенні основних критеріїв перебудови освіти і 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 та освітянську. Тому інфантилізм, тенденції угриманства, ізоляціонізму треба викреслити, змінивши сам погляд на вітчизняну науку і освіту, їх роль, місце та стратегію розвитку [1-4]. Незважаючи на світові інтеграційні процеси, науково-освітній потенціал кожної розвиненої держави  $\epsilon$  однією з найбільших цінностей нації. В Україні наука за своїм змістом збереглася значною мірою в університетських закладах та академічних установах.

Загальноприйнятою практикою у світі є визначення групи стратегічних напрямів фундаментальних та прикладних наукових досліджень, що 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 двадцятирічного самостійного існування української науки та освіти, особливо у передових галузях, в т. ч. у системах САПР.

Аналіз історичних уроків світового досвіду дозволяє сформувати наступні критерії науково-технічного розвитку України: прагматизм; визначення пріоритетів; конкурсна основа розгляду масштабних науково-освітніх проектів; залучення світового досвіду наукових доробок та технологій; зв'язок "наука – виробництво – освіта", що оформлюється в системну співпрацю; перегляд ролі університетів та формування систем "університет – науково-дослідний інститут" як основної одиниці науково-освітньо-виробничого комплексу.

У цьому контексті досить яскраво виглядає проблема впровадження передових комп'ютерних технологій проектування, виготовлення та дослідження в науку, освіту та виробництво.

В НТУ "ХПІ" стан цього питання характеризується строкатістю програмного забезпечення, некомплексністю рішень у зв'язках CAD/CAM/CAE та невідповідністю потребам промислових підприємств регіону.

Актуальність проблеми в Україні та світі. Україна на даний час знаходиться на етапі формування напрямів розвитку як самостійна держава у всіх галузях. Це стосується в першу чергу і високотехнологічних галузей промисловості, і оборонних технологій, і аналізів процесів у складних системах різної природи. Аналіз ситуації у сфері наукових досліджень з точки зору комп'ютеризації та інформатизації дає можливість сформулювати наступні висновки.

Невідповідність політики у науково-освітній сфері потребам та можливостям, що склалися. Зокрема, фінансування наукових проектів за рахунок державного бюджету не має цільового спрямування, а також аналізу ефективності використання коштів. Дуже часто фінансування здійснюється "від досягнутого", причому неперспективні напрями фінансуються, а ті, що кричуще необхідні для розвитку науки, промисловості, суспільства (в першу чергу – інформаційні та комп'ютерні технології), не можуть отримати відповідного фінансування та розвитку.

Ігнорування ситуації, що складається у найближчому майбутньому. Інноваційний шлях розвитку, що заявлений для України, для держави, яка вступила у Світову організацію торгівлі, в умовах глобалізаційних процесів призведе до наступних проблем:

1) *ліцензування* програмного забезпечення, в т.ч. для систем моделювання фізико-механічних процесів, яке використовується для обгрунтування параметрів машин та обладнання, що йде на експорт;

2) необхідність різкого підвищення рівня конкурентоспроможності вітчизняних товарів навіть на внутрішньому ринку;

3) аналіз та прогноз процесів у вітчизняній фінансово-економічній системі;

4) наявність колективів висококваліфікованих *дослідників-аналітиків* з різних галузей, зосереджених бажано в окремих центрах;

5) фінансова *неспроможність* та недоцільність для окремих підприємств, фірм та галузей самостійно вирішувати цю проблему;

6) створення центрів *відтворення* висококваліфікованих фахівців, у тому числі найвищої кваліфікації.

Для цього необхідні високі потужності обчислювальної техніки, зосереджені під державним контролем, оскільки "самотужки" вирішувати дані проблеми ніякі організації та установи не в змозі.

Критичні напрямки. Серед наукових напрямків, що критичні для розвитку та національної безпеки України, є, зокрема, проблема створення нових *інтегрованих комп'ютерних технологій* наукових досліджень, що поєднують переваги наукових розробок вітчизняних учених та світові досягнення у тій чи іншій галузі. Все це зумовлює необхідність створення державних центрів, що акумулюють наукове, програмне та апаратне забезпечення на найбільш критичних напрямах у вигляді *унікальних програмно-апаратних комп'ютеризованих комплексів*. Навколо них формується сприятливий освітній простір у провідних університетах. У зв'язку з цим актуальною є розробка концепції викладання дисциплін САПР в НТУ "ХПІ".

Стан впровадження систем САD/САМ/САЕ в НТУ "ХПІ". В НТУ "ХПІ" протягом 17 років йде цілеспрямована робота із впровадження в науково-дослідницький та у навчальний процес *передових комп'ютерних методів моделювання* фізико-механічних процесів та *проектування складних машинобудівних конструкцій*.

Даний напрямок є одним з найбільш *перспективних та стратегічних* напрямків розвитку науки, освіти та промисловості України. Він передбачає:

1) Залучення потужних сучасних технологій та систем CAD/CAM/CAE (в країнах СНД – САПР у широкому розумінні) до розв'язання найбільш складних задач при дослідженні природних явищ, проектуванні технічних систем та моделюванні нестаціонарних і нелінійних процесів.

2) Розробка *суперкомп'ютерних систем*, переважно на основі кластерів, для розв'язання задач моделювання на числових моделях великого обсягу.

3) Підготовка науково-освітніх та інженерних кадрів, що володіють даними продуктами.

Всі ці складові в НТУ "ХПІ" присутні:

1) інстальовані сучасні системи Pro/ENGINEER, LS-DYNA, SolidWorks, Siemens PLM, Inventor, Компас, DelCAM та ін.

2) створено та запущено комп'ютерний кластер з характеристиками: вузлів – 16 по 4 ядра = 64 процесорних ядра; обсяг оперативної пам'яті – 128 Гігабайт; обсяг дискової пам'яті – 9.0 Терабайт; продуктивність – 0,5 Терафлопса. Друга черга кластера: вузлів – 25; обсяг оперативної пам'яті – 256 Гб; обсяг дискової пам'яті – 15 Тб; продуктивність – 1,0 Терафлопса. На даний час кластер доповнено центральним вузлом на 12 процесорних ядрах з 48 Гігабайтами оперативної пам'яті.

3) підготовлені сертифіковані викладачі (зокрема, в системах Pro/ENGINEER, SolidWorks та Компас); усі програмні комплекси викладаються переважній більшості студентів.

Крім того, є ще надзвичайно важливий 4-й чинник:

4) Розроблені та реалізовані теоретичні основи інтеграції сучасних комп'ютерних технологій та наукових розробок вітчизняних учених з метою

створення спеціалізованих мета-систем та комплексів моделей.

Таким чином, в НТУ "ХПІ" унікальним чином поєднується 4 складові. Наприклад, існуючі суперкомп'ютери є хоч і набагато потужнішими, але універсальними – не спеціалізованими. В них відсутні програмні комплекси та наукові колективи, що націлені на вирішення проблем механіки, машинознавства, енергетики та машинобудування.

Все це дає змогу промисловим підприємствам, НДІ та КБ у співдружності з НТУ "ХПІ" вирішувати масштабні задачі, що не під силу іншим науковоосвітнім установам: проведення унікальних досліджень з моделюванням складних нелінійних процесів; підготовка інженерних та наукових кадрів за індивідуальними навчальними програмами; просування найбільш перспективних комп'ютерних систем на ринок України.

Величезною перевагою є можливість придбання та використання університетських ліцензій для проведення комерційних проектів за *пільговими цінами*. Крім того, університет може за пільговими цінами використовувати *обчислювальні потужності і суперкомп'ютери* України, Росії, Європи. Названі можливості підтверджуються величезним багаторічним *досвідом успішних проектів*.

#### Наші партнери:

Компанія ТЕХНОПОЛІС Науково-виробниче підприємство "ТІС" Інтерсед Україна SolidWorks Russia SolidWorks Corporation Siemens PLM Software ACKOH Parametric Technology Corporation PTC Russia Pro/Technologies Науково-технічний центр АПМ Livermore Software Technology Corporation ANSYS Inc EMT Autodesk

УПЕК ДП "Завод ім. Малишева" Завод "Світло шахтаря" ХКБМ ім. О.О.Морозова Харківський тракторний завод Концерн "Бронетехніка України" АЗОВМАШ Завод "ФЕД" Ізюмський тепловозоремонтний завод Завод підйомно-транспортного обладнання Турбоатом Сумське НВО ім. Фрунзе

Завод "Енергомаш", м. Бєлгород

ХКБД

Порівняльний стан апаратного забезпечення (A3). Одним із наочних "моніторів" поточного стану проблеми є порівняння комп'ютерних потужностей, що встановлені в Україні, країнах СНД та у світі. У рейтингу "ТОП-500" кращих комп'ютерних систем світу від листопада 2011р. (http://www.top500.org) лідирує система "K Computer" в інституті RIKEN – Advanced Institute for Computational Science (AICS), Японія, на процесорах SPARC64 VIIIfx (2.0GHz), 705024 ядер, пікова продуктивність – 10-11 PFLOAPS - Петафлопс (1 «Петафлопс» –  $10^{15}$ операцій в секунду). Найнижчий рівень систем у цих рейтингах на сьогодні – біля 50-100 Tflops (1 «Терафлопс» –  $10^{12}$  операцій в секунду). Україна в цьому рейтингу не представлена. В той же час у рейтингу «ТОП-50» кращих комп'ютерних систем країн СНД (http://top50.supercomputers.ru) лідирує СК "ЛОМОНОСОВ" (Т- Платформи), Московський університет – 674 Tflops – 1,4 PFLOAPS, тоді як кращі українські системи посідають останні місця з продуктивністю 5-7 Tflops.

Таким чином, аналіз цих даних свідчить про наступне:

• для підтримання комп'ютерних ресурсів на світовому рівні потрібно використовувати відносно недорогі *кластерні системи*, що володіють масштабованістю та можливістю нарощування;

• для оволодіння сучасними кластерними технологіями доцільно розвивати мережу державних спеціалізованих регіональних комп'ютерних кластерних систем *помірної потужності та відносно недорогих*;

• для отримання переваг світової співпраці необхідно використовувати для розв'язання найбільш актуальних і важливих задач GRID-технології, тобто, наприклад, підключення провідних університетів Києва, Харкова, Львова, Дніпропетровська та інших міст через систему URAN до Європейської системи GEANT-2.

Порівняльний стан програмного забезпечення (ПЗ). Якщо аналізувати програмне забезпечення, то найбільш катастрофічна ситуація з ліцензійним програмним забезпеченням складається у галузі механіки та машинобудування. У зв'язку зі вступом до СОТ Україна отримує проблемну ситуацію, коли університети, НДІ, підприємства не будуть забезпечені такими лізензійними CAD/CAM/CAEсистемами як Pro/ENGINEER, Siemens PLM, ANSYS, Nastran, ADAMS, SolidWorks, Inventor, CATIA, LS-DYNA та десятками інших. Це не тільки спричинить значні штрафи та позови, але й створить умови "самовідтворення" ситуації через неможливість підготовки кадрів в університетах на цих ліцензійних системах.

Для розв'язання проблемної ситуації НТУ "ХПІї" пропонує сконцентрувати ліцензійні САD/САМ/САЕ-системи в потужних університетських центрах, що дасть змогу згладити "перший удар ліцензійного шоку" для України і готувати інженерні та наукові кадри. Саме такі системи розгорнуті в Національному технічному університеті "Харківський політехнічний інститут" в центрі "Тензор" та на деяких кафедрах університету [5-7]. Основна перевага такого шляху – економія ресурсів у сотні мільйонів доларів, цивілізованість та створення комфортного перехідного періоду у 3-5 років до світового рівня.

**Порівняльний стан наукового забезпечення (НЗ).** Якщо перші 2 позиції демонструють провали та відставання від світових лідерів, то якраз оригінальні наукові розробки вітчизняних учених є прикладом конкурентоспроможності на світовому ринку.

Для забезпечення розвитку цього надбання у першу чергу необхідні технології інтеграції цих знань у світові програмно-апаратні розробки. Так, у НТУ "ХПІ" створено науковий напрямок із комп'ютерного моделювання фізикомеханічних процесів у складних та надскладних механічних системах для забезпечення науково обгрунтованих проектних рішень, що дає змогу різко підвищити технічний рівень вітчизняних виробів на світовому ринку.

Учені мають значний науково-практичний досвід та значний доробок у даному напрямі:

1) для опису складних та надскладних механічних систем розроблено *узагальнений параметричний метод*, принциповою новизною котрого є теоретико-множинний підхід до опису якісних та кількісних характеристик складних та надскладних механічних систем;

2) запропоновано принципово нову *технологію* досліджень складних механічних систем: замість розробки частинних математичних моделей або адаптації універсальних до розв'язання специфічних складних задач пропонується створення *метамоделей*, які складаються з двох частин – загальної та спеціалізованої;

3) на основі метамоделей запропоновано методи створення *метасистем* комп'ютерного моделювання на основі поєднання спеціалізованих авторських модулів, що враховують специфіку об'єкта досліджень, та універсальних систем комп'ютерного моделювання.

Підсумовуючи, можна запропонувати як найбільш ефективний шлях до розв'язання проблеми створення *державних унікальних центрів*, оснащених програмним забезпеченням, науковими розробками та кластерними системами "потрійного" призначення: наука-освіта-виробництво. В межах університету потрібна *мережа "центрів-лідерів*", що потягнуть за собою рівень викладання дисциплін CAD/CAM/CAE.

**Конкретні пропозиції.** На розв'язання актуальної освітньо-наукової проблеми в НТУ "ХПІ" здійснюються наступні заходи.

1. Затверджено Концепцію викладання дисциплін циклу САПР в НТУ "ХПІ" з чітко окресленими пріоритетами з урахуванням інтересів університету, наукових закладів та підприємств України.

2. Розроблена університетська програма розвитку кластерних комп'ютерних технологій та GRID-технологій використання розподілених ресурсів, що дасть змогу, з одного боку, розвинути інфраструктуру, а з іншого, – здійснити вихід на міжнародні ресурси.

3. Започаткована система науково-навчальних центрів, що акумулюють наукове, програмне та апаратне забезпечення на найбільш критичних напрямах у вигляді унікальних програмно-апаратних комп'ютеризованих комплексів.

4. Проведено первинне оснащення науково-навчальних центрів університету програмно-апаратними засобами.

5. Визначено систему науково-навчальних центрів, за якими закріпити на 3–5 років відповідальність за науковий супровід, розвиток та впровадження інформаційно-комп'ютерних технологій у науку, освіту та виробництво.

6. Започатковано сумісно з ІГ "УПЕК", РТС та Pro/Technologies пілотний проект науково-навчального центру на базі центру комп'ютерних методів моделювання фізико-механічних процесів у складних та надскладних механічних системах "Тензор" НТУ "ХПІ".

7. Затверджено у 2010 р. концепцію впровадження нових інформаційних технологій у навчальний процес, наукові дослідження та у промисловість.

Основним змістом навчальних дисциплін з напряму САПР є: опанування

теорії та методів моделювання конструкції, технології та науково-дослідницької інформації; формування навичок і вмінь з актуальних видів професійної діяльності інженера із застосуванням сучасних CAD/CAM/CAE/PDM-систем; знайомство студентів з основними методами та засобами комп'ютерного моделювання в САПР, основними системами CAD/CAM/CAE/PDM та поглиблене вивчення хоча б однієї інтегрованої САПР вищого рівня.

Робоча група представників 7 факультетів НТУ "ХПІ" у контексті вищезазначеного запропонувала інтегрований у навчальний процес університету підхід до перебудови викладання дисциплін з напряму САПР (рис. 1, 2).



			САПР					
I курс	II курс		III курс	IV курс				
Основи теорії	Основи теорії	Mer	годи моделювання	Засоби моделювання за спеціа-				
геометричного	моделювання за	3	а спеціальними	льними дисциплінами із засто-				
моделювання	спеціальними	Д	исциплінами із	суванням САД/САМ/САЕ висо-				
	дисциплінами із		застосуванням	кого рівня. Кваліфікаційна робо-				
	застосуванням	0	CAD/CAM/CAE	та із застосуванням САПР висо-				
	CAD/CAM/CAE	c	ереднього рівня	кого рівня				
	нижнього рівня							
	(освітньо-к	сваліс	рікаційний рівень	"бакалавр")				
	V курс			VI курс				
Основи теорії та з	асоби моделювання сп	еціа-	Поглиблене	вивчення інтегрованої				
лізованих дисципл	ін із застосуванням інте	егро-	САД/САМ/САЕ/РДМ-системи високого рівня. Дипло-					
ваних САПР висок	ого рівня		мна робота із застосуванням інтегрованих САПР висо-					
			кого рівня					

(освітньо-кваліфікаційний рівень "спеціаліст-магістр")

Рис. 2. Структурно-логічна схема викладання дисциплін циклу САПР

Концепція та заходи із впровадження систем автоматизованого проектування у навчальний та науково-дослідницький процес в НТУ "ХШ". Системи автоматизованого проектування (САПР в широкому значенні терміну) на даний час в світі покликані вирішувати 2 найважливіші задачі:

– потужна інтенсифікація проектно-дослідницьких робіт зі створення нових проектів, а також технологічної підготовки виробництва нових виробів

за рахунок автоматизації і координованості всіх етапів;

- забезпечення зростання технічних характеристик нової продукції.

Відповідно. як основні світові тенленції систем класу CAD/CAM/CAE/PDM (CAIIP) можна відзначити: інтеграцію систем САD/САМ/САЕ/PDM "усередині класу", тобто об'єднання функцій геометричного моделювання, досліджень фізико-механічних процесів і оптимізації параметрів, виготовлення, управління проектом і баз даних в одній системі; інтеграція систем САД/САМ/САЕ/РДМ у загальні інформаційні потоки систем MRP, ERP; автоматизація всіх основних сторін життя підприємства і всіх основних етапів процесу "проектування – виготовлення"; використання систем CAD/CAM/CAE/PDM як професійного засобу спілкування розробників різних фірм і різних спеціальностей; розділення ринку між декількома основними світовими лідерами і деяке зближення функціональних можливостей їх флагманських продуктів.

Вітчизняний ринок в тенденції прагне відобразити світові напрями розвитку. Проте гальмом є різноплатформеність рішень. Крім того, на ситуацію давить масштабний чинник: ресурси вітчизняних підприємств абсолютно недостатні не те що для тотального впровадження САПР, але і для більш-менш комплексного їх застосування.

Проте цей процес (широкого поширення САПР) неминучий з точки зору перспективи найближчих років, що можна бачити, наприклад, на прикладі концерну УПЕК [http://upec.ua/], який здійснює комплексний проект із впровадження систем CAD/CAM/CAE/PDM на своїх підприємствах. При цьому перевага віддається побудові інтегральної системи розробки виробів (PDS). PDS є комплексом, призначення якого – повний електронний опис виробу, організація спільної розробки, управління інженерною діяльністю, інформаційне забезпечення всіх компонентів електронної інфраструктури підприємства. Для підприємств УПЕК системами-лідерами є Pro/ENGINEER Wildfire i WindChill. Ці підприємства зацікавлені: у навчанні студентів (конструкторів, дослідників і технологів) за індивідуальними навчальними програмами для кадрового забезпечення випускниками НТУ "ХПІІ"; у перенавчанні співробітників; у впровадженні в навчальні плани систем САПР, в першу чергу Pro/ENGINEER Wildfire i Windchill.

У той же час в університетах України давно і широким фронтом упроваджуються найрізноманітніші продукти. Наприклад, в університетах Києва це продукти фірм РТС, SW Corp., ACKOH. В університетах Дніпропетровська – це SolidWorks тощо. В Харкові – Компас, ADEM, AutoCAD, UNIGRAPHICS, CADDS 5, ГЕММА-3D, ANSYS, CATIA.

В НТУ "ХПІ" різні кафедри по-різному підійшли до викладання САПР. Багато кафедр побудували навчальні курси на системах Компас, AUTOCAD, SolidWorks, DelCAM. На жаль, за рідким винятком, в навчальному процесі використовуються застарілі ліцензійні версії програмних продуктів.

Системний підхід до проблеми був запропонований і частково реалізо-

ваний на кафедрі ТММ і САПР, в центрі "Тензор". Центр комп'ютерних методів проектування, дослідження і виготовлення машинобудівних конструкцій "Тензор" створений за наказом ректора. Основні його цілі:

1) підготовка і перепідготовка фахівців з інформаційних технологій проектування;

2) проведення наукових досліджень по оптимальному проектуванню елементів машинобудівних конструкцій на основі глибокого аналізу фізикомеханічних процесів;

3) ліцензійне забезпечення вітчизняних розробок за напрямом CAD/CAM/CAE/PDM: у центрі розгорнуті ліцензійні версії систем Pro/ENGINEER, SolidWorks, ANSYS, Pro/Mechanica, Inventor, WinMachine, KOMПAC, LSDYNA-3D, Windchill, Siemens PLM;

4) формування потужного, ударного "кулака" вчених (професорів, викладачів, наукових співробітників, аспірантів, інженерів) для вирішення актуальних, важливих і масштабних завдань в оперативному і над-оперативному режимі;

5) створення потужних обчислювальних ресурсів для дослідження складних і надскладних систем. У центрі розгорнутий комплекс двохпроцесорних комп'ютерних станцій на базі процесорів Intel Pentium, Xeon, Opteron з об'ємом оперативної пам'яті 2-8 Гб і дисковим простором 300 Гб – 1 Тб кожна. Створений 16вузловий комп'ютерний кластер "Політехнік-125" з об'ємом оперативної пам'яті 128 Гб, дисковим робочим простором 5,4 Тб. Можливе розв'язання таких складних задач, які фізично просто "не по зубах" рядовим комп'ютерам;

6) розроблена технологія узагальненого параметричного опису елементів складних і надскладних механічних систем, що складає наукову базу створюваних спеціалізованих інтегрованих систем автоматизованого проектування, дослідження і виготовлення;

7) у центрі проводиться об'єктивне тестування систем САПР як з точки зору порівняльного аналізу можливостей, переваг і недоліків цих систем, так і з точки зору впровадження у навчальний процес;

8) центр має величезний досвід успішного виконання декількох десятків науково-дослідних проектів за замовленнями міністерств, підприємств і міжнародних організацій.

Приклади успішних проектів: за замовленням ХТЗ проводились дослідження корпусних елементів багатоцільових тягачів МТ-ЛБ, елементів систем охолоджування ДВЗ; для ДП "Завод ім. Малишева" розраховувалися елементи трансмісій, литних форм для виготовлення складнопрофільних фрагментів радіаторів; в рамках гранту №1064 Науково-технологічного центру в Україні досліджувалися густоперфоровані пластини і оболонки, елементи технологічного забезпечення, елементи індивідуального захисту, плити з Тподібними пазами, прес-форми, ендопротези; за замовленням ВАТ "ГСКТІ" проведені дослідження зварних рам вітрових корпусів енергоустановок; для заводу "Світло шахтаря" досліджені елементи шахтних конвесрів.

Таким чином, на даний час створені всі передумови для широкого впрова-

дження систем САПР в навчальний і науково-дослідний процес в НТУ "ХПІ".

Основні принципи впровадження САПР в навчальний і науководослідний процеси в НТУ "ХПІ". В НТУ "ХПІ" (з урахуванням досвіду впровадження САПР в інших університетах України, а також ґрунтуючись на досвіді кафедр і центрів університету і на потребах потенційних споживачів випускників) сам процес впровадження має свої особливості. Виходячи з аналізу ситуації (див. вище), основні принципи впровадження САПР в навчальний і науково-дослідний процеси в НТУ "ХПІ" наступні.

1. Негайний перехід до системної перебудови викладання дисциплін САПР в університеті, оскільки, незважаючи на значні досягнення за окремими напрямами, в цілому університет істотно відстає від деяких вітчизняних університетів та від запитів працедавців.

2. Легалізація програмних продуктів, тобто перехід до ліцензійного софта або вільно поширюваного.

3. Комплексність підходу з точки зору обхвату якомога ширшого спектру програмних продуктів, що викладаються студентам, і їх відповідності специфіці майбутньої роботи фахівців.

4. Виділення декількох програмних продуктів і фірм-виробників, яким віддаватиметься перевага у навчальних курсах за вибором університету. Інші програмні продукти викладаються у навчальних курсах за вибором студента.

5. Концентрація зусиль на перших етапах впровадження САПР на найбільш пріоритетних напрямах: на створенні зразкового навчального і навчально-дослідницького класів для впровадження САПР; на забезпеченні навчального процесу ліцензійними версіями систем-лідерів; на підготовці сертифікованих викладачів САПР; на розробці методичного матеріалу.

6. Поетапність процесу: після 1-го етапу (2009-2010 рр.), протягом якого був здійснений пілотний проект по впровадженню САПР, сама концепція була уточнена і скоректована із залученням широкого кола викладачів, вчених і студентів; в ході 2-го етапу (2010 р.) був створений перспективний план заходів факультетів і кафедр для ширшого впровадження САПР; на 3-м етапі (2011 – 2012 рр.) проводиться перехід на нову організацію викладання САПР в НТУ "ХПІ".

7. Партнерство з фірмами-працедавцями, фірмами-виробниками програмного забезпечення і фірмами-дистриб'юторами з метою виявлення потреб і спектру систем САПР, а також для малооплатного або безкоштовного оснащення університету ліцензійними САПР.

**Основні заходи щодо впровадження САПР у навчальний процес.** Відповідно до рішень нарад робочої групи по розробці концепції впровадження систем автоматизованого проектування в навчальний і науководослідницький процес в НТУ "ХПІ" даний процес здійснюється в декілька підетапів в ході наступних заходів.

1. Організація навчально-дослідного класу (НДК), оснащеного відповідними програмно-апаратними засобами, для інсталяції систем Pro/ENGINEER, Siemens PLM і інших. 2. Організація навчальних класів (НК) для студентських груп, що вивчають сучасні системи CAD/CAM/CAE.

3. Формування пропозицій концерну УПЕК по створенню і оснащенню навчально-дослідницького центру (НДЦ) для підготовки студентів з поглибленим володінням Pro/ENGINEER та ін. САПР за індивідуальними навчальними програмами, а також для виконання спільних наукових досліджень із застосуванням CAD/CAM/CAE систем.

4. Розробка сучасних методичних матеріалів для забезпечення навчального процесу в області освоєння CAD/CAM/CAE систем, в першу чергу Pro/ENGINEER.

5. Проведення спільних з УПЕК робочих нарад по організації роботи по впровадженню САПР в навчальний процес.

6. Первинне навчання викладачів НТУ "ХПІ" сучасним методикам і версіям Pro/ENGINEER.

7. Проведення спільних з УПЕК науково-методичних семінарів з питань впровадження САПР у навчальний і науково-дослідницький процеси.

8. Дооснащення навчально-дослідницького класу для спільних робіт з УПЕК та іншими організаціями, підприємствами, НДІ (навчальний процес і наукові дослідження).

9. Розробка проекту вдосконаленої концепції викладання САПР в НТУ "ХПІ".

10. Проведення обговорень на засіданнях робочої групи проекту концепції викладання САПР в НТУ "ХПІ".

11. Розробка організаційних заходів щодо забезпечення впровадження САПР в навчальний і науково-дослідницький процеси в НТУ "ХПІ" і цільову програму університету "САПР в науці, освіті і виробництві".

12. Розгляд на засіданнях методичної і вченої рад університету питання про концепцію впровадження САПР в навчальний і науково-дослідницький процеси в НТУ "ХПІ" (здійснено у лютому 2010 р.).

Основні етапи впровадження. Впровадження САПР в навчальний процес здійснюється в 3 етапи.

1. Осінь 2009р. – пілотний проект по впровадженню САПР. Реалізовано силами кафедри ТММ і САПР, ЦНІТ за сприянням концерну УПЕК.

Основні завдання:

– створення апаратної бази – навчально-дослідницького класу (НДК на каф. ТММ і САПР);

– інсталяція ліцензійного програмного забезпечення (Pro/ENGINEER та інший необхідний софт) на навчальних і навчально-дослідницьких місцях;

 налагодження створеного програмно-апаратного комплексу для роботи в режимі подвійного завантаження: 1-й варіант – навчальний і навчальнодослідницький класи; 2-й варіант – кластерні системи;

 освоєння і доопрацювання методичного матеріалу – лекцій, лабораторних, практичних і курсових робіт;

– первинне навчання і сертифікація викладачів;

- відпрацювання схем співробітництва з підприємствами-партнерами на

прикладі концерну УПЕК;

– концентрація і аналіз досвіду для обговорення на семінарах, методичній і вченій раді університету вдосконаленого варіанту концепції впровадження САПР в університеті.

2. Весна 2010 р. – роботи по впровадженню САПР на всіх зацікавлених кафедрах НТУ "ХПІ". Реалізовується силами всіх кафедр, ЦНІТ за сприянням концерну УПЕК і інших підприємств-партнерів.

Основні завдання:

– організація центрального НК та серії НК на кафедрах та факультетах;

– вдосконалення програмно-апаратної бази;

– інсталяція ліцензійного програмного забезпечення широкого спектру на навчальних і навчально-дослідницьких місцях;

 – освоєння і доопрацювання методичного матеріалу – лекцій, лабораторних, практичних і курсових робіт;

- відпрацювання схем співпраці з підприємствами-партнерами;

 концентрація і аналіз досвіду для впровадження САПР в університеті на 3-му етапі;

 – розробка цільової програми університету "САПР в науці, освіті і виробництві".

3. Осінь 2010 – 2012рр. – роботи по широкому впровадженню САПР на всіх зацікавлених кафедрах НТУ "ХПІ". Реалізовується силами всіх кафедр, НДЧ, ЦНІТ за сприянням підприємств-партнерів.

Основні завдання:

– вдосконалення програмно-апаратної бази;

– інсталяція ліцензійного програмного забезпечення широкого спектру на навчальних і навчально-дослідницьких місцях;

– освоєння і доопрацювання методичного матеріалу – лекцій, лабораторних, практичних і курсових робіт;

– концентрація і аналіз відгуку підприємств-працедавців на рівень і спрямованість підготовки фахівців в НТУ "ХПІ" з точки зору ступеня володіння ними сучасними САПР.

**Організаційне забезпечення.** Для організаційного забезпечення 1-го етапу впровадження САПР в НТУ "ХПІ" передбачено:

1. Матеріальне забезпечення мінімально необхідного ремонту приміщень і оснащення їх засобами зв'язку, сигналізації, кондиціонування, енергозабезпечення.

2. Забезпечення інженерно-технічним і навчально-допоміжним персоналом.

3. Виділення почасового фонду для заохочення додаткового навантаження викладачів.

4. Матеріальне заохочення (преміювання) кращих викладачів, що освоїли найскладніші САПР для читання навчальних курсів, і студентів, що добилися успіхів в їх освоєнні.

5. Забезпечення відряджень в університети України і ближнього зарубі-

жжя для набуття досвіду в організації процесу впровадження САПР.

6. Підписка на тематичні періодичні видання.

7. Забезпечення оргтехнікою і носіями даних.

8. Виділення окремої сторінки на сайті університету з матеріалами по впровадженню САПР.

Висновки. Описаний у статті комплекс заходів втілюється у життя в ході виконання програми інтенсифікації впровадження САПР у навчальний та науково-дослідницький процес в НТУ "ХПІ". Розроблена в університеті відповідна "Концепція викладання дисциплін спрямування САПР", схвалена Вченою радою, успішно виконується. Підготовлено кілька десятків викладачів. У 2010-2011 рр. пройшли три літні школи із систем Pro/ENGINEER та Inventor, підготовлено майже 30 викладачів. Практично усі студенти машинобудівних спеціальностей оволодівають САПР різного рівня. Підготовлене методичне забезпечення. Студенти і аспіранти приймають участь у різних конкурсах та олімпіадах. Так, студент Д. Мухін у 2011 р. зайняв друге місце на Всеукраїнській олімпіаді з САПР.

Розгорнутий потужний комп'ютерний кластер. Цим самим перед науковцями НТУ "ХПІ" відкриваються широкі можливості проведення наукових досліджень, освоєння інформаційних технологій, впровадження в навчальний процес сучасних продуктів та виконання замовлень вітчизняних та зарубіжних фірм. При цьому потрібно відзначити, що в університеті сконцентровано широкий спектр навчальних ліцензій програмних продуктів передових світових фірм.

Даний кластер буде подвійного призначення, причому як навчальний комплекс за вартістю робочих місць – недорогий за рішенням, оскільки до одного системного блоку приєднується кілька робочих місць.

Росте співробітництво вчених НТУ "ХПІ" та промислових підприємств України, зокрема, з групою УПЕК. Здійснено кілька спільних проектів, у ході яких продемонстровані переваги САПР як інструменту інженерних та наукових досліджень.

Підсумовуючи, можна стверджувати, що у ході практичної діяльності підтверджується ефективність залучення дисциплін циклу САПР до підготовки інженерних кадрів на сучасному етапі.

Список літератури: 1. *Ткачук М.А.* До 125-річчя НТУ "ХПІ". Університет, кафедра, студент: хартія наукового прагматизму / М.А. Ткачук // Вісник НТУ "ХПІ". Тем. вип.: Машинознавство та САПР. – 2010. – №19. – С. 3-11. 2. *Ткачук М. А.* До 125-річчя НТУ "ХПІ". Розвиток теоретичних основ синтезу геометрії та моделювання втомної міцності нових зубчастих зачеплень в університеті / М.А. Ткачук, О. В. Устиненко, Р. В. Протасов, М. М. Ткачук // Вісник НТУ "ХПІ". Тем. вип.: Проблеми механічного привода. – 2010. – №26. –С. 3-8. 3. *Ткачук М.А.* До 125-річчя НТУ "ХПІ". Кафедра ТММ і САПР: формування та розвиток науково-освітнього простору / М.А. Ткачук // Вестник НТУ "ХПІ". Тем. вып.: Транспортное машиностроение. – 2010. – №39. – С. 153-171. 4. *Ткачук Н.А.* Современное машиностроение и САПР: реальные тенденции и перспективы / Н.А. Ткачук, А.Д. Чепурной // Вестник НТУ «ХПИ». Тем. вып.: Машиноведение и САПР. – 2011. – №22. – С. 3-11. 5. <u>http://www.kpi.kharkiv.edu/tmm-sapr/html/tensor.html.</u> 6. <u>http://www.kpi.kharkiv.edu/tmm-sapt/</u>7. <u>http://tmm-sapr.org.</u>

Поступила в редколлегию 11.01.12

#### УДК 62-23+519.863

**О.В. БОНДАРЕНКО**, викл.-стажист каф. ТММ і САПР НТУ "ХПІ", Харків;

**О.В. УСТИНЕНКО**, канд. техн. наук, доц., с. н. с. каф. ТММ і САПР НТУ "ХПІ", Харків

### ОПТИМІЗАЦІЯ СПІВВІСНИХ СТУПІНЧАСТИХ ПРИВОДІВ МАШИН ПО МАСОГАБАРИТНИМ ХАРАКТЕРИСТИКАМ НА ПРИКЛАДІ ТРИВАЛЬНИХ КОРОБОК ПЕРЕДАЧ

Розглянуто задачу оптимізації коробок передач. Надана постановка задачі та вказані змінні проектування при оптимізації. Записані цільові функції та обмеження на параметри проектування. Розроблені методика та алгоритм розв'язання задачі. Проведені тестові розрахунки.

Рассмотрена задача оптимизации коробок передач. Приведена постановка задачи и указаны переменные проектирования при оптимизации. Записаны целевые функции и ограничения на параметры проектирования. Разработаны методика и алгоритм решения задачи. Проведены тестовые расчеты.

The problem of gearbox optimization is considered. Problem performance and variable gearings for optimization are described. An objective functions and limits on the variable planning are written. The method and algorithm for solving this problem are developed. The test calculations are executed.

Актуальність задачі. На сьогоднішній день у машинобудуванні для регулювання передавального відношення широко застосовуються багатоступеневі співвісні зубчасті приводи. Їхнім яскравим представником є тривальна коробка



передач [1]. На кожній (не прямій) передачі, вона працює як двоступеневий зубчастий співвісний редуктор (рис. 1).

Головна вимога при проектуванні приводу – це поліпшення масогабаритних характеристик. Для тривальної КП складністю проектування є розподілення передавальних чисел між ступенями для кожної передачі з урахуванням постійного зачеплення та вибір основних геометричних параметрів зубців при забезпеченні рівноміцності усіх зачеплень. Для розв'я-

зання даного типу задач не існує методик, а вибір із спектру можливих рішень є складним та суб'єктивним, тому в даному випадку доцільно використати методи математичної оптимізації [2]. З огляду на це розв'язання задачі оптимізації коробок передач за масогабаритними характеристиками є актуальним.

**Цільові функції та змінні проектування.** Коробка передач як вузол автомобіля характеризується наступними характеристиками: габаритами (довжина, ширина, висота, міжосьова відстань), масою, об'ємом, рівнем шуму при роботі та ін.

З точки зору проектування автомобіля виділимо найбільш значущі характеристики, які й використаємо як критерії [3, 4] для оптимально-раціонального проектування: міжосьова відстань, довжина та маса коробки передач.

1. Цільова функція у випадку, коли критерієм оптимальності є мінімальна міжосьова відстань. Для запису цільової функції за цим критерієм розглянемо кінематичну схему коробки передач, де вказані її геометро-конструктивні параметри (рис. 2).

Запишемо цільову функцію як суму міжосьових відстаней (при сумарному коефіцієнті зміщення  $x_{\Sigma} = 0$ ):



Такий вигляд цільової функції дає змогу

зменшити суму міжосьових відстаней усіх зачеплень КП, а при наявності деяких умов (наприклад, умова рівності міжосьових відстаней зубчастих зачеплень між собою) зберегти конструктивне розташування зубчастих зачеплень у коробці передач.

Розглядаючи цільову функцію, вкажемо на змінні проектування. Це:  $m_{\mu}$  – мо-

дулі зубчастих пар;  $z_{\mu,k}$  – відповідні числа зубців коліс;  $\beta_{\mu}$  – куги нахилу зубців.

2. Цільова функція у випадку, коли критерієм оптимальності є мінімальна довжина коробки передач. Для запису цільової функції у цьому випадку розглянемо частину коробки передач "вхід-





ний-вихідний вал" (рис. 3), тому що на ньому між зубчастими колесами знаходяться зубчасті муфти та синхронізатори для ввімкнення певної передачі, а вхідний та вихідний вали мають відносно великі вузли опор. Все це обумовлює збільшення довжини КП.

Цільову функцію для цього критерію визначимо як суму ширин зубчастих коліс та додаткової величини  $L_d$ , що враховує розміри синхронізаторів, різноманітних зазорів, опор, картеру тощо:



Рис. 2. Схема КП:  $m_{\mu}$  – відповідні модулі пар зубчастих коліс ( $\mu = 1...s$ ), s – кількість зубчастих зачеп-

лень у коробці передач;  $Z_{\mu,k}$  – відповідні числа зубців коліс, k – номер колеса у зачепленні (k = 1 – ведуче колесо, k = 2 – ведене колесо);  $\beta_{\mu}$  – кути нахилу зубців у зачепленнях

$$F_{L} = \sum_{\mathcal{K}=1}^{y} L_{cun} + \sum_{w=1}^{h} L_{3a3} + \sum_{r=1}^{g} L_{ni\partial u} + \sum_{t=1}^{f} L_{\kappa} + \sum_{\mu=1}^{s} b_{w\mu}, \ F_{L} \longrightarrow \text{min.}$$
(2)

У залежності (2)  $\sum_{xe=1}^{y} L_{cuu}$  – сумарна ширина усіх синхронізаторів КП (беруться ширини синхронізаторів базової КП, тому що обертальний момент та частота обертання веденого валу залишаються тими самими), *y* – кількість синхронізаторів у КП;  $\sum_{w=1}^{h} L_{3a3}$  – сумарна ширина зазорів між зубчастими колесами та між колесами і картером (відповідно до базової КП), *h* – кількість зазорів;  $\sum_{r=1}^{g} L_{ni∂uu}$  – сумарна ширина підшипників ведучого та веденого валів (відповідно до базової КП), *g* – кількість підшипників ведучого та веденого валів;  $\sum_{t=1}^{f} L_{k}$  – сумарна ширина кришок опор ведучого та веденого валів (відповідно до базової КП), *f* – кількість кришок опор.

Така цільова функція досить точно характеризує лінійний розмір (довжину) коробки передач. Вона враховує не тільки ширини зубчастих зубців, але й інші показники (розміри зазорів, підшипників, синхронізаторів, тощо), що є вагомими додатками і підвищують точність розрахунків.

Змінні проектування залишаються ті ж самі, бо ширини зубчастих вінців розраховуються за покращеним проектувальним розрахунком зачеплень на міцність [3] через параметри, вказані для попередньої цільової функції.

3. Цільова функція у випадку, коли критерієм оптимальності є мінімальна маса коробки передач. Написання цільової функції для цього випадку є досить складною задачею, бо на даному етапі неможливо врахувати маси усіх деталей КП. Як і в попередньому випадку, можна оцінити масу коробки передач з деякою похибкою, яка достатня для інженерних розрахунків.

Основна маса КП складається з мас наступних елементів: зубчастих коліс, валів, підшипників, синхронізаторів та картеру з механізмом перемикання. Запишемо цільову функцію у вигляді:

$$F_{M} = \sum_{j=1}^{r} M_{\kappa o \pi} + \sum_{c=1}^{\nu} M_{ea\pi} + \sum_{p=1}^{u} M_{cun} + \sum_{o=1}^{e} M_{ni \partial u} + M_{\kappa a p}, \ F_{M} \to 0.$$
(3)

У залежності (3)  $\sum_{j=1}^{r} M_{\kappa o \pi}$  – сумарна маса усіх зубчастих коліс у КП (колеса

розглядаються як диски), r – кількість зубчастих коліс у КП;  $\sum_{c=1}^{v} M_{gan}$  – сумарна маса усіх валів у КП (вхідний та вихідний вали розраховуються на кручення, проміжний – на прогин), v – кількість валів у КП;  $\sum_{x=1}^{y} M_{cun}$  – сумарна

маса усіх синхронізаторів у КП (береться відповідно до прототипної коробки),  $y - кількість синхронізаторів у КП; \sum_{r=1}^{g} M_{niduu}$  – сумарна маса усіх підшипників у КП, g – кількість підшипників у КП;  $M_{\kappa ap}$  – маса картеру КП (розглядається як полий паралелепіпед).

#### Обмеження на змінні проектування.

1) Міжосьові відстані зачеплень повинні бути рівні між собою, тобто:

$$a_{w1} = a_{w2} = \dots = a_{ws} \,. \tag{4}$$

2) Зубці коліс повинні мати необхідну контактну витривалість:

$$\sigma_{H\mu} \le \sigma_{HP\mu} \,. \tag{5}$$

3) Зубці коліс повинні мати необхідну згинну витривалість:

$$\sigma_{F\mu,k} \le \sigma_{FP\mu,k} \,. \tag{6}$$

4) Модуль зубців є основним параметром зубчастого зачеплення. Вони стандартизовані (ГОСТ 9563–80). Приймаємо для розрахунків наступний ряд:

$$m_n = 2; 2,25; 2,5; 2,75; 3; 3,5; 4; 4,5; 5; 5,5; 6 \text{ MM.}$$
 (7)

5) Числа зубців коліс повинні приймати цілі значення (мають бути натуральними – N), а також обмежені верхнім та нижнім значеннями з технологічних міркувань:

$$z_{\mu,k} \in N ; \quad z_{\min} \le z_{\mu,k} \le z_{\max} .$$
(8)

6) З вимоги габаритного співвідношення зубчастих коліс передавальні числа не повинні перевищувати певне значення ( $i_{max}$ ):

$$i_{\mu} = \frac{z_{\mu,2}}{z_{\mu,1}} \le i_{\max}$$
 (9)

7) Кути нахилу зубців зубчастих коліс повинні бути у межах від  $\beta_{\min}$  до  $\beta_{\max}$  :

$$\beta_{\min} \le \beta_{\mu} \le \beta_{\max} \,. \tag{10}$$

8) Коефіцієнт ширини вінця також обмежується крайнім значенням:

$$\psi_{bd\,\mu} \le \psi_{bd\,\mu\,\max} \,. \tag{11}$$

Методи розв'язання задачі. З усього різноманіття методів було обрано зондування простору параметрів, де у якості пробних точок в одиничному багатомірному кубі використовуються точки ЛПт-послідовності [5]. Метод ЛПт-пошуку дозволяє оперувати значною кількістю параметрів (до 51), але має обмеження на кількість рівномірно-розподілених пробних точок (до 2<sup>20</sup>).

При перших спробах оптимізації даної задачі було виявлено, що кількості (2<sup>20</sup>) пробних точок не достатньо для знаходження якісного рішення з малою похибкою. Тому було запропоновано сумістити методи ЛПт-пошуку та звуження околів [2], які окреслюються обмеженнями на змінні проектування, для знаходження більш якісного рішення. Розв'язання знаходиться шляхом послідовного звуження *n*вимірного паралелепіпеду параметрів відносно мінімального значення цільової функції, яке знаходиться сортуванням ЛПт-точок даного простору. Теорія та властивості ЛПт-рівномірно-розподіленої послідовності, а також метод звуження околів докладно розглянуті у [6]. Слід зауважити, що вибір дільників звуження околів буде здійснюватися також за псевдо-випадковим законом розподілення (ЛПтпослідовність) [7]. Але у зв'язку з тим, що ЛПт-послідовність має обмеження на кількість рівномірно-розподілених пробних точок (до 2<sup>20</sup>), що є недостатньою, а



кількість параметрів збільшилась, прийнято генерування коефіцієнтів звуження вивести у зовнішню "оболонку" задачі. Виникаюче накладення ЛПтпослідовності самої на себе дозволяє збільшити кількість пробних точок.

Алгоритм розв'язання задачі. Схема оптимізаційного алгоритму наведена на рис. 4. Деякі моменти реалізації алгоритму покажемо далі у схематичному вигляді.

Генерування ЛПтпослідовності зовнішньої оболонки алгоритму. Після того як було

Рис. 4. Схема алгоритму оптимізації

задано вхідні дані, в першу чергу проводиться генерування ЛПтпослідовності для зондування двохвимірного простору у координатах коефіцієнтів звуження параметрів ( $\Omega_1$ ,  $\Omega_2$ ); паралелепіпед обмежується відповідними граничними значеннями ( $\Omega_{1-\min}$ ,  $\Omega_{2-\min}$ ,  $\Omega_{1-\max}$ ,  $\Omega_{2-\max}$ ), що обираються проектувальником. Кількість пробних точок (*i*) може досягати 2<sup>20</sup>, в залежності від потужностей ЕОМ. Схема вибору координат ( $\Omega_1$ ,  $\Omega_2$ ) точок ЛПт-послідовності виглядає наступним чином (рис. 5).

Генерування ЛПт-послідовності у просторі параметрів "модулі – числа

зубців – кути нахилу зубців" ( $m, z, \beta$ ). Розглянемо групу <u>мо-</u> <u>дулів</u>. Як вказано вище, вони повинні приймати стандартні (фіксовані) значення. Вибір модулів з стандартного ряду пропонується здійснювати шляхом збільшення координати  $q_{i,j}$  на

порядок з наступним математичним округленням до цілого значення. За отриманим числом (порядковим номером) обираємо модуль з ряду (7). Операція знаходження модулів може бути проілюстрована наступною схемою (рис. 6).

Наступна група параметрів – <u>числа зубців коліс</u> (8). Вони повинні приймати цілі значення, на відміну від *i* - номер точки параметр т Q<sub>1 min</sub>, Q<sub>1 max</sub>, Q<sub>2 min</sub>, Q<sub>2 max</sub> чисельники чисельники r<sub>1</sub>, r<sub>2</sub><sup>M</sup> q<sub>i</sub>, q<sub>i</sub>, Q<sub>2 i,2</sub>

Рис. 5. Схема вибору координат  $\Omega_1$ ,  $\Omega_2$ 



Рис. 6. Схема вибору модулів зачеплень

координат, отриманих за ЛПт-послідовністю. Деякі з них ( $z_{2,2}, z_{3,2}, ..., z_{s,2}$ ) будемо розраховувати через інші відповідно до кінематики тривальних КП, що зменшить кількість параметрів, які варіюються. Схема вибору координат пробних

точок за цією групою параметрів наведена на рис. 7.

Координати точок за параметрами <u>кутів нахилу зубців</u> у зачеплені знаходимо відповідно до рис. 8.

Перевірка обмежень для пробних точок. Здійснюється у послідовності, що дозволяє зменшити загальний час оптимізації (з урахуванням обсягу математичних обчислень). Пробна точка проходить послідовно перевірку за числовими та функціональними обмеженнями рівності та нерівності, і, якщо



Рис. 7. Схема вибору чисел зубців

вона не задовольняє на певному етапі якійсь вимозі, то відкидається, а послідовну перевірку починає наступна точка.



Загальна схема перевірки для однієї точки може бути представлена у вигляді рис. 9.

Приклад оптимізації коробки передач (автомобіль ЗІЛ-130). Відповідно до особливостей конструкції тривальної коробки передач автомобіля ЗІЛ-130, технологічних та технічних обмежень, що на неї

Рис. 8. Схема вибору кутів нахилу зубців

накладено, прийняті наступні вхідні данні для числового експерименту.



Числові обмеження на змінні проектування:  $m_{\mu}$  згідно умові (7);  $z_{\mu,k\_\min} = 13$ ,  $z_{\mu,k\_max} = 60$ ;  $\beta_{\mu\_\min} = 12$ ,  $\beta_{\mu\_max} = 25$ ;  $\Omega_{1\_\min} = \Omega_{2\_\min} = 1,6$  та  $\Omega_{1\_max} = \Omega_{2\_max} = 2,2$  – мінімальне та максимальне значення дільників звуження околів за такими параметрами як числа зубців та кути нахилу зубців у зачепленнях відповідно.

Вхідні данні, що відповідають конструкторським та технологічним вимогам:  $T_{ex}$  – обертовий момент на вхідному валі коробки передач, слід зауважити, що з урахуванням коефіцієнту використання двигуна [8] та відмінністю між попередніми та сучасними методиками розрахунку коробок передач було прийнято для розрахунку  $T_{ex}$ =200 Н·м (максимальний момент 402 H·м);  $n_{ex}$ =1600 об/хв – оберти вхідного валу;  $i_{\kappa n_{-}5}$ =7,44,  $i_{\kappa n_{-}4}$ =4,1,  $i_{\kappa n_{-}3}$ =2,288,  $i_{\kappa n_{-}2}$ =1,47,  $i_{\kappa n_{-}1}$ =1 – передавальні числа на передачах (п'ята передача пряма);  $t_1$ =50 год.,  $t_2$ =150 год.,  $t_3$ =600 год.,  $t_4$ =1200 год. – час роботи автомобіля на передачах відповідно до загального ресурсу 2000 год.;  $HB_{\mu}$  = 580,  $HR_{c\mu}$ = 58,  $H_{\nu\mu}$ = 655 – твердість зубчастих коліс для всіх зачеплень відповідно за Бринелем, Роквелом та Вікерсом.

Ступінь точності для всіх зубчастих зачеплень – 8;  $F_{\beta\mu}$  =20 мкм – допуск на напрям зубця;  $f_{pb\mu}$  =20 мкм – граничне відхилення кроку зачеплення;  $\rho_{s\kappa} = \rho_{sa\pi} = 0,0000078$  кг/мм<sup>3</sup> – відповідно щільність матеріалу зубчастих коліс та валів коробки передач;  $\rho_{\kappa ap} = 0,0000027$  кг/мм<sup>3</sup> – щільність матеріалу картеру коробки передач;  $[\tau_{\kappa}] = 250$  МПа – допустиме напруження при скручуванні валів;  $\sigma_{F \lim_{m} \mu} = 950$  МПа – межа витривалості зубців при згині;  $[y_{\Sigma}] = 0,2$  мм – граничне відхилення при прогині валу;  $L_1 = 1,1$ ,  $L_6 = 70,5$  мм – відстані від опор до торців відповідних зубчастих зачеплень;  $L_2 = 61,48$ ,  $L_3 = 4,6$ ,  $L_4 = 55,95$ ,  $L_5 = 8,16$  мм – відстані між торцями відповідних зубчастих зачеплень (усі  $L_i$  відповідно до базової КПІ;  $h_{dodam} = 100$  мм – враховує величину зазору між колесом та дном картеру, а також простір необхідний для розміщення механізму перемикання;  $s_{dodam} = 350$  мм – враховує величину зазору між колесом та стінками картеру;  $l_{ex.ean} = 250$  мм – товщини стінок картеру;  $\sum_{p=1}^{u} M_{cun} = \text{const, } \kappa \Gamma - \text{сумарна маса усіх синхронізаторів у КП (бе-$ 

реться відповідно до прототипної КП), u - кількість синхронізаторів у КП; $<math>\sum_{o=1}^{s} M_{niou} = \text{const, } \kappa r - сумарна маса усіх підшипників у КП, <math>s - кількість підшипни$  $ків у КП; <math>\Delta i_{\kappa n} = 5\% - похибка на розрахункові передавальні числа КП.$ 

Базові значення параметрів коробки передач наведені у табл. 1. Розрахункові значення напружень в зачепленнях коробки передач, що відповідають вказаним вище параметрам, наведені у табл. 2. Результати числового експерименту з оптимізації зведено у табл. 3-5.

1	аблиця	1	

Геометричні параметри КП автомобіля ЗІЛ-130											
Параметр	<i>z</i> <sub>1,1</sub>	$z_{1,2}$	$z_{2,1}$	$z_{2,2}$	z <sub>3,1</sub>	<i>z</i> <sub>3,2</sub>	$z_{4,1}$	$z_{4,2}$	<i>z</i> <sub>5,1</sub>	<i>z</i> <sub>5,2</sub>	
Значення	20	43	38	26	31	33	22	42	13	45	
Параметр	$m_1$	$m_2$	<i>m</i> <sub>3</sub>	$m_4$	$m_5$	$\beta_1$	$\beta_2$	$\beta_3$	$\beta_4$	$\beta_5$	
Значення	3,5	3,5	3,5	3,5	4,25	24,67	24,67	24,67	24,67	0	
Параметр	$b_{w1}$	$b_{w2}$	$b_{w3}$	$b_{w4}$	$b_{w5}$						
Значення	26	26	28	29	30						

Таблиця 2

Значення напружень у зачепленнях КП автомобіля ЗІЛ-130

N⁰	$\sigma_{H_{H}}$	$\sigma_{\scriptscriptstyle HP\mu}$	$\sigma_{Full}$	$\sigma_{_{FP}\mu1}$	$\sigma_{E_{H}2}$	$\sigma_{FP\mu\gamma}$
зачепл.	Πμ	$m\mu$	1 μ,1	11 µ,1	1 μ,2	$11 \mu, 2$
1	902,273	924,955	222,765	630,263	169,623	585,764
2	914,039	933,852	249,517	625,014	208,504	590,422
3	933,452	946,435	255,038	589,052	223,888	588,504
4	1100,764	1109,934	296,458	591,517	280,24	586,038
5	1338,148	1246,486	275,267	584,904	264,24	575,371

Таблиця З

#### Значення цільових функцій відповідно до критеріїв

№ 3/п	Критерій оптимізації	$F_{a\Sigma}$	$F_l$	$F_m$
1	$F_{a\min}$	601,626	499,605	43,979
2	$F_{l\min}$	812,976	407,576	38,11
3	$F_{m\min}$	719,652	427,986	37,063

Таблиця 4

Значення модулів та кутів нахилу зубців відповідно до критеріїв

№ 3/п	Критерій оптимізації	$m_1$	$m_2$	<i>m</i> <sub>3</sub>	$m_4$	$m_5$	$eta_1$	$\beta_2$	$\beta_3$	$\beta_4$	$\beta_5$
1	$F_{a\min}$	3	3	4,5	3	4,5	18,61	9,711	10,274	10,029	17,167
2	$F_{l\min}$	4,5	4	3,5	3	4	18,256	10,1365	19,786	14,076	8,011
3	$F_{m\min}$	4,5	4	5	3,5	4,5	9,336	16,193	11,74	20,286	10,318

Таблиия 5

		значення чисел зуоців відповідно до критерів											
ſ	N⁰	Критерій	$z_{11}$	$z_{1,2}$	$z_{21}$	222	$Z_{31}$	Z3 2	$z_{4 1}$	$z_{4,2}$	$Z_{51}$	252	
	3/п	оптимізації	1,1	1,2	2,1	2,2	5,1	5,2	1,1	1,2	5,1	5,2	
	1	$F_{a\min}$	20	58	50	25	28	22	34	48	15	38	
	2	$F_{l\min}$	22	43	46	35	40	47	35	73	17	65	
	3	$F_{m\min}$	20	40	41	30	27	31	26	53	13	48	

На рис. 10 відображено діаграму, що ілюструє значення цільових функцій при прийнятих для розрахунків трьох оптимізаційних критеріїв. Проведемо аналіз отриманих даних для випадку мінімальної міжосьової відстані. Значення міжосьових відстаней зведемо у табл. 6.

				Таблиця б							
Розрахун	кові знач	чення міз	жосьових	к відстаней							
зачеплень КП											
$a_{m1}$	$a_{m2}$	$a_{m^2}$	$a_{mA}$	$a_{,,,5}$							

124.911

123,456 114,143 114,34

Середнє значення міжосьової відстані приймемо *а<sub>wcp</sub>*=120 мм.

Розрахунок похибки міжосьових відстаней будемо виконувати відносно

129.816

середнього значення за формулою:

$$\Delta_{a_{w\mu}} = \frac{|a_{wcp} - a_{w\mu}|}{a_{wcp}} 100\% .$$

Результати цих розрахунків зведемо у табл. 7.

Перерахуємо значення кутів нахилу зубців у зачепленнях відносно середнього значення міжосьової відстані (табл. 8).

Зведемо до таблиці отримані оптимально-раціональні значення параметрів коробки передач (табл. 9).

Розрахункові значення напружень у зачепленнях коробки передач, що відповідають вказаним вище параметрам, наведені у табл. 10. Значення ширини вінців зубчастих коліс при мінімальному значенні міжосьової відстані наведені у табл. 11. Приймемо значення ширини вінців з ряду нормальних лінійних розмірів (табл. 12).



F<sub>a min</sub> F<sub>l min</sub> F<sub>m min</sub> Рис. 10. Діаграма значень цільових функцій

Похи	бки між	осьові	ах віло	7 таней	аблиця 7				
параметр	$\Delta_{a_{w1}}$	$\Delta_{a_{w2}}$	$\Delta_{a_{w3}}$	$\Delta_{a_{w4}}$	$\Delta_{a_{w5}}$				
значення, %	2,88	4,88	4,71	4,09	4,01				
Таблиця 8 Уточнені значення кутів нахилу зубців									

Таблиия 9

Таблиия 10

параметр	$\beta_1$	$\beta_2$	$\beta_3$	$\beta_4$	$\beta_5$					
значення	12,838	20,364	20,364	20,0183	6,409					
Примітка: значення $\beta_4$ обчислювалося при										
$m_4$ =2,75, бо при $m_4$ =3cos( $\beta_4$ )>1.										

Кінцеві з	хінцеві значення оптимально-раціональних геометричних параметрів КП										
параметр	<i>z</i> <sub>1,1</sub>	<i>z</i> <sub>1,2</sub>	$z_{2,1}$	z <sub>2,2</sub>	z <sub>3,1</sub>	<i>z</i> <sub>3,2</sub>	z <sub>4,1</sub>	z <sub>4,2</sub>	Z <sub>5,1</sub>	<i>z</i> <sub>5,2</sub>	
значення	20	58	50	25	28	22	34	48	15	38	
параметр	$m_1$	$m_2$	<i>m</i> <sub>3</sub>	$m_4$	$m_5$	$\beta_1$	$\beta_2$	$\beta_3$	$eta_4$	$\beta_5$	
значення	3	3	4,5	2,75	4,5	12,838	20,364	20,364	20,0183	6,409	

	Значення напружень у зачепленнях оптимізованої КП													
№ зачепл.	$\sigma_{{\scriptscriptstyle H} n}$	$\sigma_{{}_{H\!P\!n}}$	$\sigma_{\mathit{Fn},1}$	$\sigma_{FPn,1}$	$\sigma_{Fn,2}$	$\sigma_{FPn,2}$								
1	904,4	907,97	229,382	638,792	156,612	591,663								
2	897,311	917,633	220,352	631,25	198,443	598,749								
3	913,864	931,633	152,885	576,817	157,083	578,827								
4	1074,939	1074,242	321,777	601,228	313,805	59,26								
5	1244,443	1208,628	194,152	581,455	195,115	574,187								

Таким чином, бачимо, що у результаті проведених розрахунків отримали

				Tab	блиця 11
Розрахун	кові знач	нення ш	ирини зу	бчастих в	зінців
параметр	$b_{w1}$	$b_{w2}$	$b_{w3}$	$b_{w4}$	$b_{w5}$
значення	29,902	28,22	26,601	27,5631	33,962

нові параметри коробки передач та міжосьову  $a_w = 120 \text{ MM}$ відстань проти базового значення *a*<sub>w</sub> = 123,25.

	Таблиця 12
Прийняті значення ширин	и зубчастих вінців

параметр	$b_{w1}$	$b_{w2}$	$b_{w3}$	$b_{w4}$	$b_{w5}$
значення	30	30	28	28	34

1. Розглянуто актуальність поставленої задачі та доведено необхідність використання метолів математичної оптимізації.

Висновки.

2. Записані цільові функції та обмеження. Цільова функція для міжосьової відстані КП дає змогу зменшити суму міжосьових відстаней усіх зачеплень, а за наявності умови їх рівності між собою зберегти їхнє конструктивне розташування. Цільова функція для довжини досить точно характеризує лінійний розмір КП. Вона враховує не тільки ширини зубчастих вінців, але й інші конструктивні показники (розміри зазорів, підшипників, синхронізаторів, тощо), що є вагомим додатком та підвищує точність розрахунків. Цільова функція для маси враховує основні елементи конструкції КП з урахуванням параметрів прототипу, що дозволяє спростити розв'язання задачі. Обмеження, накладені на змінні проектування, дозволяють раціонально окреслити простір пошуку та повністю характеризують усі зв'язки геометрії, конструкції, міцності та інших показників коробки передач.

3. Було запропоновано використати для розв'язання задачі суміщення методів ЛПт-пошуку та звуження околів, а також застосувати багаторівневе зондування. Це дозволяє значно збільшити кількість пробних точок, що підвищує точність отриманих результатів.

4. Розроблено методику та алгоритм оптимізаційного процесу, який дозволяє якісно та з мінімальними витратами часу проводити розв'язання задач оптимізації.

5. Результати розрахунків на прикладі коробки передач автомобіля ЗІЛ-130 підтверджують коректність математичної моделі розв'язання задачі оптимізації: знайдені менші значення масогабаритних показників КП відносно прототипу при виконанні умов міцності для основних елементів КП.

Список літератури: 1. Дымшиц И.И. Коробки передач. – М.: Машгиз, 1960. – 360с. 2. Реклейтис Г., Рейвиндран А., Рэгсдел К. Оптимизация в технике: Пер. с англ. – М.: Мир, 1986. – Т.1. – 349с. 3. Бондаренко О.В. Критерії та шляхи оптимізації тривальних коробок передач / Бондаренко О., Устиненко О. // Вісник НТУ "ХПІ": Тем. вип. "Машинознавство та САПР". - Харків: НТУ "ХПІ", 2009. – № 19. – С.14–18. 4. 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. 5. Соболь И.М., Статников Р.Б. Выбор оптимальных параметров в задачах со многими критериями. – М.: Наука, 1981. – 107с. 6. Бондаренко О.В. Суміщення методів ЛПт-пошуку та

звуження околів при оптимізації тривальних коробок передач / Бондаренко О. // Механіка та машинобудування. – Харків: НТУ "ХПІ", 2010. – №1. – С.78–84. **7**. *Бондаренко О.В*. Вибір коефіцієнтів звуження околів простору параметрів (при суміщенні методів ЛПт-пошуку та звуження околів) в оптимізаційному процесі / Бондаренко О., Устиненко О., Д'яченко Я. // Вісник СевНТУ: збірник наукових праць: Механіка, енергетика, екологія. – Севастополь: СевНТУ, 2011. – №120. – С.59–63. **8**. *Волонцевич Д.О., Епифанов В.В., Белов В.К.* Колесные и гусеничные машины высокой проходимости. – Х.: ХГПУ, 1996. – Т.3. – 201с.

Надійшла до редколегії 13.02.2012

### УДК 539.3

#### *Т.А. ВАСИЛЬЕВА*, асп. каф. ТММиСАПР НТУ "ХПИ", Харьков

### СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ МЕТОДОВ РАСЧЕТА ЭЛЕМЕНТОВ МАШИН С ДЛИТЕЛЬНЫМ СРОКОМ РАБОТЫ ПРИ ДЕЙСТВИИ МНОГОКОМПОНЕНТНОЙ НАГРУЗКИ

У статті описано новий підхід до обґрунтування параметрів машин, які розраховані на тривалий період експлуатації під дією багатокомпонентного навантаження. Запропоновано врахувати сумісну дію різних видів навантаження при визначенні ресурсу елементів машин. Наведені приклади застосування запропонованого підходу до розрахунку рам тепловозів, кранів, паливозаправників.

В статье описан новый подход к обоснованию параметров машин, рассчитанных на длительный период эксплуатации, под действием многокомпонентных нагрузок. Предложено учитывать совместное действие различных видов нагрузок при определении ресурса элементов машин. Приведены примеры использования предложенного подхода к расчету рам тепловозов, кранов и топливозаправщиков.

This paper describes a new approach to the justification of the parameters of machines designed for a long period of operation under the influence of multi-component loads. Asked to consider the combined effect of different types of loads to determine the resource elements of machines. Examples of the use of the proposed approach to the analysis of frames of locomotives, cranes, fuel tankers are given.

Введение. Современные машины подвергаются нагрузкам все более высокой интенсивности. При этом в условиях интенсивной эксплуатации механизмы испытывают нагрузки различного типа (статические, динамические и ударные). Характерной особенностью нагрузок, действующих на одну и ту же машину, является, как правило, их многокомпонентность. Примером может служить рама тепловоза, на которую оказывают воздействие как постоянные нагрузки (собственный вес конструкции), так и переменные (толчковые и тянущие силы при движении, вибрация, колебания температуры). Все эти нагрузки в совокупности влияют на длительность ресурса основных элементов машин, продлевая или сокращая его.

Большое влияние на длительность эксплуатационного периода оказывают условия, в которых работают те или иные машины. Для приведенного выше примера – тепловоза – большое воздействие на срок службы, например, рамы, оказывают качество железнодорожного полотна, наличие на трассе больших уклонов, количество и вес вагонов состава, климатические условия [1-11].

Многокомпонентные нагрузки влияют на элементы машин в совокупности. При исследовании по традиционным методикам, как правило, выделяются воздействия отдельных составляющих:

• по характеру воздействия – весовые и тяговые;

• по характеру распределения – статические, динамические, ударные;

• по виду напряженно-деформированного состояния (НДС) – изгиб, кручение, растяжение.

Прочность и ресурс элементов машиностроительных конструкций при этом рассчитываются:

• через оценку усталости материала при многоцикловом напряжении;

• через расчет образования остаточных напряжений от всплесков нагрузок, от накопления повреждаемости, от деградации свойств материалов (наводороживание, коррозия и т.д.);

• посредством сравнения максимальных напряжений при всплесках нагрузок с допускаемыми.

Несмотря на реализацию сложного совместного воздействия многокомпонентных нагрузок на элементы машин, традиционные методики расчета их параметров, в частности, по критериям прочности, не учитывают комплексность, в действительности, этого влияния. При этом машины, работающие в подобных условиях, достаточно распространены. Помимо уже названных рам тепловозов и вагонов, сюда же можно отнести цистерны автозаправщиков, подъемные краны, перегружатели, отвалообразователи и т.п. Все эти конструкции рассчитываются таким образом, что каждая составляющая нагрузки рассматривается по отдельности. Это заметно искажает как общую картину нагружения, так и расчет параметров элементов машин. В то же время важным обстоятельством является то, что все компоненты нагрузки действуют либо одновременно, либо в совокупности, либо воздействие их накапливается, и это нужно учитывать при расчете элементов машин. Таким образом, является весьма актуальной задача совершенствования методов расчета машиностроительных конструкций с учетом взаимодополняющего влияния различных компонентов нагрузки, физических процессов, состояний и ограничительно-критериальных факторов, рассматриваемых совокупно и интегрально.

**Общий подход к решению задачи.** Предлагается усовершенствованный подход к расчету элементов машиностроительных конструкций, учитывающий, в отличие от традиционных (в том числе ГОСТированных, нормированных методик), всю гамму перечисленных особенностей.

При реализации предлагаемого подхода предполагается, что материал исследуемой конструкции работает в упругой области. В связи с этим на этапе расчетов напряженно-деформируемое состояние исследуемых элементов можно получить как результат суперпозиции от «парциальных» НДС, вызываемых действием отдельных компонентов нагрузки.



На рис.1 представлена общая структура расчетных исследований для обоснования параметров наиболее нагруженных и ответственных элементов машиностроительных конструкций. Особенностью предложенного подхода является выделение отдельных типов воздействия и НДС, обуславливаемых ими, в виде «базовых». Далее совокупное влияние этих компонентов нагрузки определяется двумя факторами. Первый из них соответствует удельному весу (масштабный фактор) того или иного компонента нагрузки. После этого идет процесс «суммирования» влияния отдельных компонентов нагрузок. Здесь на первый план выступает второй фактор – механизм формирования критериальных величин. Способов формирования критериальных величин существует достаточно много, они разнообразны и зависят от типа предельного состояния, которое, в свою очередь, определяется доминирующими физическими процессами. Это, например, может быть или условие физической прочности при однократных всплесках нагрузки, или суммирование повреждаемости материала за время эксплуатации, или критерий оценки предела выносливости при одно- или многочастотном нагружении. Эти и другие критериальные величины, как правило, имеют нелинейный характер зависимости от компонент напряженно-деформированного состояния. Это делает рассматриваемый двухэтапный процесс нелинейным с точки зрения характера влияния отдельных компонент нагрузки.

Еще одним немаловажным дополнительным фактором является изменение механических свойств материала деталей исследуемой машины под действием условий внешней среды. В частности, значительное влияние на механические свойства материала оказывают температуры (высокие или низкие), химически агрессивная среда, коррозионные явления, наводороживание металлов и другое. Каждый из этих факторов неодинаково сказывается на механических характеристиках материала. Это оказывает дополнительное усложняющее воздействие на интегральную оценку прочностных характеристик исследуемого элемента той или иной машины.

**Пример: рама тепловоза 2ТЭ10М.** Рассмотрим алгоритм действий на примере оценки НДС рамы магистрального тепловоза 2ТЭ10М. Выделим в первом приближении две компоненты нагрузки:



• *P*<sub>1</sub> – усилие тяги, сосредоточенное на шкворнях рамы;

• *P*<sub>2</sub> – весово-инерционная нагрузка от действия элементов конструкции, размещенных на раме (рис. 2).

На рис. 3 представлены характерные распределения интенсивности напряжений от единичных величин  $P_1$  и  $P_2$ , а на рис. 4 – распределение интенсивности напряжений при некоторых номи-

нальных значениях  $P_1(\gamma_1)$  и  $P_2(\gamma_2)$ :  $\sigma_{ij}\epsilon = \gamma_1 \sigma_{ij}^{1} + \gamma_2 \sigma_{ij}^{2}$ , где  $\gamma_1$  взято как 100 кН, а  $\gamma_2 - 300$  кН.



На рис. 5 представлены коридоры распределения эквивалентных напряжений от действия каждой компоненты (приняты как  $\pm 20\%$  и  $\pm 30\%$  соответственно) и от сложения результатов напряжений и от их суперпозиции. Важно, что наблюдается количественное несоответствие изменения данных величин. Отсюда можно сделать вывод о том, что еще более сложным это несоответствие будет для случая совокупного действия многоцикловых нагрузок разной частоты и интенсивности и с разным коэффициентом асимметрии.

Выволы. В статье отмечено наличие:

• значительных недостатков традиционных подходов при расчетах параметров машин при действии многоцикловых нагрузок;

• неравномерность влияния отдельных компонентов, а также значи-

тельная нелинейность влияния этих напряжений на формирование критериальных величин;

• возможность применения предлагаемого подхода для анализа стохастических процессов, когда  $\gamma_1$  и  $\gamma_2$  – случайные величины.

Заключение. Представленный в статье подход нуждается в математической формализации. При этом можно опираться на технологию обобщенного параметрического описания физико-механических процессов и состояния сложных механических систем [1-3], трактуя и компоненты нагрузок, и критериальные величины, и механические свойства материалов как обобщен-



Рис. 4. Распределение интенсивности напряжений при комбинированной нагрузке







ные параметры. Кроме того, необходимо апробировать его для случаев расчета различных машин, в том числе и при стохастическом распределении компонент нагрузок. Это и составляет направление дальнейших исследований.

Список литературы: 1. Веретельник Ю.В., Миргородский Ю.Я., Пелешко Е.В., Ткачук Н.А. Параметрические модели элементов сложных систем как основа построения специализированных расчетных систем // Механіка та машинобудування. – Харків: НТУ "ХПІ", 2003. – № 1, т. 2. – С.3-8 2. Орлов Е.А. Параметрический подход к моделированию динамики железнодорожных экипажей // Вісник НТУ "ХПІ". Тем. вип.: "Машиноведение и САПР". – 2006. – №. 33. – С. 77-87. 3. Орлов Е.А. Моделирование воздействия эксплуатационных нагрузок на рамы тепловозов: методы, модели, специализированная САПР // Вісник НТУ "ХПІ". Тем. вип.: "Машиноведение и САПР". – 2006. – №.24. -С.103-112. 4. Конструкция и динамика тепловозов / Под ред. В.Н.Иванова. – М.: Транспорт, 1974. – 336 с. 5. Овечников Н.Н. и др. Расчет несущего кузова тепловоза как стержневой системы с использованием ЭЦВМ // Тр. ВНИТИ. – Вып. 129. – 1968. – С.3-39. 6. Апанович Н.Г. и др. Конструкция, расчет и проектирование тепловозов. – М.: Машиностроение, 1969. – 387 с. 7. Технические требования к проектируемым локомотивам по условиям прочности, динамики и воздействия на путь. – М.: Трансжелдориздат, 1964. – 20 с. 8. Исследование динамики и прочности вагонов / Под ред. С.И.Соколова. - М.: Машиностроение, 1976. – 224 с 9. Экспериментальные методы исследования деформаций и напряжений: справочное пособие. Под ред. Б. С. Касаткина. – К., Наукова думка, 1981. – 583 с. 10. Тепловоз 2ТЭ116 / Филонов С.П., Гибалов А.И., Быковский В.Е. и др. - М.: Транспорт, 1985. - 328 с. 11. Тепловозы 27Э10М, ЗТЭ10М: Устройство и работа / Филонов С.П., Заборов А.А., Ренкунас В.В. и др. – М.: Транспорт, 1986. – 288 с.

Поступила в редколлегию 12.01.12

УДК 621.432 (621.435, 62-144)

**О.В. ВЕРЕТЕЛЬНИК,** м. н. с. каф. ТММиСАПР НТУ "ХПИ", Харьков; Н.А. ТКАЧУК, докт. техн. наук, проф., зав каф. ТММиСАПР НТУ "ХПИ", Харьков; С.Ю. БЕЛИК, м. н. с. каф. ДВС НТУ "ХПИ", Харьков

## КОНТАКТНОЕ ВЗАИМОЛЕЙСТВИЕ ПОРШНЯ С ГАЛЬВАНО-ПЛАЗМЕННОЙ ОБРАБОТКОЙ БОКОВОЙ ПОВЕРХНОСТИ СО СТЕНКАМИ ЦИЛИНДРА ДВС

У статті описано загальний підхід та математичну модель напружено-деформованого стану поршня зі стінками циліндру ДВЗ. Математична модель контактної взаємодії побудована без спрощення умов контактної взаємодії. Крім того, передбачено урахування контактної жорсткості шару, що утворюється в процесі гальваноплазменої обробки бічної поверхні поршня.

В статье описан общий подход и математическая модель напряженно-деформированного состояния поршня со стенками цилиндра ДВС. Математическая модель контактного взаимодействия построена без упрощения условий контактного взаимодействия. Кроме того, предусмотрено учет контактной жесткости слоя, который образуется в процессе гальваноплазменной обработки боковой поверхности поршня.

The article describes the general approach and mathematical model of the stress-strain state of the piston from the cylinder walls of internal combustion engines. Mathematical model of contact interaction is constructed without simplifying the conditions of contact interaction. Also include consideration of the contact stiffness of the layer formed during galvano-plasma processing lateral surface of the piston.

Введение. Напряженно-деформированное состояние (НДС) поршней ДВС представляет значительный интерес, поскольку они работают в условиях интенсивных механических и температурных нагрузок, а также в подвижном контактном сопряжении со стенками цилиндра. В связи с этим решению этой задачи уделяется большое внимание. В частности, в работах [1-6] описаны применяемые для расчета НДС поршней математические модели и численные методы. Одной из их особенностей является приведение граничных

условий на поверхности поршня, сопряженной с поверхностью цилиндра, к виду классических граничных условий типа равенства по части этой поверхности. Очертания и площадь этой "опорной" части берутся из предыдущих исследований [1-9]. В то же время использование в современных поршнях профилирования боковой поверхности в окружном и продольном направлениях делает данную процедуру сомнительной, т.к. условия сопряжения в этом случае сильно изменяются при незначительном изменении профиля поверхности. Кроме того, дополнительный, ранее не учитываемый фактор, – образование на поверхности поршня специального слоя вследствие технологической операции гальваноплазменной обработки (ГПО) [10] – также оказывает дополнительное, ранее не исследованное воздействие на граничные условия в контакте и на размеры и форму зон контактного взаимодействия.

Таким образом, возникает актуальная задача совершенствования математических и численных моделей для исследования НДС и условий контактного взаимодействия поршня со стенками цилиндра ДВС с учетом факторов профилирования боковой поверхности поршней, наличия тонкого слоя оксидированного материала, а также без упрощающих предположений относительно распределения контактных зон и контактных давлений.

Целью данной работы является формирование таких моделей в общей постановке.

Постановка задачи. Рассмотрим некоторые моменты построения расчетной схемы для определения напряженно-деформированного состояния поршня (рис. 1). Данная расчетная схема не является полной и корректной, а содержит лишь отражение качественно важных факторов (см. выше), отличающих именно эту постановку задачи от других.

Движение и нагружение поршней ДВС дикгуется характером рабочего процесса в них. Текущее положение поршня в некоторой неподвижной системе координат *Охуг* (например, привязанной к одной из мертвых точек) мо-



Рис. 1. К формированию расчетной схемы

жет быть задано при помощи параметра φ – угла поворота коленчатого вала двигателя. Тогда и положение оси пальца *x*<sub>п</sub>, и угол действия усилия от кривошипа α, и величина давления в камере сгорания *q* являются функциями этого параметра:

$$x_{\pi} = x_{\pi}(\phi), \ \alpha = \alpha(\phi), \qquad q = q(\phi), \ \phi = \phi(\tau).$$
 (1)

Таким образом, зная зависимости (1) из технических характеристик ДВС, можно отвлечься от других его конструктивных параметров, особенностей процесса сгорания, тактности и пр., приняв их в качестве исходных данных и сосредоточиться непосредственно на задаче определения НДС поршня с учетом контактного взаимодействия.

Доминирующим движением поршня является продольное перемещение. В связи с этим интегральные уравнения равновесия можно рассматривать в укороченном составе (см. рис. 1):

$$M = Q - F \cos \alpha$$
; (2)  $-R_4 + R_5 = F \sin \alpha$ ; (3)  $R_4 X_4 - R_5 X_5 = 0$ . (4)

Здесь Q – равнодействующая давления p на поверхности  $S_1$  и части избыточной поверхности кольца  $\Omega^{\tilde{}}$ , выступающей за контуры проекции  $S_1$  (т.е.  $S_6$ , см. рис. 1);  $R_4$  – реакция со стороны опорной поверхности цилиндра  $S_4$ , передающаяся через кольцо  $\Omega^{\tilde{}}$  на поверхность  $S_4^{\tilde{}}$  поршня (а положение задается координатой  $X_4$ );  $R_5$  – равнодействующая сил контактного взаимодействия тронка поршня с поверхностью цилиндра (ее положение определяется координатой  $X_5$ ); M – масса поршня (трением на данном этапе пренебрегаем).

Если принять известными величинами q,  $\alpha$ , M,  $X_{\pi}$  (и с большой точностью –  $X_4$ ), то система (2)-(4) остается статически неопределимой, поскольку неизвестными являются F,  $R_4$ ,  $R_5$ ,  $X_5$  (по большому счету – и  $X_4$ ).

В связи с этим и условия контактного взаимодействия, и НДС исследуемого поршня следует рассматривать в совокупности всей системы уравнений теории упругости. Таким образом, необходимо предложить подход и математическую модель, в которых искомыми и определяемыми являются и компоненты напряженно-деформированного состояния, и величины, а также распределения контактных давлений.

Формирование модели контактного взаимодействия. Обратившись к системе уравнений теории упругости, полную систему разрешающих соотношений, действующих в области  $\Omega$ , можно записать в виде [11]:

$$\sigma_{ij,j} + \gamma \, x_{\pi} = 0;$$
 (5)  $\varepsilon_{ij} = (u_{i,j} + u_{j,j})/2;$  (6)  $\sigma_{ij} = C_{ijkl} \cdot \varepsilon_{kl}.$  (7)

Здесь  $\sigma_{ij,j}$ ,  $\varepsilon_{kl}$  – компоненты тензоров напряжений и деформаций (*i*, *j*, *k*, *l* = 1, 2, 3);  $C_{ijkl}$  – коэффициенты обобщенного закона Гука (*i*, *j*, *k*, *l* = 1, 2, 3);  $u_i$  – компоненты вектора перемещений (*i* = 1, 2, 3);  $\gamma$  – плотность материала поршня.

Данные уравнения дополняются граничными условиями на поверхности S<sub>2</sub>:

$$\sigma_{11}|_{S_1} = -q; \qquad (8) \qquad u_r|_{S_{\widetilde{A}}} + u_r|_{S_4} \ge \Delta k + p_3 - p_2; \qquad (9)$$

$$u_r |_{S_2} + u_r |_{S_4} \ge \delta$$
, (10)  $u_v |_{S_n} = 0$ . (11)

Здесь  $\delta$  – зазор в сопряжении бочкообразного поршня с цилиндрической поверхностью  $S_3$  с учетом соответствующей перекладки и опирания на кольцо  $\Omega_{\rm k}$ .

Таким образом, получаем соотношения, содержащие описание модифицированного профиля (через δ), условия типа неравенств (9), (10) для моделирования контактных условий. Моделирование же свойств поверхностного преобразованного слоя можно производить путем соответствующей модификации коэффициентов

обобщенного закона Гука в области Ω<sup>~</sup>, которую занимает данный слой:

$$C_{ijkl}|_{\Omega^{\sim}} = C_{ijkl} .$$
 (12)

Для определения последних можно поставить частную задачу (рис. 2). Здесь слой преобразованной поверхности [10], характеризуемый номинальной толщиной  $\Delta^{\tilde{}}$  и микропрофилем *m*, опирающийся на массив основного материала поршня Ω (см. рис. 2), нагружается пробным давлением *р*.

В результате можно експериментально определить связь между деформациями в нормальном направлении и соответствующими напряжениями. Для численного определения этих свойств можно исследовать контактное взаимодействие фрагмента основного материала с преобразованным слоем  $\Omega^{\sim}$  с жестким ограничением Ш (рис. 3). При решении данной задачи определяются все свойства данного слоя. Таким образом, имеем в своем распоряжении систему уравнений и неравенств (5)-(12), искомыми в которой являются компоненты



Рис. 2. К формированию физикомеханических свойств преобразованного слоя



Рис. 3. К формированию физико-механических свойств преобразованного слоя при контактном взаимолействии

НДС ( $u, \varepsilon, \sigma$ ), а также области реализации контактных условий и распределения контактных давлений  $q_4$ ,  $q_5$  (соответственно формируют реакции  $R_4$ ,  $R_5$ ).

Сведение задачи к вариационной. Для решения получаемой задачи естественным образом подходит теория вариационных неравенств [4]. Следовательно, исходную задачу (5)-(12) можно свести к некоторому вариационному неравенству:

$$a(u, v-u) \ge L(v-u), \tag{13}$$

где *а* и *L* – билинейная и линейная формы, соответствующие функционалам внутренней энергии упругого деформирования всей системы контактирующих тел, а L – работа внешних сил, определенные на истинных и пробных полях перемещений и и v соответственно [12].

В конечном итоге задача (13) сводится к проблеме минимизации функционала полной энергии исследуемой системы на множестве К перемещений, удовлетворяющих ограничениям типа равенств и неравенств (9)-(11):

$$J = 1/2a(u, u) - L(u) \to \min, u \in K.$$
(14)

Таким образом, исходная задача сводится к минимизации квадратичного функционала на выпуклом множестве функций.

Дискретизация задачи. Для дискретизации получаемой задачи (14) наиболее целесообразно применение метода конечных элементов [12]. В зависимости от выбранного способа дискретизации и удовлетворения контактным ограничениям можно применить подход с использованием множителей Лагранжа, метод штрафа или их комбинацию [5]. Напрямую произведя дискретизацию (14), получим:

$$\mathcal{F} = \frac{1}{2} (u, Cu) - (f, u) \to min, \tag{15}$$

где C – матрица жесткости, а f – вектор узловых нагрузок.

Решив (15) одним из упомянутых методов, получаем и поля перемещений, деформаций, напряжений во всех исследуемых телах, и контактные давления между ними.

Тестовый пример. В наиболее простых модельных задачах проведем исследование влияния отдельных факторов на решение упрощенных задач. Для проведения тестовых расчетов были построены три расчетные модели: 1я модель состояла из цилиндров, которые описывали поршень и гильзу, 2-



поршня

я модель представляла собой первую модель с модификацией боковой поверхности поршня, 3-я модель представляла собой 2-ю модель с добавленным слоем, образованным после ГПО.

Влияние модификации боковой поверхности. В этом случае (рис. 4) рассматривается продольная модификация дификации бокобоковой поверхности поршня:  $\delta^{\sim} = \delta^{\sim}(X)$  ( $\delta^{\sim}$  задана как вой поверхности полуволна синусоиды с высотой  $\delta_{max}^{\sim} = 10$  мкм).

Влияние слоя, образованного после ГПО. В качестве моделирующего слоя введен материал толщиной  $\Delta^{\sim} = 15$  мкм, модуль упругости которого  $E^{\sim} =$  $= 0,5 \cdot E$ , где E – модуль упругости основного материала поршня. На рис. 5 изображены схемы исследуемых моделей с геометрическими размерами.

Для всех расчетных схем нагружение и закрепление модели осуществлялось одинаковым. На рис. 6 представлена часть геометрии с нагрузками и закреплениями, т.е. в качестве закрепления осуществлялось закрепление внешнего периметра гильзы, а также накладывалось ограничение на верхнюю торцевую



Рис. 5. Схемы с геометрическими размерами поршней и гильз ДВС для тестовой задачи: а – прямой цилиндр, б – модифицированный поршень, в – модифицированный поршень с выделенным слоем после ГПО

плоскость поршня по перемещениям (нулевое, вдоль оси самого поршня). Нагрузка задавалась в виде перемещений, прикладываемых на внутренние поверхности отверстий для поршневого пальца. На рис. 6 приведены полученные профили пятен контакта. Сравнительные распределения контактных давлений поршня и гильзы для каждой расчетной схемы приведены на рис. 7.



A Fixed Support Displacement Displacement 2 В табл. 1 приведены силы реак-

И

моделей

ций, возникающих в гильзе. Анализ представленных результатов свидетельствует о значительных качественных изменениях получаемых картин распределения контактных зон и давлений при учете факторов модификации его боковой поверхности и введения слоя материала, полученного в результате ГПО. Количественные оценки можно делать уже на основании решения задач с параметрами, близкими к реальным, но уже можно сказать, основываясь на результатах, что контактные давления в модели со слоем (образованном после ГПО) в 1.5 раза меньше, но при



Таблииа 1 Силы реакций

*	-			
Расчетные	a	б	D	
схемы	a	0	D	
Силы peaкций, kN	12	10	9.3	

пятно контакта ЭТОМ больше. В свою очередь пятно в случае а) (контакт прямых цилиндров) по величине больше, а давления – меньше, однако, в отличие от реальных случаев, здесь рассматривался случай идеального прилегания контактирующих поверхностей. В действительности же с учетом условий перекладки контактное взаимодействие будет иным.

Заключение. В статье представлена общая постановка и математическая модель НДС с учетом контактного взаимодействия поршня с модифицированной формой боковой поверхности и наличием слоя материала, полученного в результате ГПО. Задача сведена к использованию подходов теории вариационных нера-

венств и проблеме минимизации квадратичного функционала на выпуклом множестве. В качестве метода дискретизации определен метод конечных элементов. Получены решения тестовых задач.

в

В качестве основного вывода можно заключить, что предложенный в статье подход отличается от традиционных тем, что области контакта поршня с поверхностью цилиндра ДВС не постулируются, а определяются в ходе решения задачи. Кроме того, модификация боковой поверхности поршня заведена в уравнение контактного сопряжения, там же неявно присутствуют и свойства слоя материала, полученного в результате ГПО, для определения которых в статье предложено решать дополнительную тестовую задачу. Неоспоримым является установление того факта, что и модификация боковой поверхности поршня, и гальвано-плазменная обработка оказывают на характер контактного взаимодействия поршня со стенками цилиндра влияние, радикально изменяющее распределение контактных зон и давлений.

В ходе дальнейших исследований планируется распространить предложенный подход и модели на решение задач для реальных конструкций поршней ДВС.

Список литературы: 1. Белогуб А.В. Научно-технические основы интегрированного проектирования и производства тонкостенных поршней ДВС / Диссертация на соискание ученой степени доктора техни-

ческих наук. - 05.05.03. / Харьков. - 2011. - 492 с. 2. Белогуб А.В. Поддержка жизненного цикла тонкостенных поршней ДВС на основе технологии интегрированно проектирования и производства /А.В. Белогуб// Восточноевропейский журнал передовых технологий. - 2010. - №3. - С. 27-40. 3. Шеховиов А.Ф. Современные дизели: повышение топливной экономичности и длительной прочности: /Ф.И. Абрамчук, А.П. Марченко, Н.Ф. Разлейцев, Е.И. Третьяк и др. / Под. ред. А.Ф. Шеховцева. – К.: Техника, 1992. – 272 с. 4. Шеховцов А.Ф. Процессы в перспективных дизелях /А.Ф. Шеховцов, Ф.И. Абрамчук, В.И. Марченко, А.П. Марченко и др. / Под. ред. А.Ф. Шеховцева. - Харьков: Изд-во «Основа» при Харьк.ун-те, 1992. - 352 с. 5. Пильов В.О. Автоматизоване проектування поршнів швидкохідних дизелів із заданим рівнем тривалої міцності / В.О. Пильов. – Харків: Видавничий центр НТУ «ХПІ», 2001. – 332 с. 6. Конструирование двигателей внутреннего сгорания / Н.Д. Чайнов, Н.А. Иващенко, А.Н. Краснокутский, Л.Л. Мягков; Под. общ. ред. Н.Д. Чайнова. - М.: Машиностроение. - 2008. - 496 с. 7. Акімов О.В. Наукові основі конструкторсько-технологічного проектування литих деталей ДВЗ. Автореф. дис. ...доктора тенх. наук: 05.05.03 / НТУ «ХПІ». -Харків, 2009. – 39 с. 8. Элементы системы автоматизированного проектирования ДВС: Алгоритмы прикладных программ / Р.М. Петриченко, С.А.Батурин, Ю.Н. Исаков и др. / Под общ. ред. Р.М. Петриченко. - Л.: Машиностроение. Ленинг. отд-ние, 1990. - 328 с. 9. Двигатели внутреннего сгорания: Конструирование и расчет на прочность поршневых и комбинированных двигателей / Д.Н. Вырубов, С.И. Ефимов, Н.А. Иващенко и др. Под ред. А.С. Орлин, М.Г. Круглова. - М.: Машиностроение, 1984. - 384 с. 10. Шпаковський В.В. Науково-технічні основи поліпшення показників ДВЗ застосуванням поршнів з корундовим шаром / дис. доктора техн. наук. - 05.05.03. - Харків, 2010. - 425 с. 11. Васидзу К. Вариационные методы в теории упругости и пластичности / Пер. с англ. - М.: Мир. 1987. - 542 с. 12. Колтунов М.А. Приклалная механика деформируемого твердого тела: Учеб. пособие для студентов вузов / Колтунов М.А., Кравчук А.С., Майборода В.П. – М.: Высш. школа. 1983. – 349 с.







Рис. 8. Контактные напряжения для трех расчетных схем (см. рис. 5 и табл. 1))

Поступила в редколлегию 21.02.12

#### УДК 621.01

**В.И. ГОЛОВЧЕНКО**, канд. техн. наук, вед. инж.-констр. НТК ЧАО ,, АзовЭлектроСталь ", Мариуполь; **Н.Л. ИВАНИНА**, инж.-констр. НТК ЧАО "АзовЭлектроСталь", Мариуполь

### ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ РАСЧЕТА КРЕПЛЕНИЯ ЦИСТЕРНЫ К ШАССИ АВТОМОБИЛЯ АВТОТОПЛИВОЗАПРАВЩИКА

У статті викладений загальний підхід до проведення розрахунків на міцність елементів кріплення цистерни автомобільного паливозаправника літальних апаратів до шасі автомобіля, на якому вона змонтована, виходячи з досвіду проектування та експлуатації паливозаправників такого призначення. Актуальність статті зумовлена тим, що ні державні, ні галузеві нормативні документи щодо методів розрахунків силових елементів паливозаправників на даний час не розроблені.

В статье изложен общий подход к проведению расчетов на прочность элементов крепления цистерны автомобильного топливозаправщика летательных аппаратов к шасси автомобиля, на котором она смонтирована, исходя из опыта проектирования и эксплуатации топливозаправщиков такого назначения. Актуальность статьи предопределена тем, что ни государственные, ни отраслевые нормативные документы относительно методов расчетов силовых элементов топливозаправщиков на данное время не разработаны.

A general approach to strength checking of elements which fasten flying vehicle fueler's tank to automobile chassis on which the tank is mounted is described. The approach is based on the experience of designing and exploitation of fuelers of such purpose. The article is timely because neither state nor branch normative documents concerning the stress analysis of fuelers bearing elements have been developed yet.

Введение. Расчет прочности крепления цистерны к шасси транспортного средства, на котором она установлена, является одним из основных расчетов, выполняемых при проектировании автомобильных топливозаправщиков (АТЗ) летательных аппаратов. Несмотря на то, что данный вид изделий имеет довольно широкую распространенность, а сам расчет является весьма важным и ответственным, нормативные документы, регламентирующие правила и методы выполнения такого расчета, до сих пор отсутствуют.

В основных нормативных документах, которыми в настоящее время руководствуются отечественные конструктора при проектировании автотопливозаправциков летательных аппаратов, – российских стандартах ГОСТ Р 50913-96 [1], ГОСТ Р 52906-2008 [2] и Европейском соглашении о международной перевозке опасных грузов ECE/TRANS/160 (ДОПОГ) [3] – даются лишь общие требования относительно обеспечения прочности крепления цистерны, сформулированные в таком виде: "Крепление цистерны должно выдерживать нагрузки, равные: в направлении движения – удвоенному общему весу цистерны с топливом; в поперечном направлении – общему весу цистерны с топливом; в вертикальном направлении снизу вверх – общему весу цистерны с топливом".

Как видно, данные документы регламентируют лишь величины нагрузок, на которые должно рассчитываться крепление, однако в них не только отсутствуют указания на методы выполнения этих расчетов, но даже не поясняется, что подразумевается под выражением «выдерживать нагрузки». А это ведь исключительно важно, так как конструктору необходимо иметь полную ясность по таким важнейшим вопросам, как, например: какие методы расчета прочности необходимо использовать (метод допускаемых напряжений или метод предельных состояний); какие величины запасов прочности элементов крепления необходимо обеспечить; могут ли в элементах крепления допускаться остаточные деформации или нет? Однако все же необходимо отметить, что даже только нормирование упомянутыми документами величины расчетной нагрузки на элементы крепления значительно облегчает выполнение расчетов прочности, поскольку освобождает конструктора от необходимости решать задачи динамики проектируемого топливозаправщика при движении и при возникновении аварийных ситуаций, а также и от ответственности за правильное обоснование принятой величины расчетной нагрузки.

1. Нормирование величин допускаемых напряжений для элементов крепления цистерн топливозаправщиков на основе опыта проектирования и эксплуатации. На "Азовмаше" (ранее – Ждановском заводе тяжелого машиностроения) спроектировано и изготовлено большое количество автотопливозаправщиков различных типов с различной конструкцией, формой, вместимостью цистерн: и с несущей цистерной, передняя часть которой опирается на седло тягача, а задняя часть устанавливается на автомобильную тележку, и с цистерной, полностью установленной на шасси автомобиля. Элементы крепления для каждого конкретного топливозаправщика различны, но в общем – это упоры, сварные и болтовые соединения, а также поверхности трения скольжения, благодаря которым уменьшается величина нагрузки, передающаяся непосредственно на элементы крепления.

Опыт проектирования показал, что расчеты элементов крепления наиболее удобно выполнять по методу допускаемых напряжений с использованием общепринятых расчетных схем и формул сопротивления материалов и деталей машин. В технически обоснованных случаях используемые расчетные схемы уточняются и по ним выводятся уточненные расчетные формулы. Если же непосредственное применение известных схем и формул или их уточнение невозможно или нецелесообразно, задачи решаются с применением конечноэлементных программных комплексов.

Назначение величин запасов прочности и, соответственно, допускаемых напряжений вообще и в расчетах прочности элементов крепления цистерн в частности является весьма ответственным этапом расчета. Для данных же расчетов, по-нашему мнению, целесообразно воспользоваться существующими на протяжении многих лет Нормами [4] для расчетов прочности аналогичных элементов подвижного состава железнодорожного транспорта. Согласно этим Нормам несущие элементы подвижного состава рассчитываются на воздействия эксплуатационных нагрузок, действующих при нормальном режиме эксплуатации (по терминологии Норм – III расчетный режим) и повышенных (І расчетный режим). Повышенные нагрузки обусловлены резким приложением тяговых и тормозных сил и соударениями вагонов. Ускорения кузова груженого вагона или котла вагона-цистерны, вызываемые нагрузками, действующими при нормальном режиме, не превышают 0,5g, а ускорения, вызываемые повышенными нагрузками, могут достигать 3g и более в зависимости от массы единицы подвижного состава. Нагрузки, которые должны выдерживать элементы крепления автомобильных цистерн согласно [1-3], относятся к повышенным. Поэтому при определении допускаемых напряжений логично воспользоваться указаниями Норм [4] для такого вида нагружения несущих элементов подвижного состава. Согласно им для деталей из углеродистых и низколегированных сталей (Ст3, Ст5, сталь 20, 09Г2Д, 10ХСНД), изготавливаемых из листового и сортового проката (эти и подобные материалы используются для элементов крепления цистерн топливозаправщиков), допускаемые напряжения на растяжение, сжатие и изгиб принимаются на уровне 85÷90% от предела текучести. При таких величинах допускаемых напряжений нагружение деталей допускается только в пределах упругости, чем обеспечивается их работоспособность при многократном воздействии таких нагрузок. Напряжения смятия, однако, допускаются до 130% от предела текучести. Это объясняется тем, что этот вид нагружения значительно менее опасен, чем растяжение или изгиб, или даже сжатие. Допускаемые напряжения на срез Нормами [4] устанавливаются на уровне 50% от допускаемых нормальных напряжений, однако согласно нашему опыту для деталей крепления цистерн АТЗ они могут приниматься на уровне 60% от допускаемых нормальных напряжений.

Для оценки прочности деталей крепления, испытывающих сложное напряженно-деформированное состояние, используется четвертая, энергетическая теория прочности.

Коэффициент запаса прочности для болтов из пластичных сталей (типа СтЗ, сталь 20) при определении допускаемых нормальных и эквивалентных напряжений (с учетом касательных напряжений от крутящего момента при затяжке) принимается равным 1,7 – 1,8 по пределу текучести.

При определении допускаемых напряжений для сварных швов используется понижающий коэффициент  $\varphi = 0.8$ , который учитывает то, что приварка деталей крепления осуществляется по месту, а доступными видами контроля сварных швов являются лишь визуальный и измерение.

**2.** Конструкция крепления цистерны автотопливозаправщика AT3-10 к шасси автомобиля. В данной статье излагаются основные положения и некоторые особенности выполнения расчета прочности элементов крепления цистерн на примере аэродромного топливозаправщика AT3-10, спроектированного на «Азовмаше» в 2011 г. Вместимость цистерны данного топливозаправщика составляет 10 м<sup>3</sup>, монтируется она на шасси трехосного автомобиля

МАЗ-6303А5. Общий вид автотопливозаправщика АТЗ-10 приведен на рис. 1.

Цистерна данного топливозаправщика представляет собой тонкостенную цилиндрическую стальную оболочку некругового поперечного сечения (близкого к овальному), торцы которой закрыты днищами. Для придания жесткости и с целью



большей безопасности при эксплуатации цистерна имеет две поперечные перегородки, разделяющие ее на три отсека.

Для крепления цистерны на шасси автомобиля (рис. 2) к нижней ее части привариваются четыре пары опор (по четыре опоры с каждой стороны цистерны), а на лонжероны шасси автомобиля, усиленные специальной накладкой, укладываются два полоза из швеллера №10П с обращенными вниз полостями, в которые на всей их длине заложены деревянные брусья (брусьями цистерна будет опираться на лонжероны шасси). Цистерна своими опорами устанавливается на эти полозья (лонжероны цистерны) и приваривается к ним (рис. 3). Усиливающая накладка лонжерона шасси, имеющая поперечное сечение в форме уголка, наложена на горизонтальную и наружную боковую поверхности лонжерона шасси и крепится к нему чистыми болтами M14.



Рис. 2. Элементы крепления цистерны топливозаправщика к шасси автомобиля (цистерна условно не показана): вид сверху

Установленная без специального крепления на шасси цистерна при движении топливозаправщика может смещаться относительно шасси и опрокидываться и в поперечном, и в продольном направлениях. Для скрепления цистерны и шасси между собой к лонжеронам цистерны привариваются по три кронштейна с каждой стороны цистерны как раз над кронштейнами лонжеронов шасси (см. рис. 2, 3). Соответствующие пары кронштейнов цистерны и шасси стягиваются между собой болтами M16 (по два болта на каждую пару кронштейнов).



Для предотвращения смещений цистерны в продольном направлении



предусмотрены упоры: торцевые (рис. 4, а), привариваемые к горизонтальной полке усиливающей накладки лонжерона шасси и упирающиеся в торцы лонжеронов цистерны (по одному упору для каждого торца лонжерона), и боковые (рис. 4, б) (по два упора на каждом лонжероне с наружной стороны цистерны). Активные элементы боковых упоров (те, которые передают нагрузку на шасси) приварены к лонжеронам цистерны, а пассивные (воспринимающие нагрузку), приварены к вертикальной полке усиливающей накладки лонжеронов шасси.

От смещений в поперечном направлении цистерна фиксируется поперечными упорами, по три упора в каждую сторону (см. рис. 3); конструктивно

поперечные упоры выполнены заодно с кронштейнами лонжеронов цистерны для стягивания цистерны с шасси (рис. 5).

Фиксация цистерны от поперечных смещений выполнена так, что при действии поперечной силы в правую сторону поперечные упоры (ребра кронштейнов) левой стороны приходят в контакт с вертикальной полкой усиливающей накладки левого лонжерона шасси, если же поперечная сила действует влево, в контакт приходят упоры правой стороны. Болты, скрепляющие цистерну с шасси, являются также и средством ее крепления от вертикальных нагрузок в направлении снизу вверх, которые могут действовать на цистерну при нештатных ситуациях. В целом данное крепление обеспечивает неподвижность и устойчивость цистерны от опрокидывания относительно шасси.



Рис. 5. Кронштейны крепления цистерны к шасси

3. Основные положения расчета крепления, определение величин расчетных нагрузок и оценка устойчивости цистерны от смещения и опрокидывания. В начале расчета определяются величины расчетных нагрузок. Зная массу цистерны  $m_{u} = 1680$  кг и массу топлива в ней  $m_{m} = 8000$  кг, в соответствии с упомянутыми выше указаниями [1-3] получаем следующие величины расчетных нагрузок: в продольном направлении  $N_{np} = 189922$  H; в поперечном направлении  $N_n = 94961$  H; в вертикальном направлении сверху вниз  $N_{e.e.} = 189922$  H; в вертикальном направлении снизу вверх  $N_{e.e.} = 94961$  H.

Сила трения на поверхности контакта лонжеронов цистерны с лонжеронами шасси, создаваемая весом цистерны и весом топлива, составляет  $F_{mp,u} = 0.4 \cdot (1680 + 8000) \cdot 9.81 = 37984$  Н (коэффициент трения дерева по стали  $f_{mp} = 0.4$  [4]). Поскольку сила трения меньше внешних сил  $N_{np}$  и  $N_n$ , при действии как продольной, так и поперечной сил цистерна при отсутствии крепления будет смещаться относительно шасси.

Условие устойчивости цистерны от опрокидывания имеет вид  $M_{y\partial} > M_{onp}$ , где  $M_{y\partial}$  – момент, удерживающий цистерну от опрокидывания;  $M_{onp}$  – момент, вызывающий опрокидывание цистерны. Опрокидывающий момент создает инерционная сила, а удерживающий – сила веса (вначале для оценки устойчивости, средства крепления от опрокидывания во внимание не принимаются). Эти силы приложены в приведенном центре масс цистерны и топлива. Поскольку цистерна имеет весьма сложную форму (по-

перечное сечение обечайки – некруговое, днища – в виде вертикальных цилиндрических панелей), для определения координат центра массы топлива используется специально разработанная методика [5].

Плечи удерживающей и опрокидывающих сил  $(l_{v\partial}^{np}, l_{y\partial}^{n}$  и h) показаны на



Рис. 6. К оценке устойчивости цистерны от опрокидывания в продольном направлении (a) и в поперечном направлении ( $\delta$ )

Вычисления показывают, что для данной цистерны опрокидывающие моменты превышают удерживающие как в продольном направлении  $(M_{onp}^{np} = 184,794 \cdot 10^6 \text{ H} \cdot \text{мм}, M_{yd}^{np} = 171,499 \cdot 10^6 \text{ H} \cdot \text{мм})$ , так и в поперечном  $(M_{onp}^{n} = 92,397 \cdot 10^6 \text{ H} \cdot \text{мм}, M_{yd}^{n} = 36,085 \cdot 10^6 \text{ H} \cdot \text{мм})$ . Как видно, цистерна требует крепления к шасси и от смещения, и от опрокидывания.

Для увеличения силы трения между деревянными брусками лонжеронов цистерны и усиливающими накладками лонжеронов шасси в болтах, стягивающих кронштейны цистерны с кронштейнами шасси, создается предварительная затяжка. Усилие в болтах, создаваемое затяжкой, определяется из уравнения [6]

$$M_{\kappa\eta} = P_{3am} \cdot \frac{d_2}{2} \cdot tg\left(\lambda + \rho'\right) + P_{3am} \cdot \frac{f_T \cdot \left(D_o^3 - d_o^3\right)}{3 \cdot \left(D_o^2 - d_o^2\right)},\tag{1}$$

где  $M_{\kappa n}$  – момент на ключе;  $P_{3am}$  – усилие в болте от затяжки;  $d_2$  – средний диаметр резьбы (болты имеют резьбу М16,  $d_2 = 14,701$  мм);  $\lambda$  – угол подъема витков резьбы;  $\rho'$  - приведенный угол трения в резьбе;  $f_T$  – коэффициент трения на опорных поверхностях гайки и шайбы (без смазки  $f_T = 0,2$  [7]);  $D_o$  – наружный диаметр опорной поверхности гайки ( $D_o = 24$  мм);  $d_o$  – внутренний диаметр опорной поверхности гайки ( $d_o = 16,5$  мм),

 $P_{3am} = \frac{M_{\kappa\pi}}{\frac{d_2}{2} \cdot tg\left(\lambda + \rho'\right) + \frac{f_T \cdot \left(D_o^3 - d_o^3\right)}{3 \cdot \left(D_o^2 - d_o^2\right)}}.$ (2)

Момент на ключе  $M_{\kappa \eta} = F \cdot l$ , где F – сила, прикладываемая к рукоятке ключа – усилие рабочего (F = 25 кгс = 245 H); l – плечо силы (длина ключа), для болта M16 l = 15d = 240 мм. Имеем:  $M_{\kappa \eta} = 58,8 \cdot 10^3$  H·мм.

Приведенный угол трения в резьбе определяется по формуле [6]  $\rho' = arctg(f_p / \cos(\alpha/2)) = 0,4327$  рад, где  $f_p$  – коэффициент трения в резьбе (для резьбы без смазки  $f_p = 0,4$  [7]);  $\alpha$  – угол профиля резьбы ( $\alpha = 60^\circ$ ). Угол подъема винтовой линии определяем по формуле [6]  $\lambda = arctg(s_1 / (\pi \cdot d_2)) = 0,0433$  рад, где  $s_1$  – шаг резьбы ( $s_1 = 2$  мм). Усилие в болте от затяжки, вычисленное по формуле (2), равно  $P_{sam} = 10073$  Н.

Суммарная сила трения от силы веса цистерны с топливом и усилий от затяжки всех болтов составляет  $F_{mp,cym} = 86335$  H.

Как видно, и суммарная сила трения меньше продольной и поперечной сил инерции цистерны. Поэтому, кроме затяжки болтов, для удержания цистерны от смещений относительно шасси необходимы дополнительные элементы крепления. Этими элементами являются описанные выше упоры. Элементами, удерживающими цистерну от опрокидывания, являются болты, скрепляющие цистерну с шасси. Они являются также элементами крепления цистерны от действия вертикальных нагрузок в направлении снизу вверх.

После определения величин расчетных нагрузок и оценки устойчивости цистерны от смещения и опрокидывания относительно шасси выполняются расчеты прочности элементов ее крепления от действия этих нагрузок. При этом принимается, что все внешние нагрузки по каждому направлению действуют на цистерну раздельно. Соответственно, оценка прочности элементов крепления производится отдельно по каждому направлению действия нагрузки.

Список литературы: 1. ГОСТ Р 50913-96 Автомобильные транспортные средства для транспортирования и заправки нефтепродуктов. Типы, параметры и общие технические требования. – М.: Издательство стандартов, 1996. – 31 с. (с изм. 1 от 01.08.98). 2. ГОСТ Р 52906-2008 Оборудование авиатопливообеспечения. Общие технические требования. – М.: Стандартинформ, 2008. – 37 с. 3. ДОПОГ. Европейское соглашение о международной перевозке опасных грузов. ЕСЕ/TRANS/160. В 2-х томах. Том 2. - Нью-Йорк – Женева: Издательство ООН, 2002. – 609 с. 4. Нормы для расчета и проектирования новых и модернизируемых вагонов железных дорог МПС колеи 1520 мм (несамоходных). ВНИИВ – ВНИИЖТ, 1996 (с изменениями 2002 г.). 5. *Иванина Н.Л., Головченко В.И., Полетун Л.Е.* Расчеты основных геометрических параметров автомобильных цистерн некругового поперечного сечения //Вестник НТУ «ХПИ», 2009. - №29. - С. 30-42. 6. *Батурин А.Т., Ицкович Г.М. и др.* Детали машин. – Изд. 6. – М.: Машиностроение, 1971. – 466 с. 7. *Иосилевич Г.Б.* Детали машин: Учебник для студентов машиностроит. спец. вузов. – М.: Машиностроение, 1988. – 368 с.

Поступила в редколлегию 22.02.12

*А.П. ГОРДИЕНКО*, канд. техн. наук, доц., доц. каф. "Информационные системы", Госуниверситет - УНПК, Орел, Россия

### ПУТИ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ ГРАФИЧЕСКОГО ПОЛЬЗОВАТЕЛЬСКОГО ИНТЕРФЕЙСА ДЛЯ МАШИНОСТРОИТЕЛЬНЫХ САПР

В статье рассматриваются пути совершенствования графического пользовательского интерфейса для машиностроительных САПР: использование новых метафор диалога, применение средств поддержки ограничений целостности и алгоритмов интерпретации действий пользователя в зависимости от визуального контекста. Показана целесообразность использования для этого методов чистого функционального программирования.

У статті розглядаються шляхи вдосконалення графічного інтерфейсу користувача для машинобудівних САПР: використання нових метафор діалогу, застосування засобів підтримки обмежень цілісності і алгоритмів інтерпретації дій користувача в залежності від візуального контексту. Показана доцільність використання для цього методів чистого функціонального програмування.

The article discusses ways to improve the graphical user interface for CAD engineering: the use of new metaphors of dialogue, use of support constraints and algorithms to interpret user actions depending on the visual context. The feasibility of using of the pure functional programming is shown.

Введение. Успешность применения САПР в большой степени зависит от качества ее пользовательского интерфейса (ПИ) – подсистемы, отвечающей за ее взаимодействие с оператором-проектировщиком. Неудобный ПИ может сделать малопригодными даже самые хорошие прикладные программы. На наш взгляд, в коллектив разработчиков САПР требуется включать специалистов по ПИ, среди которых должны быть как минимум автор диалога и специалист по эргономике.

В данной статье предлагается несколько направлений совершенствования ПИ. Во-первых, предлагается начать разработку с проектирования метафоры диалога. Здесь особая роль отводится специалистам по интерактивным методам и эргономике. Во-вторых, ПИ должен обеспечивать взаимодействие не только с отдельными компонентами прикладной модели, но и учитывать их взаимные соотношения. С этой целью в ПИ должны быть введены средства поддержки целостности данных. В-третьих, действия оператора должны интерпретироваться системой в зависимости от визуального контекста – состояния диалога и прикладной модели, представленного пользователю в графическом виде. Таким образом, можно существенно сократить число управляющих элементов ПИ и сделать взаимодействие с САПР более очевидным и понятным.

Кроме этого, при разработке ПИ необходимо использовать формальные спецификации логики диалога и важнейших структур данных. Для этого целесообразно использовать методы чистого функционального программирования, позволяющие строить доказательства корректности алгоритмов.

Целью данной работы является повышение качества ПИ за счет использо-

вания новых метафор диалога, интерактивных методов поддержки целостности прикладных моделей и анализа контекста диалога в процессе проектирования.

Разработка новых метафор. Метафора ПИ по аналогии с метафорами естественного языка определяет такое представление прикладной модели и объектов ПИ, при котором сложные и абстрактные компоненты замещаются более простыми и наглядными образами, имеющими аналогию с предметами реального мира. Применение метафор исключает необходимость непосредственного однозначного отображения внутренней структуры системы, и дает упрощенное, более понятное и привычное для конечного пользователя представление тех аспектов прикладной модели, которые необходимы ему для работы.

Для ГПИ машиностроительных САПР больше всего подходит метафора модели мира, которая предполагает, что на экране изображен образный мир объектов, имеющий свои законы и поведение. Пользователь взаимодействует с этим миром простыми действиями, в основном указывая и перемещая объекты. Мир реагирует перемещением объектов, изменением их формы, размеров, удалением объектов или визуализацией новых.

Метафора модели мира имеет свои корни в принципах непосредственного манипулирования, разработанных Б. Шнейдерманом [1]:

1) все интересующие пользователя объекты постоянно представлены на экране;

 пользователь не строит сложных синтаксических форм (последовательностей операций), а просто перемещает объекты или выбирает их мышью;

3) все действия пользователя обратимы, а реакция на них прикладных модулей – мгновенна.

Применение принципов прямого манипулирования произвело революцию в области ГПИ. Однако при реализации сложных операций в графическом редакторе приходится возвращаться к командным языкам. Например, для построения дуги окружности обычно используют команды, в которых заключается способ задания дуги и необходимые для него параметры. Поэтому принципы прямого манипулирования нуждаются в доработке: необходимо включить в ГПИ возможность манипулирования более абстрактными свойствами объектов, которые не сводятся к простым количественным изменениям значений атрибутов. Эти свойства касаются принадлежности элементов классам и различным соотношениям между объектами. Если добавить в ГПИ возможность пошагового изменения класса объекта по направлению род – вид и обратно, то получится интерфейс с операциями развития и деградации объектов. Будем говорить, что такой интерфейс использует метафору эволюционного развития. Ее смысл в том, что чертеж строится из объектов, являющихся экземплярами классов, организованных в родовидовую иерархию. Небольшой фрагмент такой иерархии показан на рис. 1. На ее вершине располагается класс – линия, определяющий графические объекты, имеющие начало и конец. Графически их можно представить отрезком прямой. Линия может стать дугой, если задать радиус, может – кривой, если задать управляющие точки. Такое преобразо-



Рис. 1. Фрагмент иерархии классов графических объектов

вание можно задать непосредственным действием мышью. При работе с таким ПИ пользователь, имея минимальные предварительные знания, может экспериментальным путем изучить остальные возможности системы.

Будем считать, что одно действие пользователя имеет 4 фазы: перемещение, нажатие кнопки, перемещение с нажатой кнопкой, отпускание кнопки. Таким образом, таким действием можно ввести две точки или переместить один объект. Это значит, что объекты, которые для своего определения требуют не более двух точек, можно строить непосредственно. Из числа объектов, приведенных на рис. 1, так можно построить только линию. Как быть с

более сложными объектами? – Можно применить метафору эволюции объекта. Например, отрезок прямой можно превратить (эволюционировать) в дугу ок-



Рис. 2. Изображение выделенного объекта: а – линии; б – дуги окружности ружности, если его дополнить новым атрибутом, например, третьей точкой или радиусом. Визуально это выглядит так: на первой фазе действия пользователя, когда он подводит мышь к какому-либо объекту, объект становится активным, как показано на рис. 2, а. Для него высвечиваются дополнительные построения (например, пиктограммы), обозначающие направления эволюции. Перемещение пиктограммы 4 вызывает эволюцию линии в дугу. Точка, в которой будет отпущена кнопка мыши, станет третьей точкой, определяющей дугу окружности. Аналогично из линии можно получить кривую Безье, переместив пиктограмму 3 и, таким образом, добавив управляющую точку. Воздействуя на пиктограммы 1 и 2 и перемещая отрезок, можно редактировать объект, не меняя его класса.

На рис. 2, б показана активная дуга окружности. Ее можно превратить в кривую (пиктограмма 5) или в окружность (пиктограмма 4). Она дегради-

рует в линию, если нажать пиктограмму 6. Остальные пиктограммы служат для простого изменения атрибутов дуги.

Важно отметить, что логику такого диалога можно определить строго, используя чистое функциональное программирование [2]. Но эта метафора все-таки имеет ограничение в случае, когда необходимо выполнить сложные структурные преобразования объектов или накладывать сложные ограничения целостности. Тогда применима метафора ассоциативного взаимодействия объектов. Ее суть в том, что объекты ПИ наделяются способностью взаимодействовать друг с другом. Для этого с каждым объектом связывается шаблон возможных вариантов взаимодействия. Эта метафора описана в работах [3, 4]. При взаимодействии объектов происходит поиск возможных геометрических соотношений между ними. Если найденных вариантов окажется много, то можно использовать методы логического вывода, выбирающие наиболее подходящие соотношения.

Используя предлагаемые метафоры, можно сформулировать новый метод проектирования ПИ. Исходными данными для проектирования будут: концептуальная схема графических примитивов; набор команд, которые должна выполнять система. Алгоритм проектирования заключается в следующем. Из набора команд выделяем те, которые можно реализовать на основе принципа прямого манипулирования. Они могут быть реализованы в рамках парадигмы МVC. Из оставшейся части выделяем те команды, которые получаются из уже реализованных команд добавлением или перемещением одной точки в соответствии с метафорой эволюционного развития. Процесс заканчивается, если будут реализованы все команды. Если окажется, что какие-либо команды не могут быть реализованы на основе уже существующих, то возможны два варианта действий: если для выполнения команды нужно определить дополнительно более одной точки, то вводим в концептуальную схему промежуточный примитив; иначе определяем шаблон ассоциативного взаимодействия и связываем его с новой пиктограммой.

Использование метафор эволюционного развития и ассоциативного взаимодействия объектов позволило в рамках принципа прямого манипулирования строить сложные графические объекты с заданными геометрическими соотношениями, действующими на их компонентах. Отказ от использования командных языков позволил упростить реализацию пользовательского интерфейса.

Интерактивное задание геометрических соотношений. В большинстве случаев при подготовке графических документов требуется не только строить графические элементы, такие как отрезки прямой, дуги окружности и кривые, но и учитывать их геометрические соотношения. Может потребоваться, чтобы некоторые отрезки были параллельными, другие – перпендикулярными, и все они должны иметь определенные размеры. Эти соотношения накладывают ограничения на форму графических элементов. Таким образом, ПИ должен давать возможность оперировать такими ограничениями.

В настоящее время развивается целое направление в программировании – программирование на основе ограничений (constraints programming). Ограничения в графических системах впервые были применены более 30 лет назад. Одной из первых систем, использовавших язык с ограничениями и объектно-ориентированный подход в интерактивной графике, является Sketchpad [5], разработанный Сазерлендом. Вслед за ней появился целый ряд систем, таких как ThingLab [6], Juno [7], Amulet [8] и другие. Опыт создания и применения графических систем с ограничениями показал их эффективность и практическое значение. Примером современной системы, использующей ограничения, может служить чертежно-графическая система "Компас".



Рис. 3. Структура графического редактора, использующего геометрические соотношения

На рис. 3 средствами языка UML показана структура графического редактора с включенными в нее средствами поддержки геометрических соотношений. Эта структура основывается на эталонной модели интерактивной системы Arch, которая обсуждалась на международной конференции EWHCI'92, проходившей в России в Санкт-Петербурге в 1992 г. [9]. Анализ моделей графического пользовательского интерфейса проведен нами в работах [10, 11]. Модель Arch обеспечивает три независимых уровня представления данных:

1) прикладные данные, например, описание редактируемого чертежа;

2) данные, относящиеся к вводу/выводу: пиксели, курсоры, графические примитивы и т.п., называемые данными логических устройств ввода (ЛУВ) и

графической системы;

3) данные, относящиеся к визуальному представлению интерфейса.

В структуре графического редактора выделены три части: модуль диалога с пользователем, получающий входные события от пользователя и обеспечивающий визуальное представление прикладных данных и объектов ПИ; функциональное ядро - базу прикладных данных, хранящую проектируемую модель и адаптер функционального ядра, который является связующим звеном между диалоговой компонентой и функциональным ядром. Последний обеспечивает разделение прикладных модулей и ПИ и таким образом дает возможность независимой работы прикладных программистов и разработчиков ПИ.

Рассмотрим подробнее структуру модуля диалога с пользователем. Непосредственно ввод и вывод информации осуществляется интеракторами нижнего уровня. Идея интерактора сформировалась под влиянием объектноориентированной парадигмы программирования как обобщение логических устройств ввода – вывода, изначально определенных в стандарте GKS [12]. Интерактор осуществляет обмен информацией между пользователем и прикладной базой данных. Он имеет локальное состояние, способен участвовать в событиях окружения и, вследствие этого, менять свое состояние и визуальное представление. К настоящему времени уже разработан ряд моделей интеракторов, анализ которых дан нами в [13].

Объектное представление является структурированной совокупностью графических примитивов, отражающей графическое представление прикладной модели и объектов пользовательского интерфейса. На множестве графических примитивов заданы геометрические соотношения.

Блок управления получает поток внутренних событий от подчиненных интеракторов и формирует контекст диалога – информацию о текущем состоянии объектного представления. Помимо этого он во входной последовательности событий распознает прикладные команды и передает их адаптеру функционального ядра. Блок управления является отдельной задачей, выполняющейся параллельно с другими интеракторами и функциональным ядром. Синхронизация между ними осуществляется через общие события. Логика диалога определяется выражениями поведения, написанными на языке CSP [14] с использованием операторов, описанных в [2].

Генератор гипотез о геометрических соотношениях сопоставляет вводимые пользователем данные с объектным представлением и выявляет возможные ограничения, которые затем передаются функциональному ядру.

Функциональное ядро – база прикладных данных, хранящая проектируемую модель, в которой важное место занимают средства, обеспечивающие целостность данных. Ограничения целостности формируются системой логического вывода геометрических соотношений, которая отбирает из списка возможных ограничений те из них, которые непротиворечиво и достаточно доопределяют прикладную модель. Система удовлетворения геометрическим соотношениям (в случае внесения изменений в прикладную модель) приводит в соответствие заданным ограничениям все остальные прикладные данные. Например, если пользователь ставит размер на чертеже, то добавляется новое ограничение – принадлежность прямой или окружности (в зависимости от типа размера). Если ей все ограничения удовлетворить не удастся, а это может произойти, если с новым размером построение чертежа станет невозможным, она выдаст сообщение о противоречии в данных. В этом случае пользователь должен интерактивно исправить свой проект.

Решение задачи поддержки целостности хорошо определенной модели можно представить как составление плана построения чертежа, начиная с некоторой фиксированной точки или линии. Определение геометрических свойств каждого следующего примитива производится на основе отношений, связывающих его с построенными ранее примитивами. Такой план можно построить, рассматривая степени свободы объектов модели. Обзор других подходов к решению данной задачи сделан в работе [15].

Обработка контекста ПИ. ПИ становится компактнее и понятнее пользователю, если его действия интерпретируются в соответствии с контекстом диалога. Под контекстом здесь понимается текущее состояние диалога и прикладной модели, представленные пользователю в графическом виде. Важность обращения к контексту покажем на примере диалога с чертежно-графической системой. Допустим, нам требуется разработать диалог для нанесения размеров на чертеже. Трудность этой задачи обусловлена разнообразием видов размеров. Они могут быть линейными, угловыми, радиальными. Каждый из названных видов имеет подвиды. Так, линейные размеры могут быть вертикальными, горизонтальными, между двумя точками, от точки до прямой, между двумя прямыми. Для каждого подвида возможно различное оформление размера: размерное число может располагаться посередине размерной линии, сбоку или на полке. Пользуясь общепринятым подходом, такое разнообразие вариантов можно обеспечить, разработав палитру инструментов, вызывающих соответствующие интерактивные методы нанесения размеров. Но в таком случае получается сложный в изучении и использовании ПИ.

Более удачное решение можно получить, если команда нанесения размера будет использовать контекст: пользователь введет начало и конец размерной линии, а система, исходя из контекста, выведет тип и некоторые геометрические параметры. Остальные параметры могут быть заданы при дальнейшем редактировании, например с использованием метафоры эволюционного развития.

Функцию обработки контекста можно возложить на систему вывода геометрических соотношений. Например, для задачи простановки размеров она, получив список гипотез о геометрических соотношениях, выведет тип размера и связанные с ним объекты.

Реализовать обработку контекста можно средствами чистого функционального программирования на языке Хаскель [16]. Этот выбор сделан по следующим причинам: во-первых, программа тогда будет математически точным определением, во-вторых, есть достаточно хорошо разработанные методы доказательства свойств таких программ и, в-третьих, в последнее время разрабатываются методы, основанные на теории категорий и понятии монады, позволяющие реализовывать сложные вычислительные процессы.

В данной работе представлен метод обработки контекста ПИ, в котором процесс работы продукционных правил моделируется монадами [17]. Монады позволяют описывать последовательности действий в рамках функционального программирования. Для нашей задачи подходит монада **Мауbe**, моделирующая действие, которое может дать результат, а может и не дать. Последовательностью таких действий реализуется продукционное правило системы логического вывода. Поскольку монада **Мауbe** позволяет суммировать действия оператором **mplus**, соединив им реализации отдельных продукций можно получить систему логического вывода.

Задачу обработки контекста диалога рассмотрим на примере простановки размеров в чертежно-графической системе. Пусть пользователь ввел две точки, которые определяют отрезок. Эти точки и отрезок геометрически соотносятся с контекстом. Геометрические соотношения могут быть самыми разнообразными, приведем только те из них, которые будут использованы в данной статье.

Для точки с точкой:

1) введенная точка совпадает по координате Х с некоторой точкой из контекста,

2) аналогичное совпадение по координате Y,

- 3) введенная точка полностью совпадает с некоторой точкой из контекста. Для точки с прямой:
- 4) введенная точка лежит на прямой из контекста,
- 5) введенная точка принадлежит перпендикуляру, проведенному из конца отрезка из контекста. Для отрезка:
- 6) введенный отрезок параллелен отрезку из контекста,
- отрезок перпендикулярен отрезку из контекста.
   Эти соотношения представим алгебраическим типом:
- data Guess = EqX Int
  - EqY Int EqPnt Int PntOnLine Int PntOnPerp Int Int Parallel Int Perpend Int

(1)

Здесь конструкторы данных следуют в том же порядке, что и перечисленные выше соотношения. Конструкторы соответственно содержат следующие значения:

- 1) индекс координаты Х,
- 2) индекс координаты Ү,

3) индекс точки,

4) индекс отрезка,

- 5) индексы отрезка и точки, через которую проведен перпендикуляр,
- б) индекс отрезка,
- 7) индекс отрезка.

Будем считать, что для каждой введенной точки формируется список геометрических соотношений типа [Guess], причем для второй точки могут быть соотношения с прямой, проходящей через две введенные точки. Итак, для двух введенных точек имеем два списка: gl::[Guess] и g2::[Guess]. Они будут использоваться системой продукций как факты. Продукционные правила будут искать факты и в случае успеха запускать на выполнение действия функционального ядра. В таблице приведено соответствие найденных соотношений действиям.

Таблица

#### Соответствие контекста выполняемому действию

№ вари- анта	Геометрические соотношения с контекстом	Выполняемое действие
1	Два совпадения по координате Х	Вставка горизонтального
2	Два совпадения по координате Ү	Вставка вертикального линейного размера
3	Указаны две точки	Вставка линейного размера, определяю- щего расстояние между двумя точками
4	Для введенного отрезка существует параллельный отрезок. Введенные точки лежат на перпендикулярах к этому отрезку, проведенных из его концов	Вставка направленного линейного разме- ра, определяющего расстояние между двумя точками, при этом учитывается расстояние от отрезка до размерной ли- нии
5	Указаны точка и отрезок	Вставка линейного размера, определяю- щего расстояние от точки до прямой
6	Указаны два параллельных отрезка	Вставка линейного размера, определяю- щего расстояние между двумя парал- лельными прямыми

Поиск фактов будем вести стандартной функцией **find** которая, получив предикат **p**, задающий свойство искомого объекта и список объектов возвращает (Just **x**), если **x** — первый объект в списке, удовлетворяющий свойству **p**, или в противном случае — Nothing. Например, поиск совпадений по координате **X** определяется функцией:

findEqX = find eqX	
eqX (EqX _) = True	(2)
eqX _ = True	

Далее будем считать, что для каждого конструктора типа **Guess** у нас есть соответствующая функция поиска. Эти функции мы будем использовать для моделирования продукционных правил, которые реализуются на основе монад.

Например, правило для вставки горизонтального размера согласно определению, приведенному в таблице 1, кодируется следующим образом:

horDimRule = do	
(EqX ixl) <- findEqX gl	(2)
(EqX ix2) <- findEqX g2	(3)
constrHorDim p1 ix1 p2 ix2	

Аналогично определяются и правило для вставки направленного размера:

Продукции объединяются в систему операцией mplus с учетом их приоритета. Более подробно вопросы реализации монадического взаимодействия с контекстом изложены в [18].

Рассмотренный метод обработки контекста ПИ позволяет декларативно описывать интерактивный процесс, за счет чего становится более понятной связь между руководством пользователя и программной реализацией. Кроме этого облегчается процесс модификации программы и таким образом появляется возможность поэтапного ее усовершенствования.

### Выводы:

1. Показано, что разработка новых метафор диалога, таких как метафора эволюционного развития и метафора взаимодействующих объектов, может сделать ПИ более компактным и понятным.

2. Введение в ПИ системы поддержки ограничений целостности существенно расширяет возможности САПР.

3. Интерпретация действий пользователя в соответствии с контекстом диалога позволяет упростить ПИ и сделать его более понятным.

4. Применение функционального программирования практически сводит к нулю вероятность ошибок в программе и позволяет сконцентрировать внимание разработчика ПИ на прикладных аспектах.

Список литературы: 1. Shneiderman B. Direct manipulation. A step beyond programming languages // Computer. 1983. - Vol.16. - N.8.-P.57-69 2. Гордиенко А.П. Процессы диалога // Известия ОрелГТУ. Серия "Информационные системы и технологии".- 2005.- N 2(8).- С. 50 -61. 3. Гордиенко А.П. Язык взаимодействия объектов в пользовательском интерфейсе прямого манипулирования // Материалы конференции Графикон'94.- Нижний Новгород 1994. С.105-110. 4. Гордиенко А.П. Разработка графического пользовательского интерфейса методами чистого функционального программирования // Материалы международной научной конференции "Пользовательский интерфейс в современных компьютерных системах".- Орел: Орловский государственный технический университет, 1999. - С. 98–103. 5. Sutherland I.E. Sketchpad: A Man-Machine Graphical Communication System // Proceedings of the Spring Join Computer Conference.- 1963.- P.329-345. 6. Myers B. A., Richard G. McDaniel, Robert C. Miller, Alan S. Ferrency, Andrew Faulring, Brace D. Kyle, Andrew Mickish, Alex Klinovitski and Patrick Doane. The Amulet Environment: New Models for Effective User Interface Software Development // IEEE Transactions on Software Engineering- 1997.- Vol.23,- N.6.- P.347-365. 7. Nelson G. Juno, a constraint-based graphics system // SIGGRAPH'85.- 1985.- Vol.19.- N.3.- P.235-243. 8. Borning A., Duisberg. Constraint-Based Tools for Building User Interfaces // ACM Transactions on Graphics.- 1986.- Vol.5.- N.4.- P.345-374. 9. Bass L, Coutaz J., Unger C. A reference model for interactive system construction. In Gornostaev J. (Ed.) Proceedings of the East-West International Conference on Human-Computer Interaction EWHCl'92, St. Petersburg, Russia, 4-8 August, 1992, International Center for Scientific and Technological Information, Moscow, pp. 23-30. 10. Гордиенко А.П. Модели графического пользовательского интерфейса // Вестник МЭИ.- 2003.- N 2.- С. 83-90. 11. Гордиенко А.П., Чижов А.В. Объектно-ориентированная модель системы объемного проектирования изделий сложной формы // Инженерный журнал-справочник.- 1999.- N 1.- С.26-30. 12. ISO 7942-1985E - Information Processing System.- Computer Graphics.- Functional Specification of the Graphical Kernel System (GKS). 13. Гордиенко А.П., Построение графического пользовательского интерфейса в виде иерархии интеракторов // ИТНОП Известия ОрелГТУ Информационные системы и технологии, 2004, т. 2 (3). С. 110-116. 14. Хоар Ч. Взаимодействующие последовательные процессы.- М: Мир, 1989. 15. Чижов А.В. Использование ограничений в графическом редакторе, поддерживающем целостность геометрической модели // ИТНОП Известия ОрелГТУ Информашионные системы и технологии, - 2004, т. 2 (3) С. 48-52, 16. Hudak, P. Haskell 98 Language and Libraries. The Revised // Technical report. - Yale University and Glasgow University. - 2002. - 151 p. 17. Wadler, P. Monads for functional programming //Advanced Functional Programming, Springer Verlag, LNCS 925. - 1995. C. 24-52. 18. Гордиенко А.П. Основанная на моналах обработка контекста в графическом пользовательском интерфейсе // Материалы IV-й международной научно-технической конференции «Информационные технологии в науке, образовании и производстве» (ИТНОП).- Орел: ОрелГТУ, 2010, т. 3 С. 68-73.

Поступила в редколлегию 30.10.11

### УДК 62.522

*І.П. ГРЕЧКА*, канд. техн. наук, ст. викл. каф. ТММіСАПР НТУ "ХПІ", Харків;

*М.С. СВИНАРЕНКО*, канд. техн. наук, ас. каф. менеджменту ХДТУБА, Харків;

*О.І. ЗІНЧЕНКО*, канд. техн. наук, доц., доц. каф. ТММіСАПР НТУ "ХПІ", Харків

### ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ГІДРОАГРЕГАТІВ, ПОБУДОВАНИХ З ВИКОРИСТАННЯМ ГІДРОАПАРАТІВ ІЗ ОСЦИЛЯЦІЄЮ

Проведено аналіз ефективності застосування гідроапаратів із осциляцією у гідроагрегатах технологічних машин. Описано принцип роботи гідроагрегату верстата. Визначена ефективність їх використання.

Проведен анализ эффективности применения гидроаппаратов с осцилляцией в гидроагрегатах технологических машин. Описан принцип работы гидроагрегата станка. Определена эффективность их использования.

The analis is the efficiency of hydraulic units with oscillation is held in the hydraulic unit of technology machines. The principle of the hydraulic unit of the machine are described. The efficiency of their use is defined.

**Вступ.** Широке впровадження гідроагрегатів (ГА) для виконання робочих і допоміжних функцій технологічних машин обумовлена тим, що вони

мають: малий об'єм і масу на одиницю переданої потужності; можливість плавного, безступінчастого регулювання швидкостей і зусиль; малу інерційність виконавчого механізму; простий і надійний захист від перевантажень; можливість створення систем будь-якої складності; забезпечують одержання режимів, що змінюються в часі роботи автоматично та за заданою закономірністю [1]. У світовій і вітчизняній практиці створення високоефективних ГА технологічних машин визначилася тенденція застосування гідроапаратів з осциляцією замість традиційних [2, 3]. Їх використання дозволяє: зменшити кількість гідроапаратів; значно поліпшити процес перемикання; підвищити надійність і довговічність машин за рахунок виключення закидів тиску, ударів і ривків; забезпечити стабілізацію силових і швидкісних параметрів

виконавчих механізмів; зменшити енергетичні втрати за рахунок зменшення об'ємних втрат в ГА [3].

Аналіз літературних джерел. Гідравлічна система преса для штампування із зусиллям, пропорційним температурі нагрівання заготівки, зображена на рис. 1, складається з виконавчого гідроциліндра 1; гідророзподільника (ГР) 3; насоса з регулятором тиску 4 [2]. Тиск регулювання насоса встановлю-ється клапаном 5 із електромагнітним керуванням і осциляцією. Керуючий сигнал від датчика 2 надходить до блоку керування 6, підсилюється та забезпечує пропорційне керування запобіж-ним клапаном (ЗК) 5, який регулює



Рис. 1. Схема гідравлічного преса із клапаном 5 з електромагнітним керуванням і осциляцією, для штампування із зусиллям, пропорційним температурі нагрівання заготівки

тиск в гідравлічній системі. У результаті зміни настроювання рівня тиску змінюється зусилля штампування. Завдяки використанню клапана з електромагнітним керуванням і осциляцією, забезпечується висока ефективність технологічного циклу і якість одержуваних деталей.

В гідравлічній системі керування дисковим гальмом за допомогою ЗК із електромагнітним керуванням і осциляцією (рис. 2) гідроциліндр однобічної дії блокує гальмо у випадку відсутності тиску керування [3]. Зміна тиску керування за допомогою ЗК із електромагнітним керуванням і осциляцією дозволяє здійснювати відключення гальма й керувати процесом гальмування. Наявність осциляції в ЗК із електромагнітним керуванням дозволяє забезпечити його високу чутливість до керуючих сигналів, отже підвищити ефективність гідравлічної системи керування. У ГА із пропорційним електричним керуванням реалізація електричного вібраційного контуру здійснюється за рахунок накладання осцилюючого сигналу, частота якого становить (150 – 200) Гц, а амплітуда (50 – 100) мА, на вхідний електричний сигнал, що подається від електронного блоку керування типу БУ 2110 [3, 4].



Таким чином, реалізація електричного вібраційного контуру в ГА потребує включення до цього контуру додаткової обмотки та наявності спеціальних модулів осциляції в системі керування. Це ускладнює конструкцію ГА та підвищує його ціну. А у випадку гідравлічного керування потребує додатково використовувати інший вид енергії, що знижує надійність ГА. Відмітимо, що в роботі [5] розроблені

гідравлічні апарати з гідравлічним керуванням і гідравлічною осциляцією. Проведений авторами аналіз літературних джерел показав, що немає обґрунтування економічної ефективності застосування технологічних машин, побудованих із застосуванням гідроапаратів із гідравлічною осциляцією.

**Мета статті.** Метою даної статті є розробка методики та економічне обгрунтування застосування гідроапаратів із гідравлічною осциляцією.

Гідроагрегат верстата для намотування обмоток електродвигунів. Розроблено схемне рішення ГА [6]. Схема ГА верстата для намотування обмоток електродвигунів, яка показана на рис. 3, містить з'єднані послідовно ГР із гідравлічним вібраційним контуром (ГВК), що дозує витрату, та клапан тиску 12, який складається із дроселюючого золотника, під торці якого підведені тиски – до ГР із ГВК (тиск на виході насоса  $p_{\rm H}$ ) і після ГР 9  $p_1$  і пружини 11, розташованої в камері більш низького тиску (за ГР 9), це забезпечує постійний перепад тиску на дроселюючій щілині ГР 9. Клапан тиску 12 виконує функцію керуючого дроселя (компенсатора тиску) і одночасно елемента порівняння в системі зворотного зв'язку, а ГР із ГВК – компенсатора витоків за рахунок введення зворотного зв'язку по тиску із входу ГМ 14. Таким чином, забезпечується регулювання витрати, яка підводиться до ГМ 14, та постійна частота обертання ГМ 14, незалежно від зовнішнього навантаження й витоків в ньому.

Завдяки використанню ГВК золотник здійснює осцилюючий зворотнопоступальний рух з великою частотою та малою амплітудою, усуваючи, таким чином, силу тертя спокою та підвищуючи чутливість ГР 9 до гідравлічного керуючого сигналу.



Рис. 3. Гідравлічна принципова схема ГА верстата для намотування обмоток електродвигунів: 1 – бак; 2 – насос; 3 – електродвигун; 4 – муфта; 5, 6, 13, 17, 20 – трубопроводи; ГВК: 7 – внутрішній патрубок, 8 – камера; 9 – слідкуючий ГР; 10 і 19 – пружини ГР 9; 11 – пружина клапана тиску; 12 – клапан тиску; 14 – гідромотор; 15 – вал ГМ; 16 – котушка для намотування дроту; 18 – трубопровід (гідравлічний зворотний зв'язок по тиску); 21 – манометр; 22 – запобіжний клапан: 23 – ГР; 24 – основний; 25 – допоміжний; 26 – заливна горловина; 27 – термометр

Економічна ефективність розробленого ГР з ГВК у складі ГА. Оцінку технічного рівня виконували порівнянням сукупності показників якості ГА верстата для намотування обмоток електродвигунів, що проектується, з відповідною сукупністю показників аналога [7]. Важливим показником, який визначає доцільність виробництва і впровадження в промисловість ГА, що розробляється, є економічний ефект. Проводили розрахунок економічної ефективності від упровадження в виробництво розроблених ГР з ГВК і використання їх у ГА. Визначали госпрозрахункового економічний ефект [8]

$$E_{\rm rp} = \sum_{i=1}^t \left( P_t - B_t - \Pi_{\rm npt} \right) \alpha_t \,,$$

де t – період випуску і реалізації виробу, приймали t = 5 років;  $B_t$  – вартісна оцінка витрат на виробництво ГА в t-му періоді, грн.;  $P_t$  – вартісна оцінка ре-

зультатів виробництва в *t*-му періоді, грн.;  $\Pi_{npt}$  – податок на прибуток в *t*-му періоді, грн.;  $\alpha_t$  – коефіцієнт дисконтування результатів, який враховує фактор часу  $\alpha_t = 1/(1 + E_{np})^{t-1}$ , де  $E_{np}$  – коефіцієнт приведення результатів і витрат, зіставлений з урахуванням фактору часу,  $E_{np} = 0,1$ ; *t* – кількість років, що відокремлюють результати даного року від кінця розрахункового періоду.

Величину вартісної оцінки результатів виробництва в *t*-му періоді  $P_t$  визначали за формулою [8]  $P_t = \mathcal{U}_{oq} \cdot N_{\phi}$ , де  $\mathcal{U}_{oq}$  – ціна одиниці виробу, що проектується, грн. [9];  $N_{\phi}$  – фактичний річний об'єм продажу, шт., з урахуванням ступеня ризику  $\beta = 5\%$ , який визначали за формулою  $N_{\phi} = N_{piv} (1 - \beta/100)$ , де  $N_{piv}$  – річний об'єм випуску виробів, шт.

Величину вартісної оцінки витрат на виробництво виробу в *t*-му періоді  $3_t$  визначали за формулою  $B_t = C_{\text{повн}} N_{\text{річ}}$ , де  $C_{\text{повн}}$  – повна собівартість одиниці виробу, грн., яка визначалась з [10].

Величину податку на прибуток  $H_{npt}$  розраховували за формулою [8]  $H_{npt} = (P_t - B_t) \cdot \% \Pi_{npt} / 100$ , де %  $\Pi_{npt} -$ затверджений відсоток податку на прибуток, %  $\Pi_{npt} = 25$  %.

Розрахунок величини госпрозрахункового економічного ефекту проводили для ГА верстата для намотування обмоток електродвигунів і ГР з ГВК (табл. 1).

Таблиця 1

Результати розрахунку величини госпрозрахункового економічного ефекту при реалізації ГА та ГР з ГВК

		Показник									
Виріб	<i>Ц</i> <sub>од</sub> ,	$N_{\rm piq}$ ,	$N_{\phi}$ ,	$C_{\text{повн}},$	$B_t$ ,	$P_t$ ,	$\Pi_{npt}$ ,	$E_{\rm rp}$ ,	$\Sigma E_{\rm rp}$ ,		
	грн.	шт.	шŤ.	грн.	грн.	грн.	грн.	грн.	грн.		
ΓР	2692	35	33	2071	72485	88836	4905,3	11446	76858		
ΓА	102180	5	5	78600	393000	510900	35370	82530	554189		

З табл. 1 видно, що при реалізації одного розробленого ГА верстата величина госпрозрахункового економічного ефекту  $E_{\rm rp}$ , що залишається у розпорядженні підприємства, становить 82530 грн. за 5 років, а одного ГР з ГВК – 11446 грн. Таким чином, їх виробництво є цілком економічно обгрунтованим.

Для оцінки технічного рівня ГА використовували наступні основні показники [11]: класифікаційні, а саме: призначення; конструктивні; надійності; економного використання матеріалу; економного використання енергії; ергономічні. До класифікаційних показників належать: діаметр умовного проходу; значення номінального та максимального тиску в ГА; номінальні витрата та потужність; номінальний крутний момент; номінальна тонкість фільтрації тощо. До оціночних показників належать: рівень тиску та діапазон його регулювання; точність підтримування заданих значень тиску та потужності; час зміни тиску при ступінчастій зміні витрати від номінальної до мінімальної та навпаки; час переключення; зона нечутливості; гістерезис; нелінійність; статична неточність тощо. Зауважимо, що для ГА такі показники технічного рівня, як діаметр умовного проходу, витрата, номінальний та максимальний тиск вибираються стандартизовані та визначаються в залежності від потужності ГА, необхідної для забезпечення його функціонування.

При розрахунку показників технічного рівня приймали, що номінальні значення тиску, витрати, витоки, ККД та надійність ГР з ГВК і без нього для варіантів аналогу, проекту і еталону однакові. Ступінь відповідності параметрів оцінюваного ГА-еталону розраховували за формулою [8]  $I_i = P_i/P_i^e$ , де  $I_i$  – параметричний індекс *i*-го параметра;  $P_i$  та  $P_i^e$  – відповідно, значення *i*-го параметра, який характеризує споживчі властивості оцінюваного ГА і ГА-еталону.

Показник уніфікації – коефіцієнт використання – визначали на підставі даних конструкторської документації за формулою  $K_{\rm np} = (\Pi_{\rm g} - \Pi_{\rm g0} / \Pi_{\rm g}) \cdot 100$ , де  $\Pi_{\rm g}$  – загальна кількість деталей, шт.;  $\Pi_{\rm g0}$  – кількість оригінальних деталей, шт.

Зведений індекс показників технічного рівня розраховували за формулою  $I_{\mu} = \sum_{i=1}^{n} B_i \cdot I_i$ , де  $I_i$  – величина параметричного індексу *i*-го параметру;  $B_i$ 

- величина вагомості *i*-го параметру.

Рівень показників технічного рівня ГА визначали за формулою  $K = I_{\mu}/I_{o\mu}$ , де  $I_{o\mu}$  – зведений індекс показників технічного рівня ГА-аналогу.

Зведений індекс показника технічного рівня розробленого ГА верстата становить 0,972 (табл. 2) і, за класифікацією [7], відповідає вищій категорії якості. Конкурентоспроможність розробленого ГА становить 1,154, тобто ГА з ГВК за показниками технічного рівня перевищує ГА-аналог.

Таким чином, використання ГР з ГВК і реалізація гідравлічного зворотного зв'язку по тиску підвищують точність підтримання витрати через гідромотор і сили натягу дроту, що покращує показники технічного рівня ГА верстата для намотування обмоток електродвигунів (табл. 2).

Висновки. Проведений аналіз ефективності застосування гідроапаратів із осциляцією у ГА технологічних машин дозволив установити, що їх використання дозволяє зменшити кількість гідроапаратів, забезпечити швидкий розгін і зупинку, стабілізацію силових і швидкісних параметрів виконавчих механізмів, зменшити енергетичні втрати, підвищити надійність і довговічність машин. Розрахунковим шляхом установлено, що за показниками технічного рівня розроблений ГА верстата відповідає вищій категорії якості. Зведений індекс показника технічного рівня розробленого ГА становить 0,972, а конкурентоспроможність – 1,154. Доведено економічну ефективність від упровадження в виробництво і промисловість розроблених ГА.

Oi	цінка п	юказн	иків т	ехнічного	рівня І	A		
Найменування основних	Величина показ- ників якості за варіантами			Відносний пока- зник технічного рівнявиробу		сть показ- 1, бали	Зведений ін- декс показни- ка технічного рівня	
параметрів	Аналог	Проект	Еталон	Аналог	Проект	Вагомі ника	Аналог	Проект
<ol> <li>Час спрацювання ГР, с</li> </ol>	0,2	0,1	0,1	0,5	1,0	0,09	0,045	0,09
<ol> <li>Перевищення тиску в ГА від номінального при різкому перевантажені системи, %</li> </ol>	10	8	8	0,8	1,0	0,04	0,032	0,04
3. Гістерезис ГР, %	7,44	5,67	4,64	0,624	0,818	0,07	0,044	0,057
4. Коефіцієнт нерівномірності	0,099	0,075	0,071	0,717	0,947	0,08	0,057	0,076
5.Точність підтримання тиску в ГА, %	7,93	3,7	3,5	0,441	0,946	0,05	0,022	0,047
6. Коефіцієнт використання	0,85	0,77	0,85	1,0	0,906	0,04	0,04	0,036
7. Точність підтримання сили натягу дроту в ГА, %	84	93	97	0,866	0,959	0,1	0,087	0,096
<ol> <li>Показник економного використання енергії (1/види енергії)</li> </ol>	0,5	1	1	0,5	1,0	0,03	0,015	0,03
9. Однакові показники	-	-	-	1,0	1,0	0,5	0,5	0,5
Комплексний показник	_	-	_	_	_	1	0.842	0.972

Список літератури: 1. Проектирование гидроприводов и систем управления промышленных роботов. Методические рекомендации. – М.: НИИмаш, 1979. – 62 с. 2. Оксененко А.Я., Скворчевский Е.А., Подкуйко Л.А. Гидравлические пропорциональные системы управления металлорежущими станками и другими машинами. Обзор. – М.: НИИмаш, 1983. – 36 с. 3. Наладка и эксплуатация гидрораспределителей с пропорциональным электрическим управлением типа РП: [метод. рекомендации]. – М.: ВНИИТЭМП, 1986. – 68 с. 4. Свешников В.К. Станочные гидроприводы: [справочник] / В.К. Свешников. – М.: Машиностроение, 1995. – 448 с. 5. Андренко П.М. Розвиток наукових основ проектування апаратів із гідравлічною осциляцією для систем гідроприводів: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня доктор. техн. наук: спец. 05.02.02 "Машинознавство" / П.М. Андренко. Київ, 2009. – 40 с. 6. Пат. 45554 Україна, МПК F15B 9/00. Гідроагрегат верстата для намотки обмоток електродвигунів / Андренко П.Н., Гречка І.П., Білокінь І.І., Стеценко Ю.М.; заявник і патентовласник Андренко П.Н., Гречка І.П., Білокінь І.І., Стеценко Ю.М. – № и 2009 07102; заявл. 07.07.09; опубл. 10.11.09, Бюл. № 21. 7. Гидроприводы объемные, пневмоприводы, и смазочные системы. Оценка технического уровня и качества: ОСТ2 H06-35-84. - [Чинний від 1985-01-01]. - М.: ВНИИТЭМР, 1985. - 39 с. (Отраслевой стандарт). 8. Яковлев А.І. Соціально-економічна ефективність за умов ринку: навч. посібник / А.І. Яковлев. - К.: ІСДО, 1994. - 228 с. 9. Методичні вказівки з виконання бакалаврського проекту (роботи) для студентів економічного факультету спеціальності 6.050107 "Економіка підприємств", денної та заочної форм навчання / [уклад. А.І. Яковлєв]. – Х.: НТУ "ХПІ", 2007. - 28 с. 10. ООО "ТЕХРЕЗЕРВ-УКРАИНА". Прайс лист: [Электронный ресурс] // Режим доступу: kharkov@ tchrezerv.ru, www.tchrezerv.ru. 11. Система показателей качества продукции. Гидроприводы объемные, пневмоприводы, и смазочные системы. Номенклатура показателей: ГОСТ 4.37-90. [Введен в действие 1990-06-09] - М.: Издательство стандартов, 1990. - 39 с.

Таблиия 2

### УДК 623.438:539.3

*И.Н. КАРАПЕЙЧИК*, канд. эк. наук, ген. директор ПАО "Азовмаш", Мариуполь

### МЕТОДИКА ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ РЕАКЦИИ КОРПУСОВ БРОНЕТРАНСПОРТЕРОВ НА ЛОКАЛЬНОЕ ИМПУЛЬСНОЕ ВОЗДЕЙСТВИЕ

Розроблена методика експериментальних досліджень реакції корпусів бронетранспортерів на локальну імпульсну дію. Її метою є визначення власних частот коливань окремих панелей бронекорпусу. Ці дані складають основу для розрахунково-експериментального обґрунтування параметрів числових моделей бронекорпусів бронетранспортерів.

Разработана методика экспериментальных исследований реакции корпусов бронетранспортеров на локальное импульсное воздействие. Ее целью является определение собственных частот колебаний отдельных панелей бронекорпуса. Эти данные составляют основу для расчетно-экспериментального обоснования параметров численных моделей бронекорпусов бронетранспортеров.

Methodology of experimental researches of armoured troop-carriers hulls reaction on local impulsive influence is worked out. Its aim is determination of vibrations eigenfrequencies of armoured hulls separate panels. These data make basis for the computational and experimental ground of numerical models parameters of armoured troop-carriers hulls.

Введение. Бурное развитие в современном мире интереса к военным колесным и гусеничным машинам легкой категории по массе определяют значительный интерес к исследованию реакции их корпусов как основных силовых, компоновочных, защитных и интегрирующих элементов на воздействие различных поражающих факторов. В частности, решению отдельных частных задач данного типа посвящены работы С.Т. Бруля, А.Ю. Васильева, Г.Д. Гриценко, Е.В. Пелешко, Н.А. Ткачука и др. [1-5]. В этих и в ряде других работах широко применяется метод конечных элементов (МКЭ). Построенные конечноэлементные модели (КЭМ) оснащаются дополнительными возможностями для параметрического их изменения, что придает качественно новые свойства для решения задач синтеза рациональных параметров бронекорпусов по критериям обеспечения подвижности, огневой мощи, защищенности и обитаемости. В частности для ПАО "Азовмаш" эти проблемы привязаны к бронетранспортеру БТР-ЗЕ, изготавливаемому по различным контрактам.

В то же время слабым местом проводимых исследований является недостаточное экспериментальное обоснование адекватности, корректности и точности самих конечно-элементных моделей, получаемых с их помощью результатов и разрабатываемых рекомендаций. Действительно, эти исследования продолжительны, громоздки и затратны. В связи с этим в некоторых случаях исследователи привлекали для этих целей специально изготовляемые макетные образцы отдельных частей бронекорпуса. Такой подход, построенный на численно-экспериментальной отработке КЭМ бронекорпусов, безусловно, имеет право на использование, развитие и совершенствование. Особенно этот путь полезен на начальных этапах разработки, когда налицо дефицит времени, средств и, собственно, самих объектов исследований. При этом необходимо отметить, что наивысшей степенью достоверности по-прежнему обладают результаты экспериментальных исследований натурных образцов, в данном случае – корпусов бронетранспортеров. Эти испытания никакими другими исследованиями заменены быть не могут. Таким образом, актуальность и важность данной задачи очень высока.

Еще одним важным обстоятельством, усиливающим потребность в проведении экспериментальных исследований натурных образцов, является то, что только в этом случае можно отследить влияние на свойства исследуемой конструкции «технологической» компоненты. Речь идет о влиянии условий того или иного производства, особенностей заготовительных и сборочносварочных операций, технологических режимов изготовления бронекорпусов на их свойства как изделия. Обычно эти важные обстоятельства не учитываются при формировании физических, математических, геометрических, расчетных и численных моделей исследуемых объектов. Предпочтение отдается их формированию только на основе конструкторской документации. Такой крен может приводить к значительным погрешностям, особенно для бронекорпусов, представляющих собой многокомпонентную пространственную конструкцию, элементы которой соединяются преимущественно сваркой. Наличие большого количества сварных швов не позволяет игнорировать большой пласт технологических факторов, которые напрямую могут оказать влияние на интегральные характеристики бронекорпуса как результат конструктивных, технологических и производственных решений. Данные аргументы еще больше подкрепляют актуальность, необходимость и важность проведения экспериментальных исследований бронекорпусов военных колесных и гусеничных машин легкой категории по массе.

В данной работе ставится и решается проблема применительно к определению динамической реакции бронекорпусов бронетранспортеров БТР-3Е, изготавливаемых в производственных условиях предприятий ПАО "Азовмаш".

*Цель работы* состоит в разработке методики экспериментальных исследований динамических характеристик корпусов бронетранспортеров БТР-3Е для последующего обоснования параметров их конечно-элементных моделей.

Методика испытаний. При обосновании методики экспериментальных исследований необходимо в первую очередь принять во внимание конечные их цели. Поскольку корпус бронетранспортера подвергается в ходе эксплуатации и боевого применения значительным динамическим нагрузкам, то целесообразно обосновывать параметры именно его динамической модели. В свою очередь, наиболее информативными в плане описания динамических свойств являются сведения о спектре собственных частот и форм колебаний исследуемого объекта, поскольку в их формировании участвуют и жесткостные, и инерционные свойства последнего. В силу данной аргументации целесообразно произвести экспериментальные измерения именно этих характеристик корпуса бронетранспортера.

Необходимо также принять во внимание особенности конструкции корпуса бронетранспортера. Он представляет собой множество панелей, соединенных между собой при помощи сварки по контурам различной формы и длины. Сами бронелисты имеют различную толщину в разных проекциях, а также разнообразные способы усиления и соединения с элементами внутреннего силового каркаса. Все это обуславливает разнообразие собственных форм колебаний, их локализацию в корпусе, а также разнесенность соответствующих частот собственных колебаний в общем их спектре.

Учитывая отмеченные выше особенности для экспериментальных исследований динамических характеристик корпуса бронетранспортера, было предложено выбрать набор точек, разнесенных по разным панелям. На рис. 1 представ-

лено их расположение, продиктованное стремлением получить максимум информации об объекте.

В указанных на рис. 1 точках предусмотрена установка датчиков – акселерометров. Для фиксации, регистрации и обработки получаемой информации применяется комплекс аппаратуры:

• виброизмерительный комплекс ВИП-50, состоящий из вибропреобразоватеся ПДУ-50 и усилительного блока с фильтрами нижних частот типа У-ФНЧ-3;

• аналогово-цифровой преобразователь Е-330;

• регистрирующее устройство на базе персонального компьютера.

Основные технические характеристики вибропреобразоватеся ПДУ-50 и У-ФНЧ-3:

 $\bullet$ диапазон измеряемого ускорения, м/с² – ±500,0;

• частотный диапазон измеряемых ускорений, кГц – 0...1.

Монтаж акселерометра осуществлялся на корпусе бронетранспортеров через деревянную прокладку, приклеенную клеем «Циакрин». Смонтированный датчик проверен на отсутствие зазора и колебаний в месте крепления.

**Планирование исследований.** Разработанную методику испытаний планируется интегрировать в комплекс расчетно-экспериментальных исследований бронекорпусов военных колесных и гусеничных машин легкой кате-





Рис. 1. Схема расположения контрольных точек для установки датчиков на корпусе бронетранспортера БТР-ЗЕ

гории по массе. В частности, для обоснования параметров численных моделей корпусов бронетранспортеров будут привлекаться как результаты макетных испытаний в лабораторных условиях, так и стендовые испытания (см. статьи в этом же сборнике [6, 7]), а также результаты измерений на натурных образцах по методике, предложенной в данной статье. Такое комплексное обоснование данных моделей (в частности, планируется применение метода конечных элементов) является не избыточным, а вполне соответствующим по логике расчетно-экспериментальных исследований.

Кроме того, следует учитывать, что сам исследуемый объект является достаточно сложной механической системой, при построении модели которой следует учесть множество факторов. Это обстоятельство требует именно формальной избыточности информации, целью которой будет вычленение действительно важных и определяющих факторов в процессе создания интегрированных достоверных и обоснованных их моделей.

В последующих исследованиях уже с привлечением обоснованных конечно-элементных моделей бронетранспортеров БТР-ЗЕ и других машин будет исследована их реакция на действие усилий отдачи при стрельбе. Получаемые таким образом результаты будут положены в основу проектноконструкторских решений корпусов легкобронированных машин.

Заключение. На рис. 2 представлена в качестве иллюстрации пробная осциллограмма, полученная в ходе предварительных испытаний с целью тестирования измерительной аппаратуры.





Рис. 2. Рабочий момент испытаний корпуса бронетранспортера БТР-ЗЕ и пример фрагмента зафиксированной виброграммы

Динамический процесс возбуждался путем воздействия ударника в зоне, примыкающей к датчику. Видно, что процесс фиксируется четко. Повторение испытаний несколько раз (не менее трех) продемонстрировало соответствие их результатов.

Таким образом, можно сделать вывод о работоспособности созданного измерительного комплекса и применимости предложенного в работе подхода к расчетноэкспериментальному обоснованию параметров численных моделей бронекорпусов.

В ходе дальнейших исследований планируется провести анализ получаемых в ходе эксперимента результатов, их сравнение с результатами численных исследований, и на основе полученного комплекса информации обосновать адекватную, достоверную и точную модель для анализа динамики и напряженнодеформированного состояния бронекорпусов с учетом влияния всего множества конструктивных и технологических факторов.

Список литературы: 1. Общий подход к обоснованию параметров проектируемых машин на основе гибридных расчетно-экспериментальных моделей / А.Д. Чепурной, Г.П. Глинин, А.В. Литвиненко и др. // Механіка та машинобудування. - 2004. - № 1. - С. 103-109. 2. Решение задач расчетноэкспериментального исследования элементов сложных механических систем / Н.А. Ткачук, Г.Д. Гриценко, Э.В. Глушенко и др. // Механіка та машинобудування. – 2004. – № 2. – С. 85–96. З. Расчетноэкспериментальная идентификация параметров численных моделей корпусных элементов транспортных средств / Е.В. Пелешко, А.Ю. Васильев, Г.Д. Гриценко и др. // Механіка та машинобудування. – 2007. – № 1. – С. 95–100. 4. Ткачук Н.А. Интенсивная схема экспериментальных исследований элементов технологических систем / Н.А. Ткачук // Сб. научн. тр. "Динамика и прочность машин". - Харьков: ХГПУ. -1998. – Вып.56.– С. 175–181. 5. Ткачук Н.А. Расчетно-экспериментальный метод исследования деформаций элементов механических систем. / Н.А. Ткачук, А.А. Капустин // Вестник ХГПУ. Тем. вып: Динамика и прочность машин. - 1999. - Вып.57. - С. 148-155. 6. Расчетно-экспериментальные исследования реакции бронекорпусов военных колесных и гусеничных машин на ударно-импульсное воздействие / Миргородский Ю.Я., Белов Н.Л., Карапейчик И.Н. и др. // Вісник НТУ «ХПІ». Тем. вип.: Машинознавство та САПР. – 2012. – № 22. – С.87-92. 8. Расширенная расчетно-экспериментальная идентификация параметров численных моделей корпусных элементов транспортных средств специального назначения // И.Н. Карапейчик, А.В. Литвиненко, С.Т. Бруль // Вісник НТУ «ХІП». Тем. вип.: Машинознавство та САПР. - 2012. - № 22. - С.69-77.

Поступила в редколлегию 30.01.12

#### УДК 623.438:539.3

*И.Н. КАРАПЕЙЧИК*, канд. эк. наук, ген. директор ПАО "Азовмаш", Мариуполь;

*А.В. ЛИТВИНЕНКО*, канд. техн. наук, гл. инж. проекта спец. конструкт. отдела научн.-техн. комплекса ЗАО "АзовЭлектроСталь", Мариуполь; *С.Т. БРУЛЬ*, канд. техн. наук, директор департамента МО Украины, Киев; *Н.А.ТКАЧУК*, докт. техн. наук, проф., зав каф. ТММиСАПР НТУ "ХПИ"; *А.Ю. ВАСИЛЬЕВ*, м. н. с. каф. ТММиСАПР НТУ "ХПИ", Харьков

### РАСШИРЕННАЯ РАСЧЕТНО-ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ ИДЕНТИФИКАЦИЯ ПАРАМЕТРОВ ЧИСЛЕННЫХ МОДЕЛЕЙ КОРПУСНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ СПЕЦИАЛЬНОГО НАЗНАЧЕНИЯ

У статті запропоновано проводити розширену розрахунково-експериментальну ідентифікацію параметрів числових моделей корпусів транспортних засобів спеціального призначення. Від традиційного підходу ця ідентифікація відрізняється як більшою базою експериментальних випробувань, так і розширенням кількості випробуваних об'єктів. Пропонується об'єднати у єдиному розширеному циклі дослідження натурних зразків бронекорпусів, їх макетів, а також окремих елементів. Як ілюстрацію наведено методику та результати досліджень частот та власних форм коливань макета фрагменту корпусу БТР-80.

В статье предложено проводить расширенную расчетно-экспериментальную идентификацию параметров численных моделей корпусов транспортных средств специального назначения. От традиционного подхода эта идентификация отличается как большей базой экспериментальных испытаний, так и расширением количества испытанных объектов. Предлагается объединить в единственном расширенном цикле исследование натурных образцов бронекорпусов, их макетов, а также отдельных элементов. В качестве иллюстрации приведена методика и результаты исследований частот и собственных форм колебаний макета фрагмента корпуса БТР-80.

In the paper it is suggested to conduct the extended computational and experimental identification of numerical models parameters of special setting transport vehicles hulls. From traditional approach this identification differs as both larger experimental tests base and expansion of tested objects amount. It is suggested to unite the research of armoured hulls sample, their prototypes and also their separate elements in single extended loop. The methodology and researches results of vibrations frequencies and own forms of BTR-80 hull fragment prototype are presented as illustration.

Введение. Анализ физико-механических процессов и состояний в бронекорпусах транспортных средств специального назначения в настоящее время достаточно успешно производится при помощи численных методов, в частности, метода конечных элементов (МКЭ) [1]. При этом, естественно, на первом этапе исследований создается физическая модель процесса или состояния, его математическая и численная модели, а затем производится цикл расчетов, анализ результатов которых может быть положен в основу проектных или технологических решений для конкретного объекта. В этой цепочке моделей несколько уязвимых мест. Они в первую очередь концентрируются на этапе создания адекватной, достоверной и точной численной модели исследуемого объекта. Действительно, результаты, полученные с ее помощью, лежат в основе достаточно ответственных решений. В то же время только внутренние средства МКЭ не дают возможности в полной мере обеспечить адекватность, достоверность и точность создаваемых конечноэлементных моделей (КЭМ).

С этой точки зрения естественным является экспериментальное их обоснование. Однако натурный образец, поступающий в распоряжение исследователей, появляется лишь как опытная или серийная машина. На этих этапах внесение изменений сначала в численную модель, а затем в конструкторскую и технологическую документацию достаточно затратно по длительности, ресурсам и эффективности.

В связи с этим в ряде работ [2-4] предлагается включить в цикл проектных исследований идентификацию параметров численных моделей бронекорпусов по макетным образцам, однако данный подход не является системным и комплексным. Для устранения указанных недостатков в данной статье предложен расширенный подход к идентификацию параметров численных моделей корпусных элементов транспортных средств специального назначения.

Постановка задач исследований. Поставленная проблема требует решения следующих задач:

• разработка общей структуры проведения исследований;

• определение средств численного и экспериментального исследования бронекорпусов;

• проведение отдельных исследований на макетных образцах и определение требуемого типа конечных элементов (КЭ) и густоты конечноэлементных разбивок в КЭМ (в данном случае – на примере корпуса бронетранспортера) по итогам данного этапа.

Общая структура расчетно-экспериментальной идентификации параметров численных моделей корпусных элементов транспортных средств специального назначения. Для устранения недостатков, присущих традиционным подходам к решению задач идентификации параметров численных моделей корпусных элементов, предлагается процесс исследований, соединяющий оперативность, точность, масштабируемость и преемственность. На рис. 1 приведены отдельные этапы, встроенные в единую структуру расчетно-экспериментальных исследований.

В этом процессе предлагается четырехуровневое постадийное связанное определение параметров численных моделей. На этапе 1 (см. рис. 1) проводится исследование численной и экспериментальной моделей отдельного элемента бронекорпуса. Это может быть характерное сварное соединение, деталь усиления с бронепанелью или отдельная бронепанель. Основными вопросами на этом этапе является моделирование свойств материалов, типы возможных конечных элементов, вид статического или динамического напряженно-деформированного состояния (НДС).





На этапах 2 и 3 проводятся численное и экспериментальное исследования свойств макета бронекорпуса или отдельного его фрагмента. Здесь основной целью исследований является определение достоверности результатов динамического анализа. При этом на этапе 2 анализ проводится относительно точности отображения численной моделью соответствующих свойств объекта (например, собственных форм и частот колебаний), а на этапе 3 – точность описания реакции на внешнее воздействие. Итогом этапов 1-3 является в той или иной степени обоснованная конечно-элементная модель бронекорпуса, сбалансированная по требованиям точности и объема. Именно построенная по итогам этапов 1-3 КЭМ используется для создания модели натурного объекта. На этапе 4 проводится анализ данных, полученных при численных и экспериментальных исследованиях уже натурного образца бронекорпуса.

На каждом из этапов по критериям точности, адекватности и достоверности проводится качественное и количественное улучшение характеристик конечно-элементной модели. Такая "горизонтальная" интеграция моделей в отдельных слоях дополняется "вертикальной" интеграцией моделей разного уровня 1-4. Тем самым сам процесс создания более точной модели становится итерационным и эволюционным: от более простых – к более сложным, причем начальными приближениями для моделей старшего уровня служат конечные модели нижних уровней. Таким образом, стратификация расчетноэкспериментальных моделей не разъединяет, а интегрирует все множества моделей. Этапы I-IV, таким образом, являются связанными как внутренне (по структуре и параметрам моделей), так и внешне (по системам "обратных" связей, по которым изменение моделей старших уровней может потребовать изменение моделей младших уровней). Кроме того, в процесс исследований добавлена следующая особенность: все получаемые на каждом из уровней 1-4 (а не только на завершающем, четвертом) результаты служат для выработки рекомендаций для этапа V (см. рис. 1). Это свойство повышает оперативность и эффективность расчетно-экспериментальных исследований, привнося инструмент имплементации и корректирования текущего варианта конструкторской и технологической документации параллельно и взаимосвязанно с проведением данных исследований.

**Формализация критериев.** Очевидным требованием к усложненному процессу расчетно-экспериментальных исследований, представленному на рис. 1, является его структуризация, систематизация и организация. Этому может послужить множество взаимосвязанных критериев, структура которых отражает взаимоотношения этапов, представленных на рис. 1, а их удовлетворение порождает в конечном итоге достоверную, адекватную, точную и сбалансированную модель физикомеханических процессов и состояний в исследуемых бронекорпусах.

Для формирования множества критериальных соотношений рассмотрим множество распределений физических величин  $u_N^q, u_E^q$ , где индексы « N » и «E» определяют, что они относятся к численным и экспериментальным моделям соот-
ветственно;  $q = \{1, 2, 3, 4\}$  - номер слоя в соответствии с многоуровневой структурой (см. рис. 1). Тогда, обозначая множество параметров этих моделей через  $p_N^q$ ,  $p_F^q$ , формируются обобщенные пространства параметров и состояний:

$$U_N = \bigcup_q u_N^q; U_E = \bigcup_q u_E^q; P_N = \bigcup_q p_N^q; P_E = \bigcup_q p_E^q.$$
(1)

Вводим меру несоответствия результатов численных и экспериментальных исследований, определяемую как функционал

$$I(U_{N}, U_{E}) = \sum \gamma_{q} I_{q} (u_{N}^{q} - u_{E}^{q}) = \sum_{m} \gamma_{q} \left\| u_{N}^{q} - u_{E}^{q} \right\|,$$
(2)

где  $\gamma_q$  – весовые коэффициенты, определяемые экспериментальным путем с учетом значимости моделей соответствующих слоев,  $\|*\|$  – некоторая норма несоответствия полей или распределений  $u_N^q, u_F^q$ .

Выражение норм в правой части (2) могут быть самыми многообразными и зависят от специфики решаемой на конкретном этапе задачи. В итоге синтезированная по соотношениям (2) модель обладает большим уровнем точности и достоверности, чем создаваемая по парциальным критериям.

Частная задача. Лабораторное определение спектра собственных частот макета фрагмента бронекорпуса. Проиллюстрируем применение предложенного подхода на примере расчетно-экспериментального исследования макета фрагмента бронекорпуса (этап 2, см. рис. 1). В частности, исследованиям подвергались макеты бронекорпусов машин типа БТР-80 и МТ-ЛБ. В соответствии с методикой исследования строится физическая и конечноэлементная модели этих объектов (рис. 2), для которых соответственно экспериментальным и численным путем определяются собственные формы коле-

баний  $\varphi_{E,i}^{(2)}, \varphi_{N,i}^{(2)}$ , а также спектры собственных частот колебаний  $v_{E,i}^{(2)}(\omega_{E,i}^{(2)})$ ,  $v_{N,i}^{(2)}(\omega_{N,i}^{(2)})$ , после чего производится расчет интегрального несоответствия измеренных  $v_{E,i}^{(2)}$  и рассичитанных  $v_{N,i}^{(2)}$ , причем сопоставляются частоты, соответствующие идентичным собственным формам (это множество номеров форм – частот



обозначается S ):

$$I_{2} = \sum_{s \in S} \left[ \left| \mathbf{v}_{E,s}^{(2)} - \mathbf{v}_{N,s} \right| / \mathbf{v}_{N,s} \right].$$
(3)

Поскольку  $v_{N,s} = \omega_{N,s} / 2\pi$  получаются в результате определение корней векового уравнения относительно  $\omega_{N,s}^2$ 





й И И И И И И И И

БТР-80 МТ-ЛБ Рис. 3. Крепление моделей и возбуждение собственных форм колебаний на вибростенде где K, M – матрица жесткости и матрица масс соответствующего текущего конечноэлементного ансамбля, который определяется, в том числе, множеством варьируемых параметров  $p_N$ , то матрицы  $K = K(p_N), \quad M = M(p_N)$ зависят от этих параметров, и, значит, корни уравнения (4) косвенно зависят от параметров  $p_N$ :

 $Det(K - \omega^2 M) = 0.$  (4)

$$\omega_i^2 = \omega_i^2(p_N) \,. \quad (5)$$

Таким образом, подставляя вычисленные после этого  $v_{N,s}$  в (3), получаем для оп-

ределения  $p_N$  критерий

(6)

В рассматриваемом частном случае для макетов верхней части бронекорпусов БТР-80 и МТ-ЛБ были проведены лабораторные измерения на вибростенде (рис. 3, 4). Примеры зарегистрированных при этом форм колебаний представлены на рис. 5, а на рис. 6-8 – спектры собственных частот, зафиксированные экспериментально. Здесь же, на рис. 8, приведены для сравнения спектры, рассчитанные по КЭМ, созданные с использованием конечных элементов типа Shell. Установлено, что дальнейшее сгущение конечно-элементных сеток по сравнению с приведенными на рис. 2 не приводит к существенной минимизации выражения (3). При этом достигнута величина  $I_2 \approx 0,05$ , хотя при выборе начального приближения получали  $I_2 = 0,15 \div 0,22$ .

 $p_N^* = \arg\min I_2(v_N(p_N)).$ 

Таким образом, получили трех-четырехкратный прирост точности, оста-







**БТР-80 МТ-ЛБ** Рис. 5. Формы колебаний, зарегистрированные в ходе лабораторных измерений

сных элементов транспортных средств специального назначения обладает преимуществами перед традиционными методиками, которые заключаются в том, что обеспечивается сквозное многоуровневое обоснование параметров КЭМ исследуемых объектов. При этом улучшается качество конечно-элементного моделирования на всех этапах исследований, и, соответственно, определения рациональных конструктивных и технологических параметров изделия. В данном случае на частных примерах макетов верхней части корпусов боевых машин типа



Рис. 4. Аппаратура для генерирования частоты возбуждения сигналов, их усиления и подачи на электрический вибровозбудитель

> ваясь в рамках КЭМ приемлемого размера. Несмотря на то, что при этом был задействован только частный критерий  $I_2$ , полученная КЭМ может быть рекомендована для использования на этапах 2, 3 и 4 как достаточно сбалансированная И отражаюющая в целом жесткостные и инерционные свойства моделируемой пространственной конструкции.

## Заключение.

Предложенный в работе подход к обоснованию расширенной расчетно-экспериментальной идентификации параметров численных моделей корпуБТР-80 и МТ-ЛБ проведены численные и лабораторные исследования их спектров. Путем целенаправленной модификации КЭМ достигнута погрешность численных моделей на уровне 5%.





Рис. 6. Спектры экспериментально измеренных и рассчитанных (МКЭ) собственных частот колебаний макетов верхней части бронекорпусов БТР-80 и МТ-ЛБ



Рис. 7. Некоторые формы колебаний модели верхней части корпуса БТР-80

Описанные исследования соответствуют этапу №2 в предложенной комплексной структуре расчетно-экспериментальных исследований. Этап №1 описан в статье [8], а этап № 3 – в статье [9] этого сборника.

В ходе дальнейших исследований предполагается применить данную ко-

нечно-элементную модель для анализа динамических характеристик натурного образца бронекорпуса (этап № 4).



Рис. 8. Сравнение собственных форм и частот колебаний макета МТ-ЛБ, полученных экспериментальным и расчетным путем

Список литературы: 1. Зенкевич О. Метол конечных элементов в технике / О. Зенкевич. – М.: Мир. 1975. - 541 с. 2. Параметрические модели элементов сложных систем как основа построения специализированных расчетных схем / Н. А. Ткачук, Ю. В. Веретельник, Ю. Я. Миргородский и др. // Механіка та машинобудування. – Харків: НТУ "ХПІ". – 2004. – № 2, т. 2. – С.79-84. 3. Решение задач расчетноэкспериментального исследования элементов сложных механических систем / Н.А. Ткачук, Г. Д. Гриценко, Э. В. Глушенко и др. // Механіка та машинобудування. – Харків: НТУ "ХПІ". – 2004.– № 2, т. 2. – С.85-96. 4. Конечно-элементные молели элементов сложных механических систем: технология автоматизированной генерации и параметризованного описания / Н.А. Ткачук, Г.Д. Гриценко, А.Д. Чепурной и др. // Механіка та машинобудування. – Харків: НТУ "ХПІ", 2006. – №1. – С. 57-79. 5. Комплексне дослідження міцності та жорсткості корпусів транспортних засобів спеціального призначення / С.В. Пелешко, М.А. Ткачук, С.Т. Бруль и др. // Вестник НТУ "ХПІ". Тем. вып.: Транспортное машиностроение. – 2010. – № 39. – С. 116-131. 6. Основы обобщенного параметрического описания сложных механических систем / *Ткачук Н.А., Чепурной А.Д., Грименко Г.Д. и др //* Вісник Східноукраїнського національного університету ім. В. Даля. – 2007. – №9(115), част. 1. – С.196-205. 7. Экспериментальные исследования динамических процессов в макетах бронекорпусов транспортных средств специального назначения / Г.Л. Гриценко, Н.А. Ткачук, Е.В. Пелешко и др // Вісник НТУ "ХПІ". Тем. вип.: Машинознавство та САПР. – 2009. – № 28. – С.16-19. 8. Карапейчик И.Н. Методика экспериментальных исследований реакции корпусов бронетранспортеров на локальное импульсное воздействие / И.Н. Карапейчик // Вісник НТУ "ХПІ". Тем. вип.: Машинознавство та САПР. – 2012. – № 22. – С.65-69. 9. Расчетно-экспериментальные исследования реакции бронекорпусов военных колесных и гусеничных машин на ударно-импульсное воздействие / Миргородский Ю.Я., Белов Н.Л., Карапейчик И.Н. и др. // Вісник НТУ "ХПІ". Тем. вип.: Машинознавство та САПР. - 2012. - № 22. - С.87-92.

Поступила в редколлегию 30.01.12

#### УДК 519.8

## Вісс. Гр. КЛИМЕНКО, канд. фіз.-мат. наук НТУ "ХПІ", Харків

# БАГАТОКРИТЕРІАЛЬНА ЗАДАЧА МІНІМІЗАЦІЇ ПО МАКСИМУМУ НА ОРГРАФІ ПРИ СКАЛЯРНИХ ЗІСТАВЛЕННЯХ

В статті розглядається багатокритеріальна задача мінімізації по максимуму, яка моделює ситуацію по розміщенню точкових об'єктів на орграфових структурах. Встановлюються умови існування єдиного розв'язку поставленої задачі; доводиться еквівалентність поставленої задачі і задачі мінімізації по максимуму для простого неорієнтованого графа. Виклад матеріалу в статті ведеться із використанням термінології і позначень, введених автором в монографіях.

In the paper the multi-objective minimization problem on a maximum, which simulates a situation of arrangement point objects in digraph structures. We establish conditions for existence of a unique solution of the problem; equivalence of the problem and minimization problem on a maximum is proved for a simple undirected graph. The presentation of material in the paper is formulated using the terminology and notations introduced by the author in monographs.

В статье рассматривается многокритериальная задача минимизации по максимуму, которая моделирует ситуацию по размещению точечных объектов на орграфовых структурах. Устанавливаются условия существования единственного решения поставленной задачи; доказывается эквивалентность поставленной задачи и задачи минимизации по максимуму для простого неориентированного графа. Изложение материала в статье ведется с использованием терминологии и обозначений, введенных автором в монографиях.

Постановка задачі мінімізації по максимуму на орграфі при скаляриих зіставленнях. Нехай  $H = \left\{ H_i \mid \overline{i,m} \right\} \varepsilon$  регулярна сім'я компактів в евклідовому точково-векторному просторі  $R^n$ , який умовимось називати для сім'ї H опорним. Зауважуємо, що розмірність афінної оболонки dim (aff H) = n. Кожній множині  $H_i$  зіставляємо свій евклідів простір  $R^n(i)$ , тотожний опорному простору  $R^n$ . Позначаємо через  $B_0$  декартовий добуток множин  $H_i$ , а через  $R^{nm}$  – декартовий добуток просторів  $R^n(i)$ :

$$B_0 = H_1 \times H_2 \times ... \times H_m = \sum_{i=1}^{i=m} H_i, \quad R^{nm} = \sum_{i=1}^{i=m} R^n(i).$$

Візьмемо плинну точку  $X = (X_1, ..., X_i, ..., X_m) \in B_0$ , тут  $X_i = (X_1^i, X_2^i, ..., X_n^i) \in H_i$ , і розглянемо зв'язний, змінний орієнтований граф  $G(X) \equiv G(X_1, ..., X_i, ..., X_m)$  (зв'язна основа – граф G(H)).

Граф G(X) опишемо за допомогою наступної таблиці суміжності його

вершин:

i/j	X <sub>1</sub>	X <sub>2</sub>		X <sub>j</sub>	$X_{j+1}$		X <sub>m</sub>
X <sub>1</sub>	0	a <sub>12</sub>		a <sub>1j</sub>	a <sub>1, j+1</sub>		a <sub>1,m</sub>
X <sub>2</sub>	a <sub>21</sub>	0		a <sub>2j</sub>	a <sub>2,j+1</sub>		a <sub>2,m</sub>
			0			_	
X <sub>i</sub>	a <sub>i1</sub>	a <sub>i2</sub>	_	a <sub>i,j</sub>	a <sub>i,j+1</sub>		a <sub>i,m</sub>
X <sub>i+1</sub>	a <sub>i+1,1</sub>	a <sub>i+1,2</sub>	_	a <sub>i+1,j</sub>	0		a <sub>i+1,m</sub>
						0	
X <sub>m</sub>	a <sub>m,1</sub>	a <sub>m,2</sub>		a <sub>m,j</sub>	a <sub>m,j+1</sub>		0

Відсутність дуги  $(X_i, X_j)$  графа  $G(X_1, ..., X_i, ..., X_m)$  позначаємо нульовим значенням відповідного цій дузі елемента таблиці. Тут  $a_{i,j} \in$  значення функції  $a_{ij}(|X_i - X_j|)$  ( $a_{ij}(d) \in \mathfrak{I}$  – множина неперервних, опуклих і строго зростаючих на  $\mathbf{R}_+$  функцій), яке приписуємо упорядкованій парі  $(X_i, X_j)$  при  $i, j = \overline{1, m}$ .

Кожній вершині  $X_i \in \mathbb{R}^n(i)$  змінного графа  $G(X_1, \dots, X_i, \dots, X_m)$ , в якості міри, ставимо у відповідність значення функції  $P_i(X) \equiv max \left\{ a_{ij} \left( \left| X_i - X_j \right| \right) \middle| j = \overline{1, m} \right\}$ . Зрозуміло, що функція  $P_i(X)$  неперервна, опукла і строго явно квазіопукла на опуклому компакті  $H_i$ ,  $i = \overline{1, m}$ .

Розглянемо для вектор-функції

$$\overrightarrow{q(X)} = (P_1(X), \dots, P_i(X), \dots, P_m(X)) : R^{nm} \to R^{nm}$$

задачу:

$$\overrightarrow{q(X)} \xrightarrow[\max]{X \in B_0 = H_1 \times \dots \times H_m}_{\leq max} \quad min.$$
 (1)

Функції  $P_i(X)$  задовольняють умовам теорем 2.1.1, 2.1.2 із [1], тож функція  $\overrightarrow{q(X)}$  набуває свого мінімального по максимуму значення на опук-

лому компакті  $B_{\min}^0 = \operatorname{Arg\,min}\{\overline{q(X)}; X \in B_0; \leq \} \neq \emptyset$ .

Єдиність розв'язку. Перетворимо тепер граф G(X), шляхом умовного ототожнення всіх паралельних дуг графа G(X), тобто дуг спряжених парами суміжних вершин  $\{X_i, X_j\}$ , на простий неорієнтований граф  $G^*(X)$ .

Кожному ребру  $\{X_i, X_j\}$  зв'язного простого неорієнтованого графа  $G^*(X)$  зіставляємо функцію

$$b_{ij}(X_i, X_j) = a_{ij}(|X_i - X_j|) \lor a_{ji}(|X_j - X_i|) : R^n(i) \lor R^n(j) \to R_+.$$

Зауважуємо, що  $b_{ij}(X_i, X_j) = b_{ji}(X_j, X_i)$ .

Граф  $G^*(X)$  опишемо за допомогою наступної таблиці суміжності його вершин:

i/j	X <sub>1</sub>	X <sub>2</sub>		X <sub>j</sub>	X <sub>j+1</sub>		X <sub>m</sub>
X <sub>1</sub>	0	b <sub>12</sub>		b <sub>1j</sub>	$b_{1,j+1}$		b <sub>1,m</sub>
X <sub>2</sub>	b <sub>21</sub>	0		b <sub>2j</sub>	b <sub>2,j+1</sub>		$b_{2,m}$
	_		0				
X <sub>i</sub>	b <sub>i1</sub>	b <sub>i2</sub>		$b_{ij}(X_i, X_j)$	$b_{i,j+1}$	—	$\boldsymbol{b}_{i,m}$
X <sub>r+1</sub>	b <sub>i+1,1</sub>	b <sub>i+1,2</sub>		$b_{i+1,j}$	0		$b_{i+1,m}$
	_					0	
X <sub>m</sub>	b <sub>m,1</sub>	b <sub>m,2</sub>		b <sub>m,j</sub>	b <sub>m,j+1</sub>		0

Кожній вершині  $X_i \in \mathbb{R}^n(i)$  змінного графа  $G^*(X_1,...,X_i,...X_m)$ , в якості міри, ставимо у відповідність значення функції

$$\mathbf{P}_{i}^{*}(\mathbf{X}) \equiv \max \left\{ \mathbf{b}_{ij} \left( \left| \mathbf{X}_{i} - \mathbf{X}_{j} \right| \right) \middle| j = \overline{\mathbf{1}, \mathbf{m}} \right\}$$

Зрозуміло, що функція  $P_i^*(X)$  неперервна, опукла і строго явно квазіопукла на опуклому компакті  $H_i$ ,  $i = \overline{1, m}$ .

Розглянемо для вектор-функції

$$\overrightarrow{\boldsymbol{q^{*}(X)}} \!=\! \left(\boldsymbol{P}_{1}^{*}(X), \ldots, \boldsymbol{P}_{i}^{*}(X), \ldots, \boldsymbol{P}_{m}^{*}(X)\right) \hspace{0.1cm} : \hspace{0.1cm} \boldsymbol{R}^{nm} \rightarrow \boldsymbol{R}^{\stackrel{\vee}{m}}$$

задачу:

$$\overrightarrow{q^{*}(X)} \xrightarrow[Max]{X \in B_{0} = H_{1} \times ... \times H_{m}}_{\underset{max}{\leq}} \min.$$
(2)

Задача (2) згідно теореми 2.5.1 із [2] має єдиний розв'язок  $B_{min}^0 = \{X^*\}$ .

Згідно ж тотожності оціночних функцій для цільових вектор-функцій  $\overrightarrow{q^*(X)}$  і  $\overrightarrow{q(X)}$ :

$$\Psi^{*}(\mathbf{X}) \stackrel{\text{def}}{=} \max\left\{ \mathbf{P}_{i}^{*}(\mathbf{X}) \middle| \mathbf{i} = \overline{\mathbf{1}, \mathbf{m}} \right\} \equiv \underbrace{\mathbf{V}}_{i=\overline{\mathbf{1}, \mathbf{m}}} \underbrace{\mathbf{V}}_{j=\overline{\mathbf{1}, \mathbf{m}}} \left( \mathbf{a}_{ij} \left( \left| \mathbf{X}_{i} - \mathbf{X}_{j} \right| \right) \lor \mathbf{a}_{ji} \left( \left| \mathbf{X}_{j} - \mathbf{X}_{i} \right| \right) \right) \equiv \underbrace{\mathbf{V}}_{i=\overline{\mathbf{1}, \mathbf{m}}} \left( \underbrace{\mathbf{V}}_{i=\overline{\mathbf{1}, \mathbf{m}}} \mathbf{a}_{ij} \left( \left| \mathbf{X}_{i} - \mathbf{X}_{j} \right| \right) \lor \underbrace{\mathbf{V}}_{j=\overline{\mathbf{1}, \mathbf{m}}} \mathbf{a}_{ij} \left( \left| \mathbf{X}_{i} - \mathbf{X}_{j} \right| \right) \right) \equiv \max\left\{ \mathbf{P}_{i}\left( \mathbf{X} \right) \middle| \mathbf{i} = \overline{\mathbf{1}, \mathbf{m}} \right\} \stackrel{\text{def}}{=} \Psi(\mathbf{X})$$

випливає правильність наступного твердження.

**Теорема 1.** Спряжені багатокритеріальні задачі:

$$\overrightarrow{q(X)} \xrightarrow{X \in B_0 = H_1 \times ... \times H_m} \min$$
 (3)

i

$$\overrightarrow{q^{*}(X)} \xrightarrow[\max]{X \in B_{0} = H_{1} \times ... \times H_{m}}_{\underset{max}{\leq}} \min$$
(4)

є еквівалентні.

Заключний висновок. Встановлені і викладені вище теоретичні результати, безумовно, можуть бути затребувані при проектуванні різноманітних мереж із орграфовою структурою.

Список літератури: 1. *Клименко Вісс. Гр.* Багатокритеріальне математичне проектування / *Вісс. Гр. Клименко.* — Харків: Майдан, 2010. — 488 с. 2. *Клименко Вісс. Гр.* Багатокритеріальна оптимізація на графах / *Вісс. Гр. Клименко.* — Харків: Майдан, 2011. — 548 с.

Надійшла до редакції 23.03.2012

#### УДК 669.184.001

*Е.А. ЛУНЕВ*, асп. каф. хим. технологии и инженерии, Приазовский государственный технический университет, Мариуполь; *А.Е. КАПУСТИН*, д.х.н., проф., зав. каф. хим. технологии и инженерии, Приазовский государственный технический университет, Мариуполь

## АССИМИЛИРУЮЩАЯ СПОСОБНОСТЬ И МЕЖФАЗНАЯ КИНЕТИКА ШЛАКООБРАЗУЮЩИХ СМЕСЕЙ

Досліджені основні характеристики шлакотворних сумішей (ШТС), їх залежність від елементного і фазового складів. Показані способи управління властивостями ШТС. Вивчена кінетика і термодинаміка переходу різних хімічних елементів з металевої фази в оксидну і назад. Показано, що ці процеси адекватно описуються кінетичними рівняннями другого порядку.

Исследованы основные характеристики илакообразующих смесей (ШОС), их зависимость от элементного и фазового составов. Показаны способы управления свойствами ШОС. Изучена кинетика и термодинамика перехода различных химических элементов из металлической фазы в оксидную и обратно. Показано, что данные процессы адекватно описываются кинетическими уравнениями второго порядка.

Basic descriptions of slag-forming mixtures (SFM), their dependence on element and phase compositions are investigated. Control methods for SFM properties are shown. Kinetics and thermodynamics of different chemical elements transition from a metallic phase in an oxide and back are studied. It is shown that these processes are adequately described by second-order kinetic equations.

Введение. В последние годы в Украине наблюдается заметный рост не только общих объемов сталеплавильного производства, но также возрастание доли непрерывной разливки. Доля металла, разливаемого на машинах непрерывного литья заготовок (МНЛЗ) с каждым годом увеличивается, и, судя по темпам ввода в строй МНЛЗ на ряде металлургических предприятий страны, этот рост продолжается [1].

С ростом производства непрерывнолитых заготовок расширяется область применения металла непрерывной разливки для изготовления металлопродукции с повышенными требованиями к их качеству, что связано с совершенствованием сквозной технологии производства непрерывно-литых заготовок. В этой технологической цепочке, включающей выплавку полупродукта, его внепечную обработку, разливку на МНЛЗ и последующий прокатный передел, заметную роль в повышении качества литых заготовок и стабилизации процесса разливки играет промежуточный ковш (ПК) МНЛЗ. В последние годы в Украине и за рубежом большое внимание уделяется так называемой "металлургии промежуточного ковша". В современной технологии непрерывной разливки стали ПК выполняет не только функции распределителя и регулятора расхода металла по ручьям МНЛЗ, но является также агрегатом, где осуществляется дополнительная очистка металла, поступающего из сталеразливочного ковша, от неметаллических включений различного происхождения и газов, стабилизируется температура металла по ходу разливки. И основную роль в этих процессах играют защитный шлак, покрывающий зеркало металла в промежуточном ковше, а также характер и скорости потоков металла в ванне промежуточного ковша, определяющие условия взаимодействия шлака с неметаллическими включениями, находящимися в металле промежуточного ковша.

Анализ процессов. Эффективность отмеченных выше процессов зависит от основных свойств шлака и, прежде всего, от его способности адсорбировать неметаллические включения (главным образом, глиноземистые) на границе "шлак-металл", от его теплопроводности и газопроницаемости, от которых зависят стабильность температуры металла по ходу разливки и защита металла в промежуточном ковше от вторичного окисления [2].

Не менее важными свойствами защитного покровного шлака является нейтральность по отношению к футеровке промежуточного ковша и к разливаемому металлу, а также минимальное количество вредных выделений. Шлакообразующая смесь (ШОС), формирующая защитный покровный шлак, должна обладать хорошей конкурентоспособностью по отношению к зарубежным смесям.

Особенность защитной шлакообразующей смеси для промежуточного ковша, в отличие от ШОС, применяемых для кристаллизаторов, заключается в том, что сформированный покровный шлак практически не обновляется в течение длительной серийной разливки больших масс металла через один промежуточный ковш.

Применяемые в настоящее время на МНЛЗ ШОС условно можно разделить на три группы: «кислые», на базе системы SiO<sub>2</sub>-Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>, «основные», на базе CaO-MgO-SiO<sub>2</sub> и «промежуточные», на основе системы CaO(MgO)-SiO<sub>2</sub>-Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>. Последняя система с основностью в пределах от 0,5 до 1,5 получила наибольшее распространение. В свою очередь все эти смеси делятся на фтористые, где главным флюсующим компонентом (наряду с окислами щелочной группы) является фтор, и на бесфтористые, где вместе с окислами щелочной группы флюсующими компонентами являются окислы железа и марганца [3].

Ведущие зарубежные фирмы, производящие ШОС для ПК, предлагают смеси бесфтористые, теплоизолирующие, преимущественно на базе систем CaO-MgO либо SiO<sub>2</sub>-Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>. Такой подход к составу смесей (без фтора) объясняется высокими экологическими требованиями за рубежом к условиям работы МНЛЗ.

Вместе с тем, как показал отечественный опыт, даже небольшие концентрации фтора (до 3 %) значительно улучшают технологические свойства шлака, в частности, ассимилирующую способность по отношению к глиноземистым включениям за счет снижения вязкости расплава. Это происходит изза разрыва кремнекислородных связей, путем замещения ионов кислорода на ионы фтора, вследствие идентичности ионных радиусов кислорода и фтора. Анализ показал, что шлаки на базе CaO(MgO)-SiO<sub>2</sub>-Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>, содержащие фтор и имеющие основность в пределах 0,5-1,5, обладают достаточно хорошей ассимилирующей способностью и сохраняют это свойство при длительной разливке при условии, что содержание Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> в шлаке не превышает 32-35% .

В некоторых исследованиях отмечается, что до 70% загрязнений, вносимых в непрерывный слиток, можно предотвратить за счет соответствующей металлургической технологии ПК. Как показывает накопленный опыт, в комплекс этой технологии входят не только ШОС оптимального состава, но и условия ввода металла в ПК, геометрические размеры ПК, характер потоков металла в нем, а также стойкость футеровки [3-5].

Ассимилирующая способность защитного покровного шлака может быть существенно усилена за счет увеличения времени контакта металла со слоем шлака и улучшения условий массообмена на границе "шлак – металл". Первое условие реализуется в ПК большей емкости с увеличением уровня металла, второе – за счет рациональной организации потоков в ванне ПК.

Активному удалению неметаллических включений способствуют правильный выбор наклона стенок ПК и расстановки перегородок, продувка металла аргоном через вращающиеся насадки для дробления газовой струи и эффективного перемешивания расплава.

На основании анализа литературных данных были сформулированы основные требования к утепляюще-рафинирующим смесям [1-5].

1. Максимальное утепление зеркала металла, обеспечивающее стабильную разливку с минимальным перепадом температур в течение плавки.

2. Хорошая ассимиляция и высокая емкость по отношению к неметаллическим включениям, так как шлак в промковше не обновляется в течение всей серии разливаемых плавок.

3. Надежная защита металла от вторичного окисления.

4. Нейтральность или слабая реакционная способность по отношению к огнеупорам футеровки и стопоров.

5. Отсутствие толстой спеченной корки, прихватывающей стопора и затрудняющей осуществление замеров температуры.

6. Минимальные вредные выделения над ПК, обеспечивающие приемлемые санитарно-гигиенические условия на верхней площадке.

7. Технологичность в изготовлении и применении смесей, их невысокая стоимость.

Основными требованиями, предъявляемыми к покровному шлаку в промежуточном ковше, являются: низкая теплопроводность, низкая газопроницаемость и сохранение ассимиляционной способности по отношению к ряду окислов, находящихся в металле промковша, в течение длительной разливки без обновления шлака.

Теплозащитная функция шлака, позволяющая сохранять равномерность температуры металла в промежуточном ковше по ходу разливки, определяется не только величиной теплопроводности расплавленного шлака, но и содержанием углерода в смеси, соотношением слоев расплавленного шлака и спеченной и порошкообразной части, а в целом - от толщины шлакового покрытия.

Газопроницаемость шлакового покрытия, влияющая на степень вторич-

ного окисления металла в промежуточном ковше со стороны зеркала, определяется соотношением жидкого и нерасплавленного слоев, наличием окислов переменной валентности, а также вязкостью жидкой части шлака: чем больше толщина жидкого слоя, тем больше его вязкость, и чем меньше содержание окислов Fe и Mn, тем ниже степень вторичного окисления металла в промежуточном ковше.

Ассимиляционная способность шлака и длительность сохранения этого свойства без смены шлака определяются оптимальной величиной основности и вязкости шлака. Применяемые ШОС должны быть в достаточной степени экологически безопасны для обслуживающего персонала. В условиях приточно-вытяжной вентиляции концентрация летучих элементов в рабочей зоне у промежуточного ковша не должна превышать ПДК, особенно по фторидам.

Оптимальный интервал основности шлака, обладающего высокой ассимиляционной способностью в течение длительного времени разливки, определен требованиями (см. выше). Однако нет данных о влиянии на это качество внешних воздействий (эрозия футеровки, попадание ковшевого шлака, изменение температуры, влияние толщины покрова и др.), нет конкретных данных о влиянии состава ШОС, вязкости, температуры плавления, толщины жидкого слоя и применяемых теплозащитных составов на другие технологические свойства ШОС. Недостаточны сведения о влиянии постоянства характеристик и свойств ингредиентов на свойства ШОС.

Эффективность ассимиляции неметаллических включений покровным шлаком в промежуточном ковше, наряду с его оптимальными физикохимическими характеристиками, в значительной степени определяется условиями массообмена на границе "шлак-металл", т.е. способами регулирования направления и скорости потоков металла в промежуточном ковше, обеспечивающих "доставку " неметаллических включений покровному шлаку и исключающими отрыв шлаковых частиц и вынос их в выпускной стакан промежуточного ковша.

Как было отмечено, основой для формирования защитных шлакообразующих смесей для промежуточных ковшей является тройная диаграмма CaO-SiO<sub>2</sub>-Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> в разных соотношениях этих оксидов и с добавками флюсующих компонентов (рис. 1).

Присутствующие в металле, поступающем на разливку, неметаллические включения, как правило, представляют собой комплексные многокомпонентные, многофазные композиции, химический и фазовый состав которых подвержен закономерному изменению по ходу внепечной обработки металла. Количественно интерпретировать ассимилирующую емкость шлака можно, используя данные об условиях равновесия фаз, по диаграмме состояния системы CaO-SiO<sub>2</sub>-Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>-CaF<sub>2</sub>.

Кроме емкости шлака, важным фактором, контролирующим его ассимилирующую способность, является термодинамический стимул перехода включения в шлаковый расплав, определяемый величиной изменения энергии Гиббса при растворении включения в шлаке. Наиболее просто его



Рис. 1. Диаграмма состояния системы  $CaO-SiO_2-Al_2O_3-CaF_2$  ( $CaF_2 - 0,1$  моль/моль) [2]

представить, когда материалом включения является один из компонентов системы, например Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> или SiO<sub>2</sub>. В этом случае указанный стимул фактически определяется химическим потенциалом компонента в расплаве, поскольку в исходном состоянии он равен нулю. Для неметаллических включений комплексного состава. алюминатов например кальция, определение

термодинамического стимула перехода в жидкий шлак является несколько более сложной процедурой, поскольку

необходима оценка их энергии Гиббса (химических потенциалов компонентов), как в исходном, так и конечном состоянии.

0.006							
0,000	M	n, %					4
0,004							
0.002							
0,002	_		ſ	Гемі	іера <sup>,</sup>	гура	., C
80	0	9(		10	000		1150
D	о п	r					

Рис. 2. Переход Mn из стали в ШОС в зависимости от температуры Кинетика и термодинамика перехода химических элементов их шлаковой фазы в металлическую и обратно были изучены для следующих элементов – Ni, Al, Cr, Co, Mn, Pb, Cu, Bi, Sn, V, Cd, W. Модельная ШОС имела следующий состав: NaF – 20 %, C – 20 %, SiO<sub>2</sub> – 30 %, CaO – 30 %. Процессы проводили при температурах от 900 до 1300 °C, время контакта варьировалось от 1 до 30 минут. На рис. 2 показаны результаты для Mn. **Выводы.** Для исследования перехода

элементов из ШОС в металл обработанный образец исследовался послойно. Толщина слоев металла составляла от 0,002 до 0,2 мм. Полученные результаты обрабатывались кинетическими методами. Было показано, что для всех исследованных элементов результаты адекватно описываются кинетическими уравнениями второго порядка. Причина таких неожиданных кинетических закономерностей будет изучена в дальнейшем.

Список литературы: 1. Совершенствование защитных теплоизолирующих шлакообразующих смесей для промежуточных ковшей МНЛЗ / А.М. Топтыгин, Е.Г. Полозов, Ю.М. Айзин и др. // Сталь. – 2007. – № 3. – С. 20-24. 2. Теплоизолирующая шлакообразующая смесь для промежу-

точных ковшей МНЛЗ для разливки сталей широкого профилеразмерного и марочного сортамента / А.М. Топтыгин, И.В. Неклюдов, Е.Г. Полозов и др. // Металлург. – 2007. – №3 – С. 48-50. **3.** Лейтес А.Б. Защита стали в процессе непрерывной разливки. – М.: Металлургия, 1984. – 200 с. **4.** Шеховцов Е.В. Оптимизация утепляющей смеси для промежуточных ковшей / Е.В. Шеховцов, Л.К. Федоров, Е.Р. Ларикова // Сталь. – 2005. – №2. – С. 43-44. **5.** Освоение производства шлакообразующих смесей для непрерывной разливки стали на ОАО «ЗСМК» / В.В. Соколов, Д.Б. Фойгт, И.А. Журавлев и др. // Сталь. – 2004. – №9. – С. 20-22.

Поступила в редколлегию 12.01.12

#### УДК 623.438:539.3

*Ю.Я. МИРГОРОДСКИЙ*, гл. инж. ГП "Завод им. Малышева", Харьков; *Н.Л. БЕЛОВ*, канд. техн. наук, ген. директор ГП "Завод им. Малышева", Харьков;

И.Н. КАРАПЕЙЧИК, канд. эконом. наук, ген. директор

ПАО "Азовмаш", Мариуполь;

*С.Т. БРУЛЬ*, канд. техн. наук, директор департамента МО Украины, Киев; *Н.А.ТКАЧУК*, докт. техн. наук, проф., зав каф. ТММиСАПР НТУ "ХПИ", Харьков;

*Е.В. ПЕЛЕШКО*, канд. техн. наук, доц. каф. ТММиСАПР НТУ "ХПИ", Харьков

# РАСЧЕТНО-ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ РЕАКЦИИ БРОНЕКОРПУСОВ ВОЕННЫХ КОЛЕСНЫХ И ГУСЕНИЧНЫХ МАШИН НА УДАРНО-ИМПУЛЬСНОЕ ВОЗДЕЙСТВИЕ

У статті описані розрахунково-експериментальні дослідження реакції корпусів бронетранспортерів та тягачів на дію ударно-імпульсного навантаження. Для цього створені фізичні макети верхніх частин бронекорпусів машин типу БТР-80 та МТ-ЛБ, які розміщені на спеціально розробленому стенді. За допомогою портативного вимірювача вібропереміщень проведена фіксація динамічних процесів у макетах бронекорпусів. Паралельно здійснено їх числове моделювання на основі методу скінченних елементів. Співставлення отриманих результатів дало змогу обґрунтувати придатність побудованих скінченноелементних моделей для аналізу динамічних процесів не тільки у макетах, але й у реальних бронекорпусах.

В статье описаны расчетно-экспериментальные исследования реакции корпусов бронетранспортеров и тягачей на действие ударно-импульсной нагрузки. Для этого созданы физические макеты верхних частей бронекорпусов машин типа БТР-80 и МТ-ЛБ, которые размещены на специально разработанном стенде. С помощью портативного измерителя виброперемещений проведена фиксация динамических процессов в макетах бронекорпусов. Параллельно осуществлено численное моделирование на основе метода конечных элементов. Сопоставление полученных результатов дало возможность обосновать пригодность построенных конечно-элементных моделей для анализа динамических процессов не только в макетах, но и в реальных бронекорпусах. In this paper computational and experimental researches of armoured troop-carriers and tractors hulls reaction on the action of shock-impulse loading are described. The physical prototypes of upper parts of BTR-80 and MT-LB type vehicles armoured hulls are created for this purpose, which are placed on specially developed test benches. By means of vibromoving portable measuring device dynamic processes in armoured hulls prototypes are fixed. In parallel a numerical modeling is carried out on the basis of finite element method. Comparison of got results gave an opportunity to ground the adequacy of built finite-element models for the analysis of dynamic processes not only in prototypes but also in real armoured hulls.

Введение. В ходе комплексных расчетно-экспериментальных исследований бронекорпусов военных колесных и гусеничных машин используются различные виды лабораторных, стендовых и полигонных испытаний. В частности, в статьях [1, 2] обосновывается необходимость взаимосвязанного изменения конечно-элементных моделей (КЭМ) в едином цикле от исследования отдельных элементов конструкции бронекорпуса до анализа состояния процессов и состояний в натурном образце изделия. Там же описано применение этой методики на этапе исследования спектра собственных частот и форм колебаний в лабораторных условиях. Созданную на этом этапе КЭМ было предложено применить для исследований на следующих этапах. В частности, целью и предметом данной статьи является расчетноэкспериментальный анализ реакции бронекорпусов военных колесных и гусеничных машин на ударно-импульсное воздействие с применением специально изготовленного стенда.

Методика испытаний. Изготовленные в масштабе 1:10 физические макеты верхних частей бронекорпусов машин БТР-80 и МТ-ЛБ размещаются на специально изготовленном стенде, который содержит систему базовых и крепежных элементов, при помощи которых выступы макетов жестко фиксируются. На поверхности макетов отмечаются точки, в которых прогнозируются пучности нижних форм колебаний и размещаются датчики ускорений ДН-3-М1, а колебательные процессы возбуждаются обрезиненными ударниками (рис. 1, 2). Реакция макетов на ударно-импульсные воздействия фиксируются в электронном виде в файлах определенного формата.







БТР-80

Рис. 1. Макеты для исследования бронекорпусов военных колесных и гусеничных машин на ударно-импульсное воздействие

С использованием специальной программы данные файлы считываются в различные программные среды (Excel, MathLab, MathCAD), в которых осуществ-

ляется обработка этих сигналов, а полученные распределения используются для сравнения с результатами численного моделирования при помощи метода конечных элементов (МКЭ).

Результаты испытаний. В качестве иллюстрации на рис. 3-7 приведены осциллограммы динамических процессов в макете верхней части БТР-80. Представлены временные распределения перемещений, скоростей и ускорений в некоторых точках (по оси абсцисс отложено время в миллисекундах, по осям ординат – соответственно переме-

щения (мкм), скорость (мм/с) и ускорения (м/с<sup>2</sup>)).

Анализ представленных результатов позволяет сделать выводы о том, что осциллограммы ускорений содержат больше высокочастотных составляющих, на распределескоростей их ниях меньше, а виброграммы перемещений содержат в основном низкочастотные компоненты. В связи с этим из них можно извлечь прямым визуальным анализом как минимум 2-3 частоты. Так, в точке 9 четко прослеживаются колебания с частотами 500 и 400 Гн. а в точке 2 – 200 и 16 Гц. Кроме того, можно оценить коэффициент затухания колебаний. Так, за 50-80 мс амплитуда колебаний в точке 3 уменьшается примерно в 2 раза. Это дает возможность опрекоэффициент делить



Рис. 2. Анализатор спектра частот и датчик ДН-3-М1



Рис. 3. Динамические процессы при ударно-

импульсном воздействии (графики

распределения ускорений в точке 1)



демпфирования, что важно при моделировании нестационарных процессов в динамических системах.

Для сравнения на рис. 8-10 представлена численно определенная виброграмма для точки 2 (см. рис. 1) макета верхней части бронетранспортера БТР-80.

Анализ представленных осциллограмм позволяет сделать вывод об удовлетворительном качественном соответствии характера распределения процесса во времени – отличие по частотам не превышает 10-12%. Характеристики затухания в эксперименте и в расчете соответствуют друг другу, отличаясь не более чем на 15-20%. Абсолютные значения скоростей, ускорений и перемещений при этом принимать в расчет не следует, т.к. сила ударного воздействия задается примерно (вручную).

Заключение. Проведенные расчетно-экспериментальные исследования дают достаточный массив данных для обоснования параметров конечно-

элементных моделей бронекорпусов боевых колесных и гусеничных машин. Так, при этом следует принимать во внимание, что спектральные характеристики макета







Рис. 9. Скорости точки 2 при импульсном воздействии (расчет)

Рис. 10. Ускорения точки 2 при импульсном воздействии (расчет)

определяются достаточно точно. Это видно из результатов исследования собственных частот и форм колебаний, описанных в [1, 2]. Важным выводом из расчетноэкспериментальных исследований макета бронекорпуса на стенде с приложением ударно-импульсной нагрузки является как раз соответствие переходных нестационарных режимов, определяемых параллельно расчетным и экспериментальным путем. Отсюда можно сделать дополнительный вывод о работоспособности предложенной в [1, 2] методики исследований с использованием многоэтапных последовательных уточнений КЭМ бронекорпусов военных колесных и гусеничных машин.

Кроме того, это дает возможность использовать в дальнейшем построенные КЭМ для анализа динамического напряженно-деформированного состояния натурных образцов боевых машин легкой категории по массе.

Список литературы: 1. Карапейчик И.Н. Методика экспериментальных исследований реакции корпусов бронетранспортеров на локальное импульсное воздействие / И.Н. Карапейчик // Вісник НТУ "ХПІ". Тем. вип.: Машинознавство та САПР. – 2012. – № 22. – С.65-69. 2. Расширенная расчетно-экспериментальная идентификация параметров численных моделей корпусных элементов транспортных средств специального назначения // И.Н. Карапейчик, А.В. Литвиненко, С.Т. Бруль и др.// Вісник НТУ «ХПІ». Тем. вип.: Машинознавство та САПР. – 2012. – № 22. – С.69-77.

Поступила в редколлегию 02.02.12

### УДК 669.184.094.3: 539.3

*М.М. ПЕКЛИЧ*, зам. гл. конструктора НТК ЧАО "АзовЭлектроСталь", Мариуполь

# ОБЗОР КОНСТРУКТИВНЫХ ПОДХОДОВ К ПРОЕКТИРОВАНИЮ ОТЕЧЕСТВЕННЫХ КИСЛОРОДНЫХ КОНВЕРТЕРОВ

У статті наведено огляд конструкцій кисневих конвертерів. На основі аналізу конструктивних рішень визначено проблемні моменти при формуванні розрахункових схем даних об'єктів.

В статье приведен обзор конструкций кислородных конвертеров. На основе анализа конструктивных решений определены проблемные моменты при формировании расчетных схем данных объектов.

A review of oxygen converters constructions is presented in the paper. Problem moments in the calculation schemes forming are determined on the base of design solutions analysis.

Введение. Конвертерный (бессемеровский) процесс был первым в истории металлургии способом массового производства жидкой стали. Возникновение конвертерного процесса имело исключительно важное значение для развития техники, поскольку существовавшие до этого малопроизводительные пудлинговый и тигельный процессы не могли удовлетворить потребности развивающегося машиностроения. Сущность процесса, предложенного и разработанного в 1856-1860 гг. в Англии Г. Бессемером, заключалась в том, что залитый в плавильный агрегат с кислой футеровкой (конвертер) чугун продували снизу воздухом. Кислород воздуха окислял примеси чугуна, в результате этого чугун превращался в сталь. Тепло, выделявшееся при реакциях окисления, обеспечивало нагрев стали до температуры 1600°С. В 1878 г. Томасом был предложен способ изготовления основной (доломитовой) футеровки конвертеров. Так возник томасовский процесс переработки высокофосфористых (1,6-2,0% Р) чугунов в конвертерах с основной футеровкой. Бессемеровский и томасовский процессы получили широкое распространение, но оба процесса имели значительный недостаток – выплавляемая сталь содержала большое количество (0,01-0,025 %) азота [1].

Метод продувки жидкого чугуна кислородом сверху был впервые предложен и опробован в СССР в 1933 г. инженером Н.И. Мозговым. В дальнейшем в СССР и ряде других стран проводили исследования по разработке технологии нового процесса. В СССР эксперименты в 1936 г. проводили в АН УССР; в 1939 г. они были продолжены на заводе "Станкоконструкция, (г. Москва) и в 1942 г. на Косогорском металлургическом заводе; в 1945-1953 гг. – в ЦНИИЧМ, на заводах "Динамо", Мытищенском машиностроительном, Енакиевском и Ново-Тульском металлургических. В 1954-1955 гг. на Ново-Тульском металлургическом заводе в 10-тонном конвертере проведена окончательная доработка технологии выплавки стали с продувкой кислородом сверху. В промышленном масштабе кислородно-конвертерный процесс с верхней продувкой был осуществлен впервые в 1952-1953 гг. в Австрии на заводах в гг. Линце и Донавице, в связи с чем за рубежом этот процесс получил название процесса ЛД. В СССР промышленное производство стали этим способом было начато в 1956 г. на металлургическом заводе им. Петровского (г. Днепропетровск), в переоборудованных для продувки кислородом сверху 20-тонных бессемеровских конвертерах, и в 1957 г. – в 35-тонных переоборудованных бессемеровских конвертерах металлургического завода "Криворожсталь" [2].

В настоящее время кислородно-конвертерный способ получения стали, представляющий из себя процесс выплавки стали из жидкого чугуна в конвертере с основной футеровкой и продувкой кислородом сверху через водоохлаждаемую фурму, стал ведущим, вытеснив ранее господствовавший мартеновский способ, и обеспечивает выплавку большей части мирового производства стали.

Анализ конструкций. Кислородный конвертер (рис.1) представляет собой сосуд 3 грушевидной формы, изготовленный из стального листа и выложенный изнутри основным кирпичом 4, емкостью 130-370 тонн жидкого чугуна. В процессе работы конвертер можно поворачивать на цапфах 5 вокруг горизонтальной оси на 360° для завалки скрапа, заливки чугуна, слива стали, шлака и т. д. Во время продувки чугуна кислоро-



дом конвертер находится в вертикальном положении. Кислород в конвертер под давлением 9-14 атмосфер подают с помощью водоохлаждаемой фурмы 1, которую вводят в конвертер через его горловину 2. Фурму устанавливают строго вертикально по оси конвертера. Ее поднимают специальным механизмом, сблокированным с механизмом вращения конвертера так, что конвертер нельзя повернуть, пока из него не удалена фурма [3].

Бурное развитие кислородно-конвертерного производства во второй половине XX века было бы невозможным без создания надежной конструкции большегрузных высокопроизводительных сталеплавильных конвертеров и сопутствующего технологического оборудования. Применение кислородного дугья при выплавке стали позволило существенно интенсифицировать технологический процесс, увеличить массу плавки и, вместе с тем, поставило перед машиностроителями ряд принципиально новых технических задач: обеспечение стойкости и работоспособности тяжелонагруженных конструктивных элементов конвертеров в условиях высоких температур, компенсация значительных термических деформаций крупногабаритных конструкций, разработка компактного и надежного привода, работающего в условиях значительных и резких колебаний нагрузок.

Как отмечалось выше, в 1957 г. в СССР кислородные конвертеры емкостью 35-55 тонн, разработанные и изготовленные на Южно-Уральском машиностроительном заводе (ЮУМЗ), были установлены на Криворожском металлургическом заводе. Конструкция была выполнена аналогичной бессемеровским и томасовским конвертерам и состояла из цельносварного корпуса 3 с отъемным днищем 9, опорного кольца 5, подшипниковых опор 6, стоек 8 и привода наклона (рис. 2). С помощью двойного ряда кронштейнов и Т-образных вставок с клиньями 4 корпус крепится на опорном кольце, выполненном составным из четырех литых секций, соединенных между собой болтами и цилиндрическими шпонками. Опорные цапфы представляют собой продолжения боковых литых элементов опорного кольца. Привод наклона конвертера содержит два электродвигателя 2, червячный редуктор 1 и две открытых зубчатых передачи 7. Эта конструкция обладала рядом существенных недостатков: ненадежная фиксация корпуса в опорном кольце, значительное трение в подшипниках скольжения, перекос опорных цапф, неблагоприятные условия работы открытых передач.





Начиная с 1962 года в ЖЗТМ (ныне ПАО "Азовмаш", г. Мариуполь) были проведены широкомасштабные работы, направленные на совершенствование конструкции конвертеров, методики их расчета, выполнены экспериментальные исследования, результатом которых стало создание в 1965 г. конвертера емкостью 100-130 тонн для МК имени Ильича в г. Мариуполе (рис. 3).

Его отличительная особенность заключалась в отсутствии опорного кольца, а корпус состоял из днища 1, нижней конической обечайки 6, шлема 5, в средней части цилиндрической обечайки 2 были предусмотрены два мощных пояса жесткости 3, между которыми вварены литые секторы с цапфами 4. В опорах цапф были применены сферические двухрядные роликоподшипники, а открытые передачи были заменены редукторами.

Однако основным недостатком конструкции такого конвертера явилось наличие жесткого пояса на корпусе, работающего в условиях высоких температур, что вызвало значительные термические напряжения и, как следствие, остаточные деформации корпуса и перекос цапф [4].

С целью исключения указанных негативных явлений в "Азовмаш" в 1967 г. была разработана конструкция конвертера с корпусом, устанавливаемым с зазором в отдельном опорном кольце с креплением к нему с помощью специальных кронштейнов (рис. 4). Для этого вверху цилиндрической части кожуха приваривают кронштейны 6, с помощью которых корпус опирается на полку опорного кольца 5. Для предотвращения поворота корпуса 7 вокруг вертикальной оси под действием вращательного движения расплава к цапфенным плитам приваривают накладкификсаторы 4, которые входят в пазы кронштейнов корпуса. Такая система препятствует также сдвигу верхней части корпуса относительно кольца при наклонах конвертера.



Рис. 3. Конструкция корпуса конвертера для МК им. Ильича: 1 – днище, 2 – средняя цилиндрическая обечайка, 3 – пояс жесткости, 4 – литые сектора для крепления цапфы, 5 – шлем, 6 – коническая обечайка

В нижней части крепление корпуса в опорном кольце производят с помощью кронштейнов 6, установленных попарно как на корпусе 7, так и на

опорном кольце 5. Учитывая возможность неравномерного расширения корпуса конвертера и опорного кольца, как в вертикальном, так и в радиальном направлениях, контактную поверхность этих кронштейнов выполняют под определенным углом. Величину угла определяют расчетным путем с учетом возможных приращений как высоты, так и диаметра под действием температурных расширений. В

связи с различным расширением корпуса и кольца в процессе эксплуатации для ликвидации появления возможных зазоров кронштейны кольца выполнены регулируемыми. Такая система крепления корпуса в опорном кольце обеспечивает достаточно точную его фиксацию и их свободную деформацию относительно друг друга. Указанное крепление корпуса в опорном кольце посредством кронштейнов было применено в конвертерах емкостью 250 тонн, изготовленных ПАО "Азовмаш" и установленных на Карагандинском металлургическом комбинате (рис. 5) [5].



Подобное техническое решение позволило значительно снизить температурные напряжения в оболочке корпуса и исключить влияние деформации корпуса на соосность цапф. Однако в процессе эксплуатации было выявлено, что в результате многократных температурных изменений размеров корпуса наблюдается интенсивный износ сопряженных деталей и появление ударов при наклоне конвертера; на оболочку корпуса действуют Рис. 4. Крепление корпуса конвертера к опорному кольцу посредством кронштейнов: 1, 4 – фиксаторы боковых смещений, 2 – упоры, 3 – плита, 5 – опорное кольцо, 6 – кронштейн, 7 – корпус значительные нагрузки, вызванные трением скольжения в деталях крепления, что способствует образованию трещин в корпусе; система является статически неопределимой, что обуславливает появление не поддающихся учету местных напряжений и значительную трудоемкость при монтаже.



Рис. 5. Общий вид конвертера емкостью 250 тонн (Карагандинский металлургический комбинат)

По результатам эксплуатации конвертеров такой конструкции была выявлена необходимость создания подвески корпуса в опорном кольце, обладающей долговечностью и надежностью при различных углах поворота корпуса, не создающей дополнительных динамических нагрузок на элементы привода. Важной задачей было обеспечение надежной работы подшипниковых узлов, работающих в тяжелых условиях и испытывающих значительные нагрузки. Другая серьезная проблема, возникающая при эксплуатации конвертеров, была связана со значительными динамическими нагрузками в элементах привода наклона вследствие значительных неуравновешенных масс, больших зазоров в шпинделях, ударов в элементах крепления корпуса и неустановившегося режима работы с резким торможением и реверсированием. При этом привод наклона, работающий в условиях высоких температур и запыленности, испытывал дополнительные нагрузки вследствие перекоса цапф и нуждался в коренной переработке. Было необходимо обеспечить требуемую точность остановки, уменьшить динамические нагрузки, свести до минимума упругие колебания и при этом существенно уменьшить габариты привода [6].

Поэтому в 1973 г. в отечественной практике появилась система крепления корпуса в опорном кольце на меридиальных тягах (рис. 6). В основу этой системы были положены новые решения, заключающиеся в следующем: учитывается наличие температурного градиента в корпусе и опорном кольце; система подвески корпуса в кольце обеспечивает его самоустановку независимо от наличия температурных и силовых деформаций; крепление исключает передачу на опорное кольцо нагрузок, возникающих при деформации корпуса; система крепления предусматривает расположение всех несущих элементов в сравнительно низко-

температурных участках корпуса конвертера 2 и кольца 3, имеющих незначительный градиент температур по ходу кампании конвертера.

Таким участком является район перехода корпуса из цилиндрической в сферическую. Этот участок кожуха усилен специальным несущим поясом 8, представляющим собой ряд горизонтальных дугообразных бандажей, охватывающих корпус конвертера по всему периметру. В несущем поясе закреплены три кронштейна 7, расположенные относительно друг друга под углом 120°.



1 – футеровка, 2 – корпус, 3 – опорное кольцо, 4 – цапфенная плита, 5 – цапфа, 6 – пальцы,
 7 – кронштейны несущего пояса, 8 – несущий пояс, 9 – упор цапфенной плиты, 10 – вкладыш шарнира,
 11 – шарнир, 12 – тяга, 13 – усиление опорного кольца, 14 – фиксированная тяга

В опорном кольце (на его нижней полке) сделаны специальные усиленные участки с гнездами 13, расположенными над кронштейнами 7 несущего пояса 8. В гнездах и кронштейнах с помощью пальцев 6 и сферических шарниров 11 крепят тяги 12, получившие названия меридиальных тяг. С помощью трех таких тяг корпус конвертера подвешивают к опорному кольцу. Наличие шарнирно закрепленных меридиальных тяг позволяет конвертеру свободно самоустанавливаться в опорном кольце. Для фиксации конвертера в плоскости поворота относительно опорного кольца и передачи вращающего момента корпусу конвертера в цапфенных плитах 4 устроены специальные выступы 9, называемые упорами, которые входят в пазы кронштейнов, вваренных в несущий пояс 8.

Такая система крепления успешно эксплуатировалась на отечественных конвертерах любой емкости, обеспечивая хорошую стойкость как корпуса, так и кольца. Однако опыт эксплуатации этой системы крепления показал, что нагрузка в опорном кольце распределяется неравномерно. Нижняя полка кольца испытывает бо́льшие напряжения, чем верхняя, что приводит к повышенной его деформации, поэтому проблема крепления корпуса в опорном кольце осталась нерешенной [7]. В конце 70-х годов специалисты ОАО "Азовмаш" разработали систему крепления корпуса конвертера к опорному кольцу с помощью вертикальных шпилек [8]. В этом случае (рис. 7), корпус 1 крепится в четырех точках, равномерно распределенных по окружности. Верхний конец шпильки 7 закреплен на верхней полке опорного кольца 6, а нижний ее конец зафиксирован в несущем поясе 3 корпуса конвертера 1. Верхний и нижний узлы крепления, для компенсации температурных поводок, выполнены "плавающими" при помощи сферических вкладышей 9.



Рис.7. Крепление корпуса в опорном кольце с помощью шпилек

Большая длина шпилек также способствует компенсации различных упругих деформаций. С ростом вместимости конвертеров возрастающая нагрузка на шпильки компенсируется не увеличением их диаметра, что может привести к ослаблению несущей способности кольца, а увеличением их количества. При установке в одном узле нескольких шпилек, для их равномерной нагрузки на участке контакта шпильки с несущим поясом, устанавливается специальное балансирное устройство 12. Оно выполнено в виде двух коромысел 10 и позволяет сравнительно равномерно распределять нагрузки на все тяги.

Удержание конвертера в плоскости поворота обеспечивается упорами 2, расположенными в цапфенных узлах 4. Для более равномерной нагрузки на корпус конвертера упоры 2 располагаются как на нижней, так и на верхней плоскостях цапфенных узлов, и соответственно так же расположены на корпусе конвертера кронштейны для фиксации упоров. Для предотвращения сдвига конвертера вдоль оси цапф на верхней и нижней полках опорного кольца в плоскости, перпендикулярной повороту конвертера, устанавливаются фиксаторы 5, которые входят в соответствующие пазы кронштейнов, установленных на корпусе конвертера.

Схема работы опорных узлов при подвеске корпуса в опорном кольце с помощью шпилек показана на рис. 8. Первые конвертеры такой конструкции были спроектированы, изготовлены и поставлены на ОАО "ЗапСиб" и Череповецкий МК "Северсталь" (рис. 9).

Современные кислородные конверторы новой конструкции емкостью 5, 50, 100, 130, 160, 300, 350, 370 тонн, разработанные ПАО "Азовмаш", представляют собой единый типоразмерный ряд, характеризующийся высоким уровнем технических решений: для поворота конвертора применен многодвигательный навесной привод поворота, обладающий высокой надежностью на всех режимах рабо-

ты конвертера [9]; конструкция привода позволяет быстро заменить отдельные узлы без простоя конвертера; специальная конструкция подшипниковых опор конвертора обеспечивает их высокую грузоподъемность и компенсирует угловые перекосы цапфы, допускает ее линейные перемещения при тепловом расширении; горловина конвертора выполнена в виде литого массивного шлема, обладающего необходимой прочностью и жесткостью, предотвращающего температурные деформации корпуса.

работы опорных узлов при нормальном расположении цапф (а), при тепловом расширении опорного кольца (б), при вертикальном (в) и горизонтальном (г) перекосе цапф

Рис. 8. Схема



Наряду с вышеперечисленным перечнем преимуществ конвертеров нового поколения необходимо также отметить, что корпус конвертера и опорное кольцо имеют самый низкий ресурс эксплуатации по сравнению с другими узлами (см. таблицу).

Заключение. Анализ показывает, что наиболее

		1 0000000000000					
Ресурс эксплуатации							
Hour course and	Назначенный	Достижимый					
паименование узла	ресурс (мес.)	ресурс (мес.)					
Шлем	24	42					
Корпус конвертера	80	125					
Кольцо опорное	80	160					
Система крепления	120	160					
Опоры	120	180					
подшипниковые	120	160					
Привод поворота	120	180					

сложными и ответственными узлами конвертера являются его корпус и опорное кольцо. Это обусловлено тем, что в процессе эксплуатации в корпусе конвертера постоянно возникают знакопеременные напряжения, определяемые сложной комбинацией нагрузок от веса металлоконструкций, футеровки, жидкого металла и шлака, реакцией кронштейнов, теплового расширения огнеупорной кладки, а также вследствие наличия неравномерного температурного поля в самом кожухе.

Опорное кольцо работает в еще более тяжелых условиях, так как одновременно подвержено силовому воздействию от веса корпуса с шихтой, крутящих моментов на цапфах и неравномерному тепловому воздействию от излучения корпуса, а также от излучения металла и шлака во время слива. Обычно внутренняя и верхняя части кольца имеют более высокую температуру, чем внешняя и нижняя, что вызывает возникновение дополнительных напряжений, величина которых может превышать статические.





В связи с этим процесс проектирования этих узлов необходимо организовать по схеме, учитывающей взаимосвязанность и взаимовлияние расчетных и экспериментальных этапов исследований.

Список литературы: 1. Балтизманский В.И., Меджибожский М.Я., Охотский В.Б. Конвертерные процессы производства стали. Теория, технология, конструкции агрегатов., Киев, 1984. **2.** Целиков А.И., Полухин П.И., Гребеник В.М. и др. Машины и агрегаты металлургических заводов. т.2. Машины и агрегаты сталеплавильных цехов., М.: Металлургия, 1988. **3.** Дальский А.М. Технология конструкционных материалов, Машиностроение, 2004. 4. Исследование прочности и условий работы конвертеров емкостью 250 т. / А.И. Майоров, В.М. Шусторович, В.И. Решетов и др. // Металлургическое оборудование». – М.: НИИ-ИНФОРМТЯЖМАШ. – 1973. – Вып. 9. – С. 5-14. **5.** Кислородные конвертеры емкостью 200 и 160 т. / Майоров А.И., Решетов В.И., Победоносцев А.Н. и др. // Труды ВНИИМЕТМАШ. – 1974. – № 36. – С.18 – 21. **6.** Кислородный конвертер емкостью 100 т. новой конструкции / А.И. Майоров, Я.М. Лееин, В.И. Решетов и др. // Работы ВНИИМЕТМАШ по металлургическому оборудование. – 1970. – С. 60-61. **7.** Конструкции и проектирование агрегатов сталеплавильного производства / В.П. Григорьев, В.М. Нечкин, А.В. Егоров и др. – Москва: МИСиС, 1995. **8** А.С. №749093. Конвертер. Крепление на тягах. **9.** А.С. №860534.Многодвигательный привод поворота конвертера.

Поступила в редколлегию 30.01.12

#### УДК 621.833

*В.С. ПОДГУРЕНКО*, канд. техн. наук, директор ООО "Ветряной парк "Очаковский", Николаев

# ОПРЕДЕЛЕНИЕ ИЗГИБАЮЩИХ МОМЕНТОВ В РЕАЛЬНЫХ УСЛОВИЯХ ЭКСПЛУАТАЦИИ ЗУБЧАТЫХ МУФТ

Экспериментальным путем определены упругие изгибающие моменты в зубчатой муфте при перекосах осей, которые удовлетворительно совпали с расчетными данными.

Експериментальним шляхом знайдені пружні згинні моменти в зубчастій муфті при перекосах осей, котрі задовільно співпали з розрахунковими даними.

The elastic bending moments in gear couplings under misalignments of axex have been determined experimentally. Obteined data satisfactorily have coincided with calculated ones.

Постановка проблемы. Зубчатые муфты помимо соединения элементов машин, передающих вращательные моменты, компенсируют расцентровки осей соединяемых валов судовых агрегатов. При этом в зубчатых муфтах возникают изгибающие моменты от действия неуравновешенных усилий и от сил трения, которые приводят к дополнительному нагружению валов, фланцевых соединений, опор агрегатов и других элементов машин, что необходимо учитывать при проектировании силовых установок.

Анализ последних исследований. Наиболее полно технические решения отражены в [1-6], которые являются основой для проведения теоретических и

экспериментальных исследований зубчатых муфт. Что же касается проводимых теоретических и экспериментальных исследований зубчатых муфт, то эти исследования в течение длительного срока, в том числе и в последнее время, базируются на методологии профессора А.П. Попова, опубликованной в научных трудах, в том числе и в [7-11].

Целью работы является экспериментальное исследование упругих изгибающих моментов в зубчатой муфте в условиях перекоса осей судовой редукторной трансмиссии и их сопоставление с теоретическими данными.

Изложение основного материала. На рис.1 показана часть конструкции судовой редукторной трансмиссии с исследуемой зубчатой муфтой, которая имеет следующие параметры: модуль m = 5 мм; число зубьев z = 56; радиус бокообразности R = 2,62 м; угол зацепления  $\alpha_w = 20^\circ$ ; ширина зуба b = 40 мм; коэффициент высоты головки



зуба  $h_a^* = 0.8$ . Ведущая обойма 3 конструктивно состоит из шлицевого венца и стенки, которая воспринимает изгибающие моменты, возникающие в зубчатой муфте. При этом рабочих смазка поверхностей зубьев обеспечивается индивидуальным

подводом масла через спрейер 1 и отверстия во втулке 2. В качестве смазки использовалась маслосмесь, состоящая из 35% газотурбинного масла и 65% масла МС-20. Температура масла в зоне контакта зубьев равнялась 50°С. С учетом эксплуатационных особенностей трансмиссии перекос втулки 2 осуществлялся в сторону раскрытия муфты в верхней части. Замер перекосов осей обоймы и втулки производился при помощи технологической втулки 5, жестко связанной с обоймой 3, и четырех индуктивных датчиков 4, соединенных с корпусом втулки 2. Тарировка датчиков производилась последовательным перемещением на 1, 2, 3, 4 и 5 мм от упора в поверхность А. В результате тарировки установлены начальные зазоры  $\Delta S_{0i}$ , которые, соответственно, для первого - четвертого датчиков были следующими:  $\Delta S_{01} = 2,4$  мм;  $\Delta S_{02} = 3,1$  мм;  $\Delta S_{03} = 3,7$  мм;  $\Delta S_{04} = 3,4$  мм.

Для устранения температурных погрешностей в схеме использовались четыре компенсирующих датчика, которые на рисунке не показаны. Величины зазоров по датчикам при каждом режиме работы зубчатой муфты, определенные по тарировочному графику в соответствии с отклонением луча на ленте осциллограммы, обозначены через  $\Delta S_i$ . Изменение зазора  $\Delta S_i$  между датчиком и поверхностью *A* соответственно равно  $\Delta_i = \Delta S_i - \Delta S_{0i}$ .

В качестве измерительной аппаратуры при проведении эксперимента использовался осциллограф Н-115 и усилитель 8АН4.

Углы перекоса осей обоймы 3 и втулки 2, определяемые по датчикам, которые расположены соответственно в вертикальной и горизонтальной плоскостях, находились из выражений  $\phi_{\rm B} = |\Delta_1 - \Delta_3|/D; \ \phi_{\rm F} = |\Delta_2 - \Delta_4|/D, \ {\rm гдe} \ D = 346 \ {\rm мм} - {\rm дua-}$ метр окружности, на которой расположены датчики. Значения замеренных зазоров  $\Delta S_i$  и их изменения  $\Delta$  по индуктивным датчикам в зависимости от режима работы трансмиссии и соответствующие углы перекосов  $\phi_{\rm R}$  и  $\phi_{\rm r}$  приведены в табл. 1.

Таблииа 1

Значения замеренных зазоров и их изменения по индуктивным датчикам в зависимости от режима работы трансмиссии

Частота	Перемешение	Угол перекоса,							
вращения n,	перемещения	перемещение, мм, замеренное индуктивными датчиками							
об/мин	1	2	3	4	$10^{3}\psi_{B} / 10^{3}\psi_{\Gamma}$				
1700	2,40/-0	3,10/-0	3,70/-0	3,40/-0	0,43/-0				
2500	3,05/0,65	3,40/0,30	3,77/-0,07	3,70/0,30	1,90/-0				
3700	3,72/1,32	3,85/0,75	4,15/0,45	4,42/1,02	2,54/0,29				
4000	3,75/1,35	3,87/0,77	4,03/-0,33	4,37/0,97	3,07/0,60				
4500	3,40/1,06	3,37/0,27	3,65/-0,05	4,00/3,26	3,26/0,60				

Одновременно с измерением углов перекоса производились замеры напряжений изгиба в стенке исследуемой обоймы 5 бесконтактным методом. При этом тензодатчики 6 наклеивались вблизи внутреннего радиуса стенки толщиной h = 10 мм с двух сторон. Замеренные радиальные напряжения  $\sigma_{R1}$ , осредненные по двум показаниям тензодатчиков, позволяют определить изгибающий момент, действующий на стенку, который равен суммарному изгибающему моменту в зубчатой муфте. В качестве расчетной модели для стенки принята круглая пластина с жестким центром, защемленная по контуру окружности, для которой изгибающий момент имеет вид [1]

$$M_{_{9}} = \pi R_{1} h^{2} \sigma_{R_{1}} \beta (1 + \beta^{2}) / [3(1 - \beta^{2})], \qquad (1)$$

где  $\beta = R_1/R_2 = 0.714; R_1 = 102.5$  мм – внутренний радиус стенки;  $R_2 = 143.5$  мм – наружный радиус стенки.

Результирующий изгибающий момент в зубчатой муфте имеем в виде [7]  $M_{\Sigma} = \sqrt{(M_{\rm H} + M_{\rm TD} \sin \alpha_{\rm w})^2 + (M_{\rm TD} \cos \alpha_{\rm w})^2}$ . Здесь  $M_{\rm H}, M_{\rm TD}$  – изгибающие моменты соответственно от действия неуравновешенных усилий и сил трения [2, 3]:

$$M_{\rm H} = \frac{R\psi_{\Sigma} z}{2} \left( \frac{F_m}{\cos \alpha_w} + \frac{R\psi_{\Sigma}^2}{8\delta_{\Sigma}} \right); \qquad M_{\rm Tp} = \frac{m z^2 f_{\rm Tp}}{2} \left( \frac{F_m}{\cos \alpha_w} + \frac{R\psi_{\Sigma}^2}{12\delta_{\Sigma}} \right), \qquad (2)$$

где  $F_m = 2M/mz^2$  – среднее усилие, действующее на зуб муфты; M – вращательный момент, передаваемый зубчатой муфтой;  $\delta_{\Sigma}$  – податливость сопряженной пары зубьев, обусловленная изгибом, смятием и осадкой оснований зубьев втулки и обоймы [7];  $\psi_{\Sigma}$  – результирующий угол перекоса осей, представляющий собой геометрическую сумму углов  $\phi_{\rm B}$  и  $\phi_{\rm r}$ ;  $f_{\rm rp}$  – коэффициент трения определяемый по формуле [7]

$$f_{\rm rp} = \frac{0,035W_m^{0.08}R_a^{0.45}}{\left(\alpha_0^{0.28}R^{0.324}\omega^{0.225}\mu_0^{0.35}\upsilon_{\Sigma cp}^{0.174}h_p^{0.15}\right)},$$

где  $W_m = F_m/h_p$  – удельная нагрузка, Н/м;  $R_a$  – среднеквадратичная величина шероховатости, принимаем, равной 2,08·10<sup>-6</sup> м, что соответствует шероховатости, заключенной между 6 и 7 классами чистоты обработанных поверхностей;  $\alpha_0$  – пьезокоэффициент вязкости масла, 1/Па;  $\mu_0$  – вязкость масла при атмосферном давлении, Па·с;  $\omega$  – угловая скорость зубчатой муфты, рад/с;  $h_p$  – рабочая высота зуба в м;  $\upsilon_{\Sigma cp} = 2\omega \psi_{\Sigma}/[R - mz/2(1 + \sin \alpha_w)]$  – среднеинтегральная относительная скорость перемещения зубьев, м/с.

В табл. 2 приведены экспериментальные и расчетные значения изгибающих моментов, найденные по формулам (1) и (2).

Таблица 2

Экспериментальные и расчетные значения изгибающих моментов

Частота враще- ния <i>n</i> , об/мин	Суммарный угол перекоса ψ⊵ 10 <sup>3</sup> , рад	Максимальное радиальное напряжение σ <sub>к1</sub> , МПа	Эксперимен- тальное значе- ние момента <i>M</i> ., H.м	Удельная на- грузка $W_{\rm m}$ ·10 <sup>-4</sup> , Н/м	Коэффициент трения ƒ <sub>тр</sub>	Теоретическое значение мо- мента $M_{\Sigma}$ , H·м	Расхождение между $M_5$ и $M_{\Sigma}$ в %
1700	1,87	25,0	825	24,3	0,057	830	0,61
2500	2,32	29,3	966	28,8	0,048	980	1,45
3700	3,00	35,8	1180	35,0	0,041	1200	1,69
4000	3,17	37,3	1230	36,0	0,040	1260	2,44
4500	3,45	40,0	1320	39,0	0,038	1360	3,03

#### Выводы.

1. На основании выполненных исследований установлено, что расхождения между экспериментальными и расчетными значениями изгибающих моментов находятся в пределах от 1 до 3%, что подтверждает удовлетворительную сходимость расчетных и экспериментальных результатов.

2. Кроме того, проведенные исследования подтвердили достоверность приведенной зависимости для определения коэффициентов трения в зубчатых муфтах.

Список литературы: 1. А.с. 1504394 СССР. Зубчатая муфта [Текст] / *А.П. Попов* (СССР). – 4089604/31 – 27; заявл. 09.07.86; опубл. 30.08.89, Бюл. № 32. 2. А.с. 1328600 СССР. Зубчатая муфта

[Текст] / А.П. Попов (СССР). – 3932791/31 – 27; заявл. 22.07.85; опубл. 07.08.87. Бюл. № 29. 3. А.с. 1695009 СССР. Зубчатая муфта [Текст] / А.П. Попов (СССР). – 4710770/27; заявл. 26.06.89; опубл. 30.11.91. Бюл. № 44. 4. Пат. 55771 Україна. Зубчаста муфта [Текст] / О.П. Попов, Л.О Попова, О.І. Савенков – µ2010007003; заявл. 07.06.10; опубл. 27.12.10. Бюл. № 24. 5. Пат. 61719 Україна. Зубчаста муфта [Текст] / О.П. Попов, О.І. Савенков – и201100458; заявл. 17.01.11; опубл. 25.07.11, Бюл. № 14. 6. Пат. 62922 Україна. Зубчаста муфта [Текст] / О.П. Попов, О.І. Савенков – и201100858; заявл. 26.01.11; опубл. 26.09.11, Бюл. № 18. 7. Попов А.П. Зубчатые муфты в судовых агрегатах / А.П. Попов - Л.: Судостроение, 1985. - 240c. 8. Попов А.П. Исследование законов распределения зазоров между зубьями зубчатых муфт с различными формами образующих боковых поверхностей зубьев / А.П. Попов // Смазка и трение в судовых машинах: Сб. науч. тр – Николаев: НКИ, 1992. – С.30-46. 9. Попов А.П. Изгибающие моменты в зубчатой муфте А.П. Попова / А.П. Попов // Судовые энергетические установки: Сб. науч. тр – Николаев: НКИ, 1989. – С.42-50. 10. Попов А.П. Экспериментальное исследование нагрузочной способности зубчатых муфт / А.П. Попов, О.И. Савенков // Вестник Инженерной академии Украины. – 2010. – № 3-4. – С.203-209. 11. Попов А.П. Экспериментальное исследование изгибающих моментов в зубчатой муфте с продольной модификацией зубьев / А.П. Попов, О.И. Савенков // Вестник Инженерной академии Украины. – 2011. – № 1. – С.219-225.

Поступила в редколлегию 13.02.2012

## УДК 621.833

# *Р.В. ПРОТАСОВ*, препод.-стажер каф. ТММ и САПР НТУ "ХПИ", Харьков; *А.В. УСТИНЕНКО*, канд. техн. наук, доц., ст. науч. сотрудник каф. ТММ и САПР НТУ "ХПИ", Харьков; *Г.А. КРОТЕНКО*, канд. техн. наук, науч. сотрудник каф. ТММ и САПР НТУ "ХПИ", Харьков

# МОДЕЛИРОВАНИЕ ГЕОМЕТРИИ ЭВОЛЮТНЫХ ЗАЦЕПЛЕНИЙ, ИССЛЕДОВАНИЕ ИХ НЕКОТОРЫХ КАЧЕСТВЕННЫХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ И КОНТАКТНЫХ НАПРЯЖЕНИЙ

Снижение габаритов зубчатых передач является актуальной задачей современного машиностроения. Получены уравнения рабочего профиля и переходной кривой зубьев эволютной передачи в параметрическом виде. Рассмотрена методика определения приведенного радиуса кривизны и контактных напряжений в эволютном зацеплении. Показано, что в приполосной зоне имеет место двояковыпуклый контакт, на что указывает теория зацепления. Описана методика определения коэффициента перекрытия для всех типов эволютных прямозубых передач, в том числе и при модификации исходного контура. Проведен сравнительный анализ коэффициента перекрытия для исходного и модифицированного эволютных профилей с аналогичным эвольвентным.

Зниження габаритів зубчастих передач є актуальною задачею сучасного машинобудування. Отримано рівняння робочого профілю та перехідної кривої зубців у параметричному вигляді. Розглянуто методику розрахунку приведеного радіуса кривизни та контактних напружень в еволютних зачепленнях. Виявлено, що в приполюсній зоні має місце двоякоопуклий контакт, на що вказує теорія еволютних зачеплень. Описано методику визначення коефіцієнта перекриття для усіх типів эволютних прямозубих передач, у тому числі і при модифікації вихідного контуру. Наведено порівняльний аналіз коефіціє-

#### нта перекриття вихідного та модифікованого профілів з аналогічним евольвентним.

Reduce size of gears is an actual task of the modern machine-building. The equations of working profile and the fillet curve of evolute gear teeth in parametric form are obtained. The method of determining there is relative radius of curvature and contact stress in evolute gearing is shown. It is shown that in approach zone is double-convex teeth contact, as indicated by the theory of gearing. A technique for determining the contact ratio for all types of spur evolute gears, including the modification of the basic rack is presented. A comparative analysis of the contact ratio for the original and modified profiles with the same involute is shown.

Актуальность задачи. Известно, что контактную прочность зубчатой передачи можно повысить увеличением ее габаритов или повышая приведенный радиус кривизны (применяя выпукло-вогнутое зацепление).

Первый путь приводит к ухудшению массогабаритных характеристик передач, а второй – является весьма перспективным. Поэтому последние 70 лет ведутся интенсивные работы по созданию новых видов зацеплений с выпукловогнутым контактом зубьев. В этом плане отметим эволютные передачи, предложенные А.И. Павловым [1, 2]. В настоящее время довольно подробно рассмотрены методы синтеза исходных контуров и геометрии эволютных зацеплений, однако оценка их качественных показателей и нагрузочной способности выполнена только ориентировочно. Поэтому их подробное исследование является важной научно-практической задачей.

Построение бокового профиля зуба. Первым этапом на пути подробного исследования эволютных передач является получение уравнений поверхностей зубьев, что необходимо для 1) исследования качественных показателей зацепления; 2) определения главных кривизн рабочих поверхностей зубьев; 3) построения геометрических и конечно-элементных моделей, необходимых для исследования контактного взаимодействия зубьев и их изгибной прочности, опираясь на возможности современных САЕ-систем.

Исходное уравнение профиля зуба инструментальной рейки записано в относительных величинах [1, 2], где  $x_0$  изменяется в пределах от -1 до +1,



Рис. 1. Профиль рейки в исходной системе координат системе координат



тельной, проведенной из текущей точки исходного контура к вертикальной оси, в данном случае к оси *x*.

 Преобразуем его в параметрический вид (2), при этом заменим координатные оси на традиционные в абсолютных единицах [3] (рис. 2):

$$x_1 = f_1(x_0); \quad y_1 = f_2(x_0).$$
 (2)

Для построения профиля зуба шестерни по заданному профилю рейки бу-

дем использовать метод профильных нормалей [3, 4]. Он устанавливает взаимосвязь между положением контактной точки на заданном профиле и углом пово-

#### рота колеса.

Уравнение нормали в текущей точке профиля имеет следующий вид:

$$(X_1 - x_1)\cos\gamma + (Y_1 - y_1)\sin\gamma = 0.$$
 (3)

Через  $(x_1, y_1)$  обозначены координаты выбранной точки профиля, а через  $(X_1, Y_1)$  – координаты произвольной точки нормали с центроидой (рис. 3). Угол  $\gamma$ составлен касательной к профилю с осью  $O_1 x_1$ . Для определения угла  $\gamma$  воспользу-

емся следующей формулой:

$$\operatorname{tg} \gamma = f_{2'}(x_0) / f_{1'}(x_0) \,. \tag{4}$$

Величина перемещения рейки *а* относительно неподвижной системы координат, в результате которого точка профиля  $(x_1, y_1)$  станет

контактной, равна:  $a = y_1/tg\gamma + x_1$ .

Рис. 4. Применяемые системы координат

Рис. 3. Метод профильных нормалей

 $a = r_2 \varphi_2$ 

Центроида

 $M_{1}(x_{1}, y_{1})$ 

х

Для того, чтобы найти уравнения профиля, сопряженного заданному, координаты контактной точки нужно переписать в системе координат, связанной с ведомым колесом. Система

координат  $(x_1, y_1)$  связана с инструментальной рейкой, а  $(x_2, y_2)$  – с нарезаемым колесом (рис. 4).

Для определения сопряженного профиля в системе координат (*x*<sub>2</sub>, *y*<sub>2</sub>), связанной с центром зубчатого колеса, воспользуемся уравнениями перехода

$$x_{2} = (x_{1} - a)\cos\varphi_{2} + (y_{1} + r_{2})\sin\varphi_{2};$$
  

$$y_{2} = -(x_{1} - a)\sin\varphi_{2} + (y_{1} + r_{2})\cos\varphi_{2}.$$
(5)

В них  $\phi_2 = a/r_2$ , где  $r_2$  – радиус центроиды (начальной окружности) второго колеса.

Уравнения профиля инструментальной рейки и переходной кривой зуба шестерни. Основным геометрическим элементом, влияющим на изгибную прочность зуба, является переходная кривая, соединяющая рабочий профиль зуба шестерни с диаметром впадин.

Величина радиуса переходной кривой  $\rho_f$  определяется из формулы:

 $\rho_f = (m \cdot c^*)/(1 - \sin \alpha_H)$  [5], где  $c^*$  – коэффициент радиального зазора;  $\alpha_H$  – угол, образуемый касательной к рабочему профилю рейки, проведенно из крайней нижней точки рабочего профиля N, имеющей координаты  $N(x_0 = -1, y_0 |_{x_0=-1}).$ 

Для нахождения угла  $\alpha_{\mu}$  воспользуемся уравнением боковой поверхности эволютного зуба рейки (1). Каждому исходному контуру будет соответствовать свой граничный угол, который определяется по формуле:

$$\alpha_{H} = (\operatorname{arctg}(C_{1} + 2C_{2} \cdot (-1) + 3C_{3} \cdot (-1)^{2} + \dots + nC_{n} \cdot (-1)^{n-1}) \cdot 180/\pi , \qquad (6)$$

следовательно, для обеспечения радиуса закругления  $\rho_f$  коэффициент  $c^*$  также должен варьироваться. Заметим, что корректируя с\*, можно получить полностью скругленную впадину; это положительно влияет на изгибную прочность зуба. В то же время необходимо учитывать, что уменьшение радиального зазора с\* может привести к интерференции в зацеплении.

Координаты контактной точки в системе  $(x_1, y_1)$ , где  $L_1$  – расстояние от полюса зацепления системы координат (x, y) до центра радиуса закругления рейки:

$$\begin{cases} x_1 = (L_1 + \rho_f) \cdot \cos \alpha - a + x_{\Pi}; \\ y_1 = -(L_1 + \rho_f) \cdot \sin \alpha, \end{cases}$$
(7)

нус

соответствует

здесь тому, что направление перемеще-

положно направлению

перемещения, принятому в работе [4].

ны полные профили

шестерни и колеса

для различных типов

эволютных передач.

На рис. 5 показа-

Приведенный

где  $\alpha = \operatorname{arctg}((m - \rho_f \cdot \sin \alpha_H)/a).$ 

Для того чтобы найти координаты точки переходной кривой шестерни, нужно воспользоваться формулами перехода (5), причем  $\phi_2 = -a/r_2$ ; знак ми-



Рис. 5. Боковые профили и переходные кривые шестерни и колеса: а – двустороннее зацепление, б, в - одностороннее зацепление

радиус кривизны. Является основным геометрическим параметром, влияющим на контактные напряжения.

Для нахождения кривизны профилей использовалась известная формула

$$\chi(x_0) = \frac{y_2''(x_0) \cdot x_2'(x_0) - x_2''(x_0) \cdot y_2'(x_0)}{(x_2'^2(x_0) + y_2'^2(x_0))^{3/2}}.$$
(8)



На рис. 6 изображены кривизны профилей зубьев шестерни и колеса согласно тому, как они расположены при их контакте в полюсе (для внешнего зацепления). В приполюсной зоне (рис. 6) и в дополюсной (рис. 7, 8), величины кривизн имеют одинаковый знак, что соответствует двояковыпуклому контакту (ДВК) с низкой контактной прочностью. Наличие

такого вида контакта подтвердило тезис, ранее приведенный А.И. Павловым в его монографии [1] о том, что в двустороннем эволютном зацеплении в районе полюса отсутствует выпукло-вогнутый контакт (ВВК).

Величина зоны ДВК двустороннего зацепления по высоте зуба зависит от количества зубьев z1 и передаточного числа и. С увеличением числа зубьев высота зоны ДВК заметно снижается (рис. 9). Также зона ДВК двустороннего зацепления зависит от параметров исходного контура k и  $\alpha$  (рис. 10).



и их кривизны при выпукло-вогнутом контакте

Расчет приведенного радиуса кривизны по всей высоте зуба выполнен по зависимости (9) [6, 7]. Знак «+» в знаменателе автоматически учитывает как ВВК, так и ДВК,  $\rho_1, \rho_2$  – радиусы кривизны зуба шестерни и колеса,  $\rho(x_0) = 1/\chi(x_0)$ :

$$\rho_{\rm np}(x_0) = \left| \rho_1(x_0) \cdot \rho_2(x_0) / (\rho_1(x_0) + \rho_2(x_0)) \right|. \tag{9}$$







Рис. 9. Высота зоны ДВК двустороннего зацепления относительно рабочей высоты зуба в зависимости от *u* и *z*<sub>1</sub>



0,05 0 40 60 80 100 120 140 160 180 200 z1 Рис. 10. Высота зоны ДВК двустороннего за-

α=16 к=5

α=16 к=4

α=16 к=3

цепления относительно рабочей высоты зуба в зависимости от типа исходного контура



двустороннего зацепления  $ho_{ ext{nb}}$  , мм

#### (контакт выпукло-вогнутый)

На рис. 11–13 показаны графики приведенного радиуса кривизны для трех типов эволютных зацеплений со следующими геометрическими параметрами: коэффициент разновидности k = 5, делительный угол профиля исходного контура  $\alpha = 16^{\circ}$ , модуль m = 5мм, число зубьев шестерни  $z_1 = 40$ , передаточное число u = 2, а также для эвольвентной передачи с такими же параметрами.

Расчет контактных напряжений. После определения приведенного радиуса кривизны был выполнен расчет  $\sigma_H$  по формуле Герца

$$\sigma_{H} = 0.418 \sqrt{(F_{n} E)/(b_{w} \rho_{np})}$$
, (10)

и проанализировано, как влияет на их величину изменение  $\rho_{\rm np}$ .

Исследовалась передача с теми же параметрами, что и при расчете  $\rho_{\rm пр}$ . Дополнительно было принято: крутящий момент на шестерне  $T_1 = 1000$  Н·м, модуль упругости  $E = 2,12 \cdot 10^5$  МПа, ширина венца  $b_w = 100$ мм.

Также был проведен расчет  $\sigma_H$  для эвольвентной передачи с такими же исходными данными. Графики изменения контактных напряжений при перемещении точки приложения нагрузки по высоте зуба в эволютном и эвольвентном зацеплениях приведены на рис. 14–16 (случай однопарного зацепления).







800 МПа





112

#### зуба в односторонней передаче (контакт выпукло-вогнутый)

зуба в односторонней передаче (контакт вогнуто-выпуклый)

**Исследование коэффициента перекрытия.** Рассмотрим положения двух сопряженных профилей в начале и конце зацепления (рис. 17). Отметив начальные  $(a_1 \ u \ a_2)$  и конечные  $(b_1 \ u \ b_2)$  точки зацепления, получим, что за время работы одной пары зубьев точки  $a_1 \ u \ a_2$  сопряженных профилей, описав дуги  $\cup a_1b_1 = \bigcup a_2b_2$ , перейдут в положение  $b_1 \ u \ b_2$ . Шестерня за это же время повернется на угол  $\psi_{\varepsilon}$ . Отсюда коэффициент перекрытия зубчатой передачи определим как отношение угла поворота шестерни  $\psi_{\varepsilon}$  к шагу зацепления  $P_{\alpha} = 2\pi/z_1$  [8]:  $\varepsilon_{\alpha} = \psi_{\varepsilon}/P_{\alpha}$ .



y  $(x_a, y_a)$  $y_{z_a}$  $(x_p, y_p)$ Рис. 18. Определение

угла *ψ*,

Рис. 17. Определение коэффициента перекрытияв общем случае

Угол  $\psi_{\varepsilon}$  состоит из суммы углов:

$$\psi_{\varepsilon} = (\psi_{za} - \psi_{zp}) + \psi_{a} + \psi_{p} =$$
(11)  
=  $(\operatorname{arctg}(x_{a}/y_{a}) - \operatorname{arctg}(x_{p}/y_{p})) + \operatorname{arctg}(x_{z1}/y_{z1}) + \operatorname{arctg}(x_{z2}/y_{z2}).$ 

Так как профили зубчатых колес, показанных на рис. 17, ограничены окружностями вершин  $d_{a_1}$  и  $d_{a_2}$ , то линия зацепления используется только частично. Часть *LK* линии зацепления, заключенная между точками пересечения ее с окружностями выступов, является рабочей.

Для нахождения линии зацепления воспользуемся уравнениями [1]:

$$\begin{cases} x_0 \in [-h_f^*, h_a^*]; \ y_z(x_0) = (x_0) / y'(x_0). \end{cases}$$
(12)

В работе [6] было показано, что в приполюсной зоне двусторонних эволютных передач имеется зона двояковыпуклого контакта. От этой зоны предлагалось избавляться путем модификации исходного профиля инструментальной рейки в тело зуба с тем, чтобы в этой зоне не было контакта.

Учтем эту модификацию при расчете коэффициента перекрытия.

На рис. 19 на боковых профилях зубьев штриховой линией показана зона

ДВК для общего случая. Точки  $h_{m_1}$  и  $h_{m_2}$  обозначают начало и конец модифицированного участка [8]. Так как уравнения профилей боковых поверхностей

зубьев записаны в параметрическом виде, то каждой точке  $h_{m_1}$  и  $h_{m_2}$  соответствует определенное значение параметра  $x_0$ . Подставив эти значения в (1) или (5), можно получить участок линии зацепления, ограниченный точками  $z_{m_1}$  и  $z_{m_2}$ , где в связи с модификацией профиля контакт отсутствует.

Угол поворота шестерни, в случ. соответствующий модифицированному участку, состоит из суммы углов  $\psi_{m_1}$  и  $\psi_{m_2}$ ; угол  $\psi_{m_1} = \operatorname{arctg}(x_{m_1}/y_{m_1})$ . Аналогично рассчитывается угол  $\psi_{m_2}$ . Тогда формула для коэффициента перекрытия примет вид:

$$\varepsilon_{\alpha} = \left[ \psi_{\varepsilon} - (\psi_{m_1} + \psi_{m_2}) \right] / (2\pi / z) \,. \tag{13}$$

На рис. 20–22 показаны графики изменения коэффициента перекрытия эволютной передачи и ее сравнение с аналогичной эвольвентной.

Анализируя эти графики, можно заключить, что коэффициент перекрытия одностороннего эволютного зацепления

несколько ниже эвольвентного, однако  $\varepsilon_{\alpha} > 1$ , а при  $z_1 > 120$   $\varepsilon_{\alpha} > 2$ .





Рис. 19. Определение коэффициента перекрытия в случае модификации профиля двусторонней эволютной передачи



Рис. 20. Коэффициент перекрытия односторонней эволютной передачи и аналогичной эвольвентной (угол зацепления в полю-

 $ce \alpha = 15.9^{\circ}, u = 1$ 



Рис. 21. Коэффициент перекрытия односторонней эволютной передачи с выпукловогнутым и вогнуго-выпуклым контактом



Рис. 23. Коэффициент перекрытия двусторонней эволютной передачи и аналогичной эвольвентной (угол зацепления в полю-

 $ce \alpha = 15^{\circ}, u = 2$ 



Рис. 25. Коэффициент перекрытия двусторонней эволютной передачи с исходной и модифицированной рейкой

Рис. 22. Коэффициент перекрытия односторонней эволютной передачи при различных передаточных числах



Рис. 24. Коэффициент перекрытия двусторонней эволютной передачи при различных передаточных числах

С изменением передаточного числа  $u \varepsilon_{\alpha}$  меняется незначительно, что позво-

ляет использовать односторонние передачи во всем диапазоне и. Из графиков на рис. 23, 24 видно, что, коэффициент перекрытия двустороннего зацепления находится в пределах  $\varepsilon_{\alpha} > 1$ .

Также данный тип зацепления можно применять для широкого диапазона передаточных чисел, но, несмотря на малый угол зацепления в полюсе  $\alpha = 15^\circ$ ,  $\varepsilon_{\alpha} < 1.5$ .

Анализируя рис. 25, можно заключить, что предлагаемый в работе [6] вари-

ант модификации исходного профиля приводит к неработоспособности передачи, т.к. для ее реализации необходимо, чтобы коэффициент перекрытия был больше 2. Однако двусторонняя эволютная передача может работать и без этой модификации.

Выводы. Разработка и исследование эволютных зубчатых передач является перспективной научно-практической задачей, так как позволяет улучшить массогабаритные характеристики зубчатых приводов.

1. На основе метода профильных нормалей получены в общем виде уравнения и построены рабочие профили эволютных зубьев и переходные кривые. Они служат основой для построения геометрических и конечно-элементных моделей с целью исследования прочностных показателей зацепления.

2. По имеющимся уравнениям активного профиля зуба эволютной передачи была определена кривизна зубьев шестерни и колеса.

3. Анализ совместного графика кривизн зубьев шестерни и колеса показы-

вает ДВК в приполюсной зоне, наличие которого предусматривала теория эволютного зацепления. Дальнейшие исследования выявили параметры, влияющие на величину этой зоны.

4. Рассчитаны контактные напряжения при перемещении точки приложения нагрузки по высоте зуба и проведен сравнительный анализ эволютного зацепления с аналогичным эвольвентным.

5. Разработана методика определения коэффициента перекрытия в эволютном зацеплении. Анализ результатов расчета показал неприменимость некоторых типов исходных контуров и параметров передач, а также невозможность провести модификацию исходного контура для двусторонних передач с целью избавления от ДВК в приполюсной зоне.

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". – Харьков, 2003. – Вып.5. – С.103-106. З. Литвин Ф.Л. Теория зубчатых зацеплений. М.: Наука. – 1968.– 584с. 4. Протасов Р.В., Устиненко А.В. Построение рабочих профилей зубьев эволютных передач // Вестник НТУ "ХПИ": Тем. вып. Машиноведение и САПР. – Харьков, 2010. – №19. – С.124–128. 5. Протасов Р.В., Устиненко А.В. Построение переходной кривой зубьев эволютных передач передач // Вестник НТУ "ХПИ". Тем. вып. Проблемы механического привода. – Харьков, 2010. – №27. – С.148– 153. 6. Протасов Р.В. Исследование приведенного радиуса кривизны в эволютных передачах // Вестник НТУ "ХПИ". Тем. вып. Машиноведение и САПР. – Харьков, 2010. – №1. – С.37-43. 7. Протасов Р.В., Устиненко А.В. Исследование приведенного радиуса кривизны и контактных напряжений в односторонних непарных эволютных передачах // Вестник СевНТУ. Тем вып. Механика, энергетика, экология. - Севастополь, 2011. - №120. - С.64-69. 8. Протасов Р.В., Устиненко А.В. Исследование коэффициента перекрытия эволютных передач // Вестник НТУ "ХПИ". Тем. вып. Проблемы механического привода. - Харьков, 2011. - №29. - С.154-164.

Поступила в редколлегию 17.02.2012

## УДК 539.3

А.Н. ТКАЧУК, канд. техн. наук, университет Штутгарта, Германия; О.А. ИЩЕНКО, ст. преподаватель каф. высш. мат-ки, Гос. Таврический агротехнолог. ун-т, Мелитополь;

А.В. ТКАЧУК, канд. техн. наук, с. н. с., ст. научн. сотр. каф. ЭИКТ НТУ "ХПИ", Харьков

# ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ КОНТАКТНОГО ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ СОПРЯЖЕННЫХ ТЕЛ

Для визначення контактних зон та розподілу контактного тиску при взаємодії пружних тіл розроблена методика експериментальних досліджень із застосуванням чутливих до тиску плівок для випадку контакту призматичного тіла із тонколистовим матеріалом. Наведені контактні відбитки, зафіксовані за різних умов контактної взаємодії.

Для определения контактных зон и распределения контактных давлений при взаимодействии упругих тел разработана методика экспериментальных исследований с применением чувствительных к давлению пленок для случая контакта призматического тела с тонколистовым материалом. Приведены контактные отпечатки, зафиксированные при разных условиях контактного взаимодействия. A methodology of experimental researches is worked out for determination of contact zones and contact pressure distribution at interaction of flexible bodies with application of sensible to pressure tapes for the case of contact of prismatic body with thin-sheet material. The contact imprints are presented, which are fixed at different conditions of contact interaction.

Введение. При исследовании контактного взаимодействия упругих тел широко применяются различные аналитические и численные методы [1-12]. Для обоснования адекватности и точности математических и численных моделей, а также получаемых при их использовании результатов требуется ряд экспериментальных исследований. Основное внимание в ходе данных расчетно-экспериментальных исследований предлагается концентрировать на проверке адекватности моделей и точности результатов определения контактных зон и контактных давлений, а также тенденции их изменения в зависимости от различных параметров. Поскольку в решенных задачах о контактном взаимодействии существенными являются многие факторы, то объем требуемых экспериментальных исследований может быть очень большим. Однако в данном случае, как и в ряде других, можно частично опереться на экспериментальные данные, полученные ранее другими исследователями, что сокращает объем экспериментальных исследований. В работе в качестве примера проведено экспериментальные исследования изменения распределения контактных давлений при варьировании свойств тонкостенных элементов машиностроительных конструкций на примере изгиба полосы материала (стержня с широким поперечным сечением) под действием силы, передаваемой посредством жесткой призмы.

*Цель работы* – разработка и реализация методики определения контактных зон и давлений в сопряжении упругих тел при помощи чувствительных пленок.

Постановка задачи. Подробный анализ распределений контактных давлений в сопряжении упругих тел достаточно сложен. Особенно это сложно для случаев контакта жестких бандажей с оболочками или пластинами, для взаимодействия пуансонов с листовым материалом, базовых плит штампов с подштамповой плитой, при анализе контакта элементов штампов, пресс-форм и т.д. В связи с этим большое значение приобретают некоторые частные задачи, которые являются модельными для большого количества случаев, во многом типичными по схемам и условиям контакта. В частности, такой задачей является анализ влияния жесткости, вызванной, например, шероховатостью контактной поверхности, и ширины приложения нагрузки (габариты более жесткого тела) на локализацию контактных зон и давлений. Это обусловлено труднодоступностью зоны возможного контактного взаимодействия для измерений. В связи с этим было предложено провести качественный анализ зависимости контактных зон и давлений на примере изгиба стержня. Поэтому в качестве примера был исследован стержень 1, нагружаемый на участке 2a = = 60 мм накладкой 3, опирающейся на упругий слой 2 (рис. 1).

**Методика измерений.** Давление фиксируется чувствительной пленкой фирмы Fujitsu. Длина стального стержня – 100 мм, ширина – 20 мм, толщина 2 мм, толщина упругого резинового слоя – 1,5 мм.





Рис. 1. Измерение контактного давления между жесткой накладкой и стержнем: схема и реализация

На рис. 2 представлены установка и рабочие моменты испытаний. Нагрузочный стенд оснащен винтовым нагружателем, на основной стержень которого на-

клеены тензодатчики. Тензодатчики подключены к измерителю статических деформаций ИСД-3, показания которого протарированы по образцовому пружинному динамомет-



Рис. 2. Экспериментальная установка и рабочие моменты испытаний

ру сжатия. Это дает возможность фиксировать в ходе эксперимента величину прижимного усилия при помощи компактного измерительного прибора.

Результаты измерений. Примеры полученных в ходе экспериментов контактных отпечатков представлены на рис. 3 (варианты 1 и 2 соответствуют прямому и перевернутому положению стержня) и рис. 4. Визуальный качественный анализ полученных отпечатков свидетельствует о соответствии предсказываемому характеру распределения контакта в сопряжении жесткого тела с тонкостенным элементом [12]: с ростом усилий прижатия происходит перераспределение зон контакта-отрыва – контактные напряжения смещаются к внешним краям жесткого тела, а сама контактная зона разделяется на две несвязанные полосы; при увеличении толщины мягкого слоя между стержнем и жестким телом распределение контактных давлений становится более равномерным, сглаженным.

Уже такой первичный анализ демонстрирует, что характер изменения решения соответствует описанному в ряде работ [1-12].

Анализ результатов. В процессе проведения эксперимента выявились,

кроме положительных, также и негативные моменты.

Во-первых, не удалось получить картины распределения контактных давлений для стержня на упругом основании, поскольку имеющаяся в распоряжении контактная пленка не обеспечивала необходимый предел измерений (усилия и давления в этом случае существенно растут).



Рис. 3. Примеры контактных отпечатков в сопряжении "накладка – стержень" при варьировании податливости резинового слоя



Рис. 4. Примеры контактных отпечатков в сопряжении "накладка – стержень" при варьировании податливости резинового слоя и усилия прижатия жесткой

## призмы Р

Во-вторых, в силу большой ширины стержня фактически речь идет об изгибе полосы, и распределение контактных давлений по ширине стержня оказалось существенно неравномерным.

В то же время резкого качественного изменения интегральных картин и тенденций изменения решений не происходит.

Таким образом, представленные результаты в целом подтверждают тенденцию изменения распределений контактных давлений при изменении жесткости упругого слоя (см. рис. 3, 4). При ужесточении слоя 2 переходим от случая "центральный контакт + кромочный" к случаю "кромочный контакт". При этом, чем выше жесткость слоя, тем выше контактные давления в зоне кромки. Тем самым подтверждено качественное соответствие результатов численных и экспериментальных исследований изменения распределения контактных давлений в контакте стержня с упругим слоем с жесткой накладкой при варьировании свойств упругого слоя и усилия прижатия жесткого тела.

В дальнейшем планируется применить предложенную методику экспериментальных исследований для определения контактных зон и давлений в сопряжениях различных элементов машиностроительных конструкций.

Список литературы: 1. Ткачук А.Н. Специализированная система анализа и синтеза и расчетноэкспериментальное исследование элементов пресс-форм / И.Я. Храмцова, А.Н. Ткачук, Н.А. Ткачук [и др.] // Вісник НТУ "ХПІ". – Харків: НТУ "ХПІ", 2005. – № 60. – С.151-178. 2. Ткачук А.Н. О влиянии кинематических гипотез на характер контактного взаимодействия цилиндрической оболочки с бандажом / Г.И. Львов, А.Н. Ткачук // Вісник НТУ "ХПІ". – Харків: НТУ "ХПІ". 2006. – № 32. - С.98-104. 3. Ткачук А.Н. Численное решение тестовых термоупругих контактных задач для элементов пресс-форм / А.Н. Ткачук // Вісник НТУ "ХПІ". – Харків: НТУ "ХПІ", 2008. – № 9. – С.118-124. 4. Гкачук А.Н. Методы, алгоритмы и модели для исследования физико-механических процессов при изготовлении деталей литьем / Н.А.Ткачук, А.Н.Ткачук, В.А. Заболотских [и др.] // Вісник НТУ "ХПІ". - Харків: НТУ "ХПІ", 2009. - № 12. - С.129-148. 5. Ткачук А.Н. Термоупругий осесимметричный конечный элемент для решения контактных задач цилиндрических оболочек / А.Н. Ткачук // Механіка та машинобудування. – Харків: НТУ "ХПІ", 2009. – № 1. – С.157-163. 6. Ткачук А.Н. Элементы разделительных штампов: методы и модели для исследования напряженно-деформированного состояния / Н.А. Ткачук, А.Я. Мовшович, Ткачук А.Н. // Кузнечно-штамповочное производство. Обработка металлов давлением. – М.: ООО "Тисо Принт", 2009. – № 2. – С. 16-25. 7. Ткачук А.Н. Об аналитическом решении термоупругой контактной задачи о взаимодействии цилиндрической оболочки с бандажом / Г.И. Львов, А.Н. Ткачук // Вісник НТУ "ХПІ". – Харків: НТУ "ХПІ", 2009. – № 30. – С.88-95. 8. Ткачук А.Н. Термоупругие контактные задачи для элементов штампов и пресс-форм / А.Н.Ткачук, И.Я. Мовшович, Н.А. Ткачук // Кузнечно-штамповочное производство. Обработка металлов давлением. - М.: ООО "Тисо Принт", 2009. - № 12. - С. 25-32. 9. Ткачук А.Н. Термоупругие контактные задачи для элементов штампов и пресс-форм / А.Н.Ткачук, И.Я.Мовшович, Н.А.Ткачук // Кузнечноштамповочное производство. Обработка металлов давлением. - М.: ООО "Тисо Принт", 2009. - № 1. -С. 19-28. 10. Ткачук А.Н. К вопросу о контактном взаимодействии плоского штампа с полупространством / Н.Н. Ткачук, А.Н. Ткачук // Восточно-европейский журнал передовых технологий. - Харків: УДАЗТ, 2010. - Вып. 3/9 (45). - С.50-53. 11. Tkachuk A.A contact-stabilized newmark method for coupled dynamical thermo-elastic ploblem / A. Tkachuk // Proceedings of the 3d International Conference on Nonlinear Dynamics. – 2010. – Р. 497-500. 12. Ткачук А.Н. Метолы анализа конструкционной прочности элементов машин при термомеханическом контакте: дисс... кандидата. техн. наук: спец. 05.02.09 – динамика и прочность машин / Ткачук Антон Николаевич. – Харьков, 2010. – 180 с.

УДК 539.3

Поступила в редколлегию 12.01.12

*Н.Н. ТКАЧУК*, канд. техн. наук, м. н. с. каф. "КГМ им. А.А. Морозова" НТУ "ХПИ", Харьков;

*Н.А. ТКАЧУК,* докт. техн. наук, проф., зав. каф. ТММ и САПР НТУ "ХПИ", Харьков;

*О.В. КОХАНОВСКАЯ*, науч. сотр. каф. ТММ и САПР НТУ "ХПИ", Харьков; *Н.Б. НЕГРОБОВА*, препод.-стажер каф. ТММ и САПР НТУ "ХПИ", Харьков; *А.А. ЗАРУБИНА*, канд. техн. наук, доц., проф. каф. ТММ и САПР НТУ "ХПИ", Харьков

# СВЯЗАННАЯ ЗАДАЧА АНАЛИЗА НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ И ГЕОМЕТРИЧЕСКОГО СИНТЕЗА ДЛЯ КОНТАКТИРУЮЩИХ СЛОЖНОПРОФИЛЬНЫХ ТЕЛ

У статті описані методи аналізу напружено-деформованого стану складнопрофільних тіл, що знаходяться в контакті. У єдиній зв'язці використовуються модель Герца, метод скінченних елементів, метод граничних елементів. Для розв'язання задачі геометричного синтезу розроблений підхід на основі методу граничних елементів.

В статье описаны методы анализа напряженно-деформированного состояния сложнопрофильных тел, находящихся в контакте. В единой связке используются модель Герца, метод конечных элементов и метод граничных элементов. Для решения задачи геометрического синтеза разработан подход на основе метода граничных элементов

The methods of stressed-deformed state analysis of geometrically complex bodies being in a contact are described in the paper. The Hertz model, finite element method and boundary element method are used in unified connection. The approach at the basis of boundary element method is developed for solution of geometrical synthesis task.

**Введение**. В конструкциях машин, оборудования и оснастки для осуществления связанных движений и усилий сопряжения традиционно применялись различные виды подвижных соединений. Однако тенденции усложнения кинематических схем, а также интенсификация условий нагружения приводят к неприменимости как известных конструктивных решений, так и методов их расчета. В связи с этим для современного машиностроения характерным является широкое применение машин, в которых передача требуемых сложных видов движения и значительных рабочих усилий осуществляется посредством контакта сложнопрофильных деталей. При этом форма рабочих поверхностей этих деталей определяется, во-первых, условиями кинематического сопряжения, а во-вторых, требованиями обеспечения прочности с учетом реальных распределений контактных давлений. Соответственно, при проектировании таких элементов машин возникает две различные задачи: анализа напряженно-деформированного состояния (НДС) сложнопрофильных тел (СПТ) с учетом их контактного взаимодействия (I) и синтеза геометрической формы сопряженных кинематически генерируемых поверхностей (КГП) (II). Эти две задачи являются связанными, поскольку в каждой из них в качестве исходных данных выступает решение другой задачи, а сами задачи включены в цепь последовательных итерационных многовариантных расчетов для определения рациональных параметров проектируемых элементов машиностроительных конструкций. Такая взаимосвязанность присутствует, к примеру, в задачах определения рациональной формы элементов штампов, прессформ, гидромашин, трансмиссий, двигателей внутреннего сгорания, подшипников, зубчатых передач и других конструкций. При проектировании и расчете приведенных выше элементов машин, оборудования и оснастки (и в ряде других практически важных случаев), форма деталей не является заранее заданной и не может быть описана только набором конструктивных параметров, а определяется в ходе проведения многовариантных исследований из кинематических и прочностных критериев.

Существующие методики решения задач I и II не обеспечивают вариативности при описании формы тел, не имеют механизмов интеграции геометрических и расчетных моделей и не являются сбалансированными по точности и уровню вычислительных затрат на различных этапах исследовательского цикла. Вследствие первого обстоятельства возникают сложности автоматизации процесса создания моделей для анализа контактного взаимодействия проектируемых деталей при проведении многовариантных исследований. Второе служит препятствием для установления обратной связи задачи анализа НДС с исходной задачей геометрического синтеза при организации процедуры итерационного поиска формы элементов машин, удовлетворяющей заданным кинематическим и прочностным критериям. Третий фактор является причиной неоправданного увеличения вычислительных затрат и, соответственно, потери оперативности на начальных этапах решения, либо низкой точности конечного результата вследствие нерационального выбора исследовательских методов. В связи с этим совершенствование методов анализа контактного взаимодействия и синтеза геометрии сложнопрофильных тел с кинематически генерируемыми поверхностями представляет собой актуальную и важную научную и практическую задачу.

Анализ методов решения контактных задач и геометрического синтеза. Развитие методов решения контактных задач связано как с практическими потребностями техники, так и теоретическими разработками в области математики и математического моделирования. В последнее время значительные достижения в области исследования контактного взаимодействия также связаны с прогрессом численных методов и ростом вычислительных возможностей: с одной стороны, неизменно расширяется круг инженерных приложений, в которых востребованы знания о поведении тел, пребывающих в контакте; с другой стороны, постоянно возникают новые и находят применение известные математические и численные методы, предназначенные для анализа контакта тел с учетом большего числа физико-механических процессов, связанных с этими явлениями.

Первый результат, относящийся к механике контактного взаимодействия деформируемых тел, принадлежит Г. Герцу [1]. Его решение справедливо только для идеально упругих тел с первоначальным точечным контактом в случае, когда размер зоны контакта мал по сравнению с размерами самих тел, а поверхностное трение отсутствует. В дополнение к использованному Герцем аппарату теории электростатического потенциала Буссинеск и Черруги предложили общее решение для полупространства, основанное на введенных ими упругих потенциалах действующего на границе полупространства давления [2]. Как отдельный класс контактные задачи были выделены и сформулированы в работе Синьорини [3], в которой дана общая постановка задачи контакта двух упругих тел с гладкой границей в отсутствие трения, получившая название задачи Синьорини.

Применение новых методов математической физики обусловило дальнейшее развитие механики контактного взаимодействия. Фундаментальные результаты здесь были получены Н.И. Мусхелешвили и представителями его научной школы. Им были разработаны эффективные методы функции комплексного переменного, нашедшие, в частности, применение для решения плоских задач теории упругости. Помимо этого, был в значительной мере развит аппарат теории интегральных уравнений, теории интегральных преобразований и теории потенциала. Во многом именно на этих результатах основаны последующие исследования контактных задач как смешанных краевых задач целого ряда авторов: В.М. Александрова, Е.В. Коваленко, С.М. Мхитаряна, Д.А. Пожарского, Б.Л. Ромалиса, Б.Н. Смета-нина, Б.В. Соболя, Н.Х. Арутюняна, А.В. Манжирова, В.Э. Наумова, В.А. Бабешко, Е.В. Глушкова, Ж.Ф. Зинченко, И.И. Воровича, О.Д. Пряхиной, Л.А. Галина, А.Г. Горшкова, Д.В. Тарлаковского, И.Г. Горячевой, М.Н. Добычина, В.Т. Гринченко, А.Ф. Улитко, В.И. Довноровича, Н.А. Кильчевского, В.И. Моссаковского, Н.Е. Ка-чаловской, С.С. Голикова, В.С. Никишина, Г.С. Шапиро, В.В. Панасюка, В.З. Пар-тона, П.И. Перлина, А.Н. Подгорного, П.П. Гонтаровского, Г.Я. Попова, В.Б. Поручикова, В.Л. Рвачева, В.С. Проценко, В.С. Саркисяна, В.М. Сеймова, М.И. Теплого, Я.С. Уфлянда, И.Я. Штаермана (см. [4, 5]). Дальнейшее развитие аналитических методов решения контактных задач можно проследить по работам [2, 6, 7].

Аналитические решения получены для разных типов контакта тел разнообразной формы. Разнообразны также и использованные авторами математические методы, относящиеся к целому ряду областей математической физики и функционального анализа, в т.ч. асимптотические методы [8], методы однородных решений [9], методы парных уравнений [10], метод R-функций [11] и др.

Несмотря на все преимущества подобного рода аналитических методов, их применение в инженерных приложениях в значительной степени ограни-

чено, а большинство из них справедливо лишь для областей канонической формы (преимущественно, двумерных). Плохо поддаются решению аналитическими методами задачи с неизвестной границей (в особенности пространственные), а зачастую они сложны математически и не пригодны для параметрического анализа. Все это делает указанный класс методов малопригодным для анализа контактного взаимодействия сложнопрофильных тел, форма поверхностей которых обычно является вариативной и находится путем многовариантных расчетов.

Гораздо более универсальными и гибкими являются методы, основанные на дискретизации тел и их границы. Применительно к контактным задачам наиболее часто употребляемыми являются метод граничных элементов, метод Галеркина и метод конечных элементов (МКЭ), последний из перечисленных являются вариационными. Первая постановка контактной задачи как вариационной предложена в работе [12], впоследствии было предложено и обосновано большое число ее формулировок на базе вариационных неравенств [13-17].

Вариационным принципам в статических консервативных задачах посвящены работы [18, 19]. Для случая контакта нелинейно упругих тел такой принцип предложен в [20].

В стационарных задачах интерес представляет вариационные постановки, в которых варьируемыми являются не перемещения, а усилия. Примером может служить вариационный принцип для контактных давлений, справедливый для случая взаимодействия жесткого штампа с упругим полупространством [21]. В этих задачах вариационное неравенство может быть приведено к проблеме поиска стационарной точки некоторого функционала.

На указанных выше вариационных принципах основана теория применения метода конечных элементов в контактных задачах, практические аспекты решения которых с использованием МКЭ связаны со следующими вопросами: интерпретацией контактных ограничений, их дискретизацией на границе контактирующих тел и алгоритмами поиска зоны контакта. Наиболее широко для описания контактных ограничений в вариационных формулировках и при численном решении контактных задач методом конечных элементов применяются следующие подходы [22]: метод множителей Лагранжа вместе с методами активных ограничений, методы штрафа, хорошо известные в теории оптимизации, и модифицированный метод Лагранжа. Последний дополняется известным алгоритмом Удзавы, эффективным при численном решении нелинейных задач.

Так называемые mortar-методы также предназначены для формулировки контактных ограничений в КЭМ с несовпадающими сетками, основанные на применении специальных функций для дискретизации множителей Лагранжа на контактирующих поверхностях. Вопросы математического обоснования обоих подходов и численной реализации освещены в публикациях [23-24].

Из представленного анализа методов исследования контактного взаимодействия следует, что поскольку в процессе изучения форма поверхностей является вариативной, преимущество представляют более универсальные методы (из рассмотренных, например, – метод Герца, метод граничных интегральных уравнений (МГИУ) и МКЭ). В то же время прямое их использование сдерживается спецификой исследуемых объектов, в первую очередь, формой кинематически генерируемых сопряженных поверхностей. Таким образом, требуется взаимная адаптация методов анализа НДС сложнопрофильных тел с учетом контактного взаимодействия, с одной стороны, и геометрического синтеза КГП, – с другой.

Среди методов анализа контактного взаимодействия СПТ (метод Герца, МГИУ и МКЭ) нельзя выделить однозначного лидера, т.к. учитывая необходимость чрезвычайно большого количества исследований контактного взаимодействия (кроме умножения за счет количества задач анализа на каждом этапе синтеза, необходимо также произвести умножение на количество точек дискретизации взаимодействующих тел в парах сопряженных точек КГП ввиду того, что нельзя заранее в общем случае выделить наиболее неблагоприятную с точки зрения контактного давления пару), на первых этапах проектирования нужно отдать предпочтение методу Герца. С другой стороны, модель Герца имеет существенное ограничение на применение по отношению к свойствам сопряженных поверхностей, которых в значительной степени лишена модель метода граничных интегральных уравнений. И, наконец, для достижения наибольшей точности максимально подходит МКЭ (что особенно важно на завершающих этапах проектирования сложнопрофильных тел с кинематически генерируемыми поверхностями), однако при этом требуя больших вычислительных затрат.

Общим заключением по результатам анализа методов исследования контактного взаимодействия СПТ с кинематически генерируемыми поверхностями является констатация ситуации, в которой нельзя просто рекомендовать для решения данной задачи единый метод для всех случаев сложнопрофильных тел, а построение расчетных моделей с применением каждого из рекомендованного набора (метод Герца, МГИУ и МКЭ) сопряжено для данного класса объектов со значительными затруднениями.

Это обстоятельство порождает новую задачу разработки подходов, обеспечивающих решение задачи анализа напряженно-деформированного состояния с учетом контактного взаимодействия тел по кинематически генерируемым поверхностям путем соединения различных методов на разных этапах исследований на основе единого описания используемых моделей. Кроме того, требуют развития методы конечных элементов, граничных интегральных уравнений и Герца при их применении с учетом специфики геометрической формы исследуемых элементов машиностроительных конструкций.

Под геометрическим синтезом понимается комплекс задач, связанных с нахождением *формы* элементов машин, обеспечивающей заданные свойства проектируемого изделия и позволяющей удовлетворить некоторым критериям.

Для решения подобного рода задач было разработано целое семейство методов геометрического синтеза, ставшее результатом теоретических исследований в области проектирования элементов машиностроительных конструкций и обобщения инженерной практики. Основное развитие эти методы получили в теории пространственных кулачков и зубчатых передач. При этом, вообще говоря, класс объектов, для которых справедливы методы геометрического синтеза сопряженных поверхностей, достаточно широк и постоянно увеличивается.

Первое научное исследование сопряженных поверхностей было проведено выдающимся математиком и механиком Л. Эйлером. Им же было предложено эвольвентное зацепление для цилиндрических колес, являющееся и по сей час одним из наиболее часто используемых в механических приводах, а также получен ряд результатов общего характера, относящихся к геометрическим свойствам контактирующих профилей. В их число входит уравнение Эйлера-Савари, устанавливающее в плоском случае связь между кривизнами соприкасающихся поверхностей. При их получении был преимущественно задействован аппарат аналитической геометрии и элементы дифференциального исчисления.

Среди исследователей, впоследствии занимавшихся геометрическим синтезом сопряженных поверхностей, следует выделить Х.Ф. Кетова, Я.И. Дикера, В.Н. Кудрявцева, В.А. Гавриленко [25]. В их работах значительное внимание было уделено разработке зацеплений с улучшенными параметрами. Дальнейшее развитие в этой области связано с именем французского геометра Оливье и русского ученого Х.И. Гохмана [26], в трудах которых были заложены основы пространственной теории зацепления. Т. Оливье ввел способ огибающих поверхностей для определения сопряженных поверхностей зубьев. Заслугой Х.И. Гохмана является разработка основ общей аналитической теории.

В работах В.А. Шишкова, Я.С. Давыдова и Ф.Л. Литвина [27] был предложен новый, более простой и универсальный, чем предложенный Х.И. Гохманом, способ получения уравнения определения характеристик взаимоогибаемых поверхностей. В них для исследования геометрии этих поверхностей используется условие ортогональности вектора относительной скорости точек контакта зубьев общему вектору нормали рабочих поверхностей в рассматриваемом сопряжении  $(\mathbf{n}, \mathbf{v}_{1,2}^{omn}) = 0$ , где  $\mathbf{v}_{1,2}^{omn}$  – скорость относительной стельного движения двух сопряженных точек, а  $\mathbf{n}$  – общий вектор нормали поверхностей зубьев в этих точках.

На основании этой идеи было предложено целое семейство методов исследования пространственного зацепления, получившее общее название "кинематических". А.Ф. Николаев, Я.С. Давыдов и Ф.Л. Литвин разработали способ образования сопряженных точечных сопряжений с помощью двух связанных между собой производящих поверхностей. Эти и другие теоретические результаты в области геометрического синтеза сопряженных поверхностей и применения кинематического метода можно найти в работах [28-29].

Соотношения связи между кривизнами взаимоогибающих поверхностей были получены Ф.Л. Литвином, исходя из зависимостей, связывающих скорости движения по взаимоогибающим поверхностям точки контакта и конца орта нормали. Другим аспектам, рассмотренным авторами с применением кинематического метода, является подрезание огибающей поверхности, которая сводится к определению на ней особых точек. Решению этой задачи посвящена работа [30]. В работе Ф.Л. Литвина [27] было показано, что линия особых точек определяется соотношением  $v_r^1 + v_{omn}^{12} = 0$ , где  $v_r^1$  – скорость движения точки контакта по огибаемой поверхности, а  $v_{omn}^{12}$  – относительная скорость точек в контакте. Во избежание подрезания огибающей поверхности из огибаемой нужно исключить не только точки линии, удовлетворяющие этому соотношению, но и всю часть огибаемой поверхности, лежащую за этой линией. Позднее этот подход был распространен и на случай подрезания огибающей поверхности при двухпараметрическом огибании. Последнее нашло применение в задачах синтеза сопряжения с точечным и линейным контактом.

Начало современного этапа развития методов геометрического синтеза связано с развитием и внедрением средств автоматизированного анализа и компьютерных технологий в проектирование и исследование элементов машин с улучшенными характеристиками. Возможность выполнения большого числа вычислений, приближенного решения уравнений и оптимизационных задач, использование аппроксимационных подходов в описании геометрии и современных разработок в области информационных технологий обусловили создание большого числа новых методик конструирования и расчета сложных сопряженных поверхностей. В их рамках было предложено большое число новых постановок задач синтеза, решение которых стало возможным благодаря использованию точных соотношений и средств их численного анализа [31].

Анализ литературы, посвященной геометрическому синтезу сопряженных поверхностей элементов машин, позволяет сделать следующие выводы: для геометрического синтеза тел с кинематически сопряженными поверхностями применяются различные методы, среди которых одним из наиболее эффективных и универсальных является кинематический метод Литвина; с его помощью можно не только определять форму сопряженных поверхностей, но и проводить анализ их геометрических свойств; данный метод допускает возможность численной реализации и может быть интегрирован со средствами автоматизированного проектирования; кинематический метод Литвина является достаточно универсальным и может быть применен для геометрического синтеза не только рабочих поверхностей зубьев в зацеплении, но и более широкого класса сопряженных тел; актуальными являются задачи разработки методики геометрического синтеза сопряженных поверхностей с точечным контактом по кинематическим и прочностным критериям и ее численной реализации, поскольку эти поверхности имеют сложную форму, не допускающую в общем случае получения решения в аналитическом виде.

Анализ публикаций по методам анализа контактного взаимодействия и геометрического синтеза кинематически генерируемых поверхностей позволяет сделать следующие выводы.

1. В настоящее время существует достаточно широкий спектр методов

моделирования контактного взаимодействия, обладающих соответствующими областями применения, преимуществами и недостатками, что не дает возможности установления однозначных критериев при выборе только одного из них.

2. Поскольку в работе исследуются сложнопрофильные тела с кинематически генерируемыми поверхностями, для которых характерен локальный контакт в сопряжении, то рекомендуемыми являются метод Герца, метод граничных интегральных уравнений и метод конечных элементов.

3. Рекомендованные вышеперечисленные методы, расположенные именно в таком порядке, характеризуются возрастанием точности, расширением области применения и увеличением вычислительных затрат, в связи с чем в таком разрезе нельзя выделить доминирующий, универсальный, сбалансированный по всем критериям метод.

4. В общем случае при формальном применении кинематического метода генерируемые поверхности не имеют аналитического представления, а получаются как облако сопряженных пар точек, определяемых в ходе решения специальной нелинейной системы уравнений, что создает определенные сложности при использовании этой информации для оценки контактного взаимодействия: для метода Герца локальные свойства геометрии несогласованных (по терминологии Джонсона [2]) сопряженных поверхностей (их кривизны) определяются численно, что приводит к потенциальным погрешностям; для метода граничных интегральных уравнений по этим же соображениям неточно представляется функция зазора между сопряженными телами; точно так же для метода конечных элементов с неконтролируемой погрешностью описывается глобальная геометрия (т.е. собственно положение точек на истинных поверхностях сопряжения).

5. Учитывая, что при проектировании СПТ с кинематически генерируемыми поверхностями в общем случае форма деталей является не заданной (известной), а искомой (неизвестной), не конструктивной (посредством традиционных операций с примитивами), а аппроксимационной (по облаку точек), то применение напрямую для создания их геометрических и конечноэлементных моделей инструментария универсальных CAD/CAM/CAE систем неэффективно.

Цель данной работы состоит в совершенствовании и реализации методов решения связанной задачи анализа НДС с учетом контактного взаимодействия и геометрического синтеза сопряженных поверхностей сложнопрофильных элементов машиностроительных конструкций с кинематически генерируемыми поверхностями на основе их единого параметрического описания и интеграции расчетных моделей различного уровня.

Постановка задач. Основными источниками проблем при исследовании контактного взаимодействия сложнопрофильных тел с кинематически генерируемыми поверхностями являются следующие факторы: на начальной стадии проектирования необходим умеренно точный, но очень оперативный инструмент определения напряженно-деформированного состояния; на этапе оптимизации конструкции необходим точный метод определения контактных нагрузок в локальной области контакта и оперативный инструмент определения НДС во всем объеме; взаимосвязанность задач определения формы, эксплуатационных режимов и НДС посредством общих параметров (для СПТ, форма которых не может быть описана при помощи элементарных профилей, приходится решать отдельно задачу нахождения их границ).

В ходе изложения в работе предлагается новый подход к решению получаемых связанных задач анализа НДС сложнопрофильных тел и синтеза сопряженных кинематически генерируемых поверхностей с локальным контактом. Ниже описано решение отдельных подзадач: формирование конечно-элементных моделей СПТ с кинематически генерируемыми поверхностями; кинематический метод геометрического синтеза КГП; разработка варианта метода граничных интегральных уравнений для моделирования контактного взаимодействия тел с кинематически генерируемыми поверхностями; формирование разрешающих уравнений напрямую связанной задачи НДС и геометрического синтеза сложнопрофильных тел с КГП. Это составляет покомпонентно математическую формулировку задач исследований.

Общий подход к решению связанной контактной задачи для сложнопрофильных тел с кинематически генерируемыми поверхностями. Задачи анализа напряженно-деформированного состояния СПТ с учетом контактного взаимодействия вдоль КГП (задача I) и геометрический синтез этих поверхностей (задача II) являются связанными. Их связанность определяется несколькими факторами. Во-первых, для решения задачи І требуется знание геометрической формы сопряженных поверхностей, т.е. вначале необходимо решить задачу II. Однако однократное решение данной последовательности задач ( II → I ) с передачей информации о КГП S в сторону задачи I, как показывает практика, не имеет особой ценности, поскольку выходные данные задачи І служат для оценки прочности тел, находящихся в контакте, и для последующего принятия решения о необходимости изменения геометрической формы (или для обеспечения прочности, или для уменьшения массы контактирующих СПТ). В связи с этим в условиях реального проектирования происходит многократный итерационный процесс последовательного решения задач I и II, связанных между собой посредством изменяемой, угочняемой, искомой формой поверхностей сопряжения. Этот фактор определяется самой сутью и структурой проектно-исследовательских работ.

Во-вторых, при формировании расчетных моделей контактного взаимодействия СПТ с КГП возникает проблема точности задания локальных и глобальных характеристик этих поверхностей (т.е. тензора кривизн, зазора между поверхностями и координат точек на контактирующих поверхностях). Это обусловлено тем, что при решении задачи геометрического синтеза КГП в общем случае решение получается в виде облака пар сопрягаемых точек, принадлежащих поверхностям разных тел. Дальнейшая численная обработка этой информации привносит дополнительные погрешности при вычислении компонент тензора кривизн и использовании процедуры для численного дифференцирования. Это может привести к искажению приведенных радиусов кривизны в формуле Герца при вычислении контактных зон и давлений. Кроме того, при определении положений точек КГП и зазоров между ними может использоваться сплайн- или иная аппроксимация этих поверхностей с последующим вычислением аппроксимирующих выражений в промежуточных точках. Данная операция может сильно повлиять на условия в контакте, записываемые для некоторого дискретного набора точек, а, значит, и на точность определения контактных зон и давлений. Таким образом, при численном решении задачи I необходимо не просто единоразовое задание синтезированной КГП на первом этапе расчета, а требуется обеспечение возможности постоянного обращения к задаче уточнения локальных и глобальных характеристик. Иными словами, необходимо "во внутреннем цикле" постоянно и многократно обращаться к задаче II, т.е. решать задачи I и II совместно. Данный фактор обусловлен спецификой описания геометрической формы КГП, которая по сравнению с традиционными способами задания не может сводиться к рутинным операциям с геометрическими примитивами или операциями, а требует решения отдельной специальной задачи.

В-третьих, при разработке математических моделей задач I и II следует иметь в виду, что в конечном итоге создаваемые базы данных необходимо на определенном этапе интегрировать в одну или несколько CAD/CAM/CAE-систем. Поскольку и в геометрической, и в конечно-элементной моделях однозначно прогнозируются проблемы оперирования с геометрическим представлением СПТ, получаемым в виде облака точек, то требуется создание единых способов оперирования и общих форматов задания этих поверхностей. Эти способы и форматы должны быть, с одной стороны, внешними по отношению к CAD/CAM/CAE-системам, но, вовторых, позволять интегрировать первичную геометрическую информацию в эти системы. Этот фактор обусловлен необходимостью интеграции информации о КГП в современные CAD/CAM/CAE-системы.

Подводя итог, можно заключить, что сформулированная в работе задача анализа НДС СПТ с учетом контактного взаимодействия по КГП и геометрического синтеза последних является связанной логикой процесса проектирования машиностроительных конструкций, спецификой геометрической формы КГП и необходимостью интеграции с CAD/CAM/CAE-системами. Все эти аспекты не нашли своего полного решения у других исследователей, и поэтому требуется разработка новых подходов к решению поставленной задачи. При этом необходимо отметить, что специфика исследования контактного взаимодействия сложнопрофильных деталей при наличии связанной с ним задачи моделирования рабочего процесса, описания формы контактирующих поверхностей и определения НДС взаимодействующих тел не позволяет эффективно применять ни традиционные схемы линейно-последовательного проектирования, ни механическое встраивание в среду универсальных САПР. В связи с этим предлагается альтернативная схема организации единого связанного проектно-исследовательско-технологического процесса, основанного на едином параметрическом подходе.

Рассмотрим исследуемую систему взаимодействующих тел как единство физико-механического процесса (рабочий цикл механизма, узла, агрегата, маши-

ны), формы границы *S* исследуемых тел  $\Omega$  и их НДС. На рис. 1 укрупненно представлены информационные потоки в случае использования предложенного подхода. Предполагается, что существует некоторое множество параметров, однозначно описывающих исследуемый объект и процесс. Выделив в нем удобный для оперирования базис параметров  $p, p \in V$  (этап I), можно инициировать процесс моделирования, состоящий из этапов **II-VII**:

$$C(N,\omega,t) = 0; \qquad (1) \qquad R(q,F,S,t) = 0 \Rightarrow S(\alpha), f(F,S,t); \qquad (2)$$
  
$$L(u,F,\Omega(S),t) = 0; \qquad (3) \qquad \Delta p: \{K(p + \Delta p) \le 0, I(p + \Delta p) < I(p)\}. \qquad (4)$$

Здесь оператор С описывает исходные функциональные требования к исслелуемой системе взаимодействующих тел относительно характеристик  $N, \omega$ , а оператор *R* – рабочий процесс как некоторый физикомеханический процесс (q - вектор обобщенных)координат системы; F усилия взаимодействия; S – поверхность контакта). S представляет собой параметрическую запись поверхностей в координатах  $\alpha$ ; f – распределение усилий в пространстве и времени



<sup>2</sup>ис. 1. Параметрическое описание рабочего процесса, формы поверхностей и НДС взаимодействующих тел

t; L – оператор начально-краевой задачи теории упругости (u – переменные состояния,  $\Omega(S)$  – области, занимаемые исследуемыми телами и ограниченные поверхностями S); I – функция качества системы (массовые, прочностные или другие характеристики); K – ограничения на определяющие параметры исследуемой системы.

Поскольку все соотношения (1)–(4) содержат неявно заданные связи в параметрическом пространстве V между некоторыми состояниями системы (текущим и предлагаемым), то, в конечном итоге, важны следующие требования: задание набора  $p \in V$  однозначно определяет совокупность единичных решений задач анализа **II**, **III** (**IV**, **V**), **VI**; существует некоторая область G в пространстве V, такая, что из  $p_0 \in G$  следует существование и единственность предела итерационной последовательности **VII**. На этапе **VIII** производится проверка выполнения заданных ограничений K при текущих параметрах, а также по заданной величине  $\varepsilon$  – скорости улучшения функции качества. В случае выполнения этих требований на этапе **IX** формируется выходной результирующий набор параметров *p*. Достоинствами предложенной технологии является ее гибкость, управляемость, прозрачность информационных потоков и наличие инструментов для естественной интеграции в процесс проектирования, исследования и технологической подготовки производства элементов исследуемых систем, представляющих собой тела со сложнопрофильными поверхностями.

Для проведения многовариантных исследований напряженно-деформированного состояния с учетом контактного взаимодействия СПТ необходимы эффективные методы геометрического синтеза и анализа НДС, которые бы одновременно обеспечивали должную точность и обладали высокой скоростью выполнения с учетом специфики КГП. В связи с этим является *актуальным оптимальный выбор метода*, который бы позволял проводить анализ контактных напряжений в большом числе точек сопряжения СПТ в процессе многовариантных исследований.

Распространенный аналитический метод расчета пространственного контактного взаимодействия, основанный на известном решении задачи Герца [3], обладает определенными достоинствами и может быть применен на первом, оценочном этапе исследований. Он отличается предельной простотой и экономными требованиями к ресурсам, применим для тел с дискретно заданной геометрией. В данной работе он дополнен методом аналитического вычисления кривизн сопряженных кинематически генерируемых поверхностей.



МКЭ является наиболее мощным современным методом моделирования НДС СПТ с учетом контактного взаимодействия. Однако, учитывая специфику формы КГП, в работе предложен новый метод генерирования их конечноэлементных (КЭ) моделей. Метод граничных интегральных уравнений является мощным, но менее используемым, по сравнению с МКЭ, методом решения подобных задач. В связи с этим в работе поставлена и решена задача его модификации применительно к определению НДС сложнопрофильных тел с КГП.

Соответственно решены отдельные задачи: разработка методов автоматизированного создания КЭМ сложнопрофильных тел с КГП; разработка методов их геометрического синтеза, встроенных в общую схему исследований; модификация МГИУ для исследования НДС и контакта сложнопрофильных тел с КГП.

Конечно-элементные модели сложнопрофильных тел: методы автоматизированной генерации и параметризированного описания. Существующая в настоящее время традиционная технология конечно-элементного моделирования НДС элементов сложных механических систем (рис. 2) предполагает следующие этапы: 1) описание геометрии исследуемого объекта; 2) генерирование на этой основе КЭМ, в том числе КЭ сетки; 3) определение напряженно-деформированного состояния, анализ прочностных, жесткостных характеристик с возможным последующим изменением конструктивных схем и параметров, а также дальнейшим выполнением этапа 1.

Во многом данная схема исследований НДС, встроенная в процесс проектирования машиностроительных конструкций, сохраняется и в среде САПР, представленной в настоящее время совокупностью систем САD/САМ/САЕ. При этом происходит сложный направленный процесс оптимизации проектных решений в автоматизированном режиме, сопровождаемый генерацией, трансформацией и перестройкой моделей объекта (конструкторской, технологической и конечноэлементной формы описания проектируемой конструкции или ее частей) (рис. 3). Описанному здесь процессу проектирования, несмотря на высокую степень автоматизации и развитие средств моделирования, присущи определенные недостатки.

Цикл обратной связи (3) (см. рис. 2), неизбежно присутствующий в том или ином виде в процессе оптимального синтеза элементов исследуемого объекта с учетом прочностных и жесткостных ограничений, требует, как правило, *перестройки* их КЭМ.



Данный этап достаточно

трудоемок и ответственен. Зачастую сетки КЭ не регулируются исследователем, а их генерация "отдается на откуп" специальным подсистемам – "мешерам". Особенно это характерно для интегрированных САД/САМ/САЕ-систем. Параметризация КЭМ даже в системах высокого уровня (ANSYS, NASTRAN, Abaqus) в силу высокой сложности этой задачи несовершенна, что прерывает попытки параметризации всего цикла исследований. Попытки создания управляемых разбивок наталкиваются на отсутствие, во-первых, автоматических универсальных процедур разбивки произвольных 3D-областей на конечные элементы, а во-вторых, на потерю автоматизации и увеличении трудоемкости при создании управляемых разбивок, построенных вручную. Ситуация усложняется при исследовании сложнопрофильных пространственных элементов конструкций, когда уже сам этап описания геометрии настолько сложен, что об автоматизации, параметризации и управляемости сеток не может быть и речи, особенно если идет речь о призматических КЭ. Зачастую они просто исключают друг друга (рис. 4). Еще большую сложность и актуальность проблема приобретает при проектировании новых оригинальных конструкций, когда изначально неизвестна окончательная геометрия области, занимаемой исследуемым телом, или, что еще более усложняет задачу, когда геометрия определяется явно или неявно порождаемыми требованиями в ходе самого процесса проектирования. Попытка создания "надстроек" над описанным процессом ситуацию только усугубляет, добавляя еще проблему *согласования* форматов данных с различными CAD/CAM/CAE-пакетами.

Анализ представленной на рис. 4 схемы, а именно *парных отношений* соответствующих характеристик, позволяет вскрыть присущие рассматриваемому процессу противоречия: попытка улучшить одну из характеристик модели, как правило, вступает в конфликт с требованием сохранить другую. Важно отметить, что, во-первых,



компромиссные варианты при этом не дают удовлетворительного решения ни по одному из критериев, а во-вторых, даже при установлении приоритета одной из характеристик I-IV вступает в игру соответствующее ограничение I-IV.

ный всесторонний анализ ситуа-

ции позволяет сделать вывод о

Таким образом, комплекс-

Рис. 4. Качественные характеристики КЭМ и соответствующие проблемные ограничения:
I – автоматизация процесса создания КЭМ;
II – параметричность КЭМ; III – качество КЭМ; IV – управляемость сеток КЭМ

II – параметричность КЭМ; III – качество КЭМ; IV – управляемость сеток КЭМ нологии конечно-элементного моделирования СПТ, характеризующейся соединением койств параметричности, автоматизации, управляемости и качества (критерий  $K^{\sim} = \{P^{\sim} - A^{\sim} - C^{\sim} - Q^{\sim}\}$ , см. рис. 4) при обеспечении требований опе-

*ративности* проектирования, *согласованности* форматов моделей ограничениям по вычислительным *ресурсам* и *интегрируемости* в среды систем CAD/CAM/CAE различного типа (критерий  $K^{\wedge} = \{E^{\wedge} - C^{\wedge} - R^{\wedge} - I^{\wedge}\}$ , см. рис. 4).

Ставится задача разработки технологии конечно-элементного моделирования, которая в сочетании с современными средствами в среде CAD/CAM/CAEсистем обеспечивает удовлетворение комплексному критерию  $K^{\sim}$  и комплексному ограничению  $K^{\wedge}$ , что в конечном итоге ликвидирует проблемное "узкое место" в автоматизированном, интегрированном, качественном, параметрическом проектировании сложных конструкций с учетом их НДС. Поскольку существующая система противоречий, описанных выше, делает поставленную задачу в общем случае неразрешимой внутренними средствами даже мощных современных систем CAD/CAM/CAE, требуется поиск новых путей ее решения. В связи с этим предлагается решать задачу не "извне" дополнением существующего инструментария автоматизированного проектирования, а "изнутри", изменяя сам способ описания и создания моделей исследуемых объектов, в т.ч. их КЭМ. С другой стороны, внедрение при этом в традиционную схему CAD/CAM/CAE-системы новых качеств предполагается осуществлять при помощи дополнительных модулей. Кроме того, поскольку существующие даже самые мощные универсальные системы автоматизированного проектирования и исследования (Pro/ENGINEER, CATIA, SolidWorks, ANSYS, NASTRAN, LS-DYNA) не предоставляют способов решения поставленной задачи в общем случае, представляется целесообразным обойти эту проблему, предлагая *общий подход*, но реализуемый каждый раз для определенного класса исследуемых конструкций (т.е. вместо отсутствующего *универсального* инструмента предлагается реально осуществимая *технология*, характеризующая общими приемами при работе с *конкретными* объектами).

Центральной задачей этой проблемы является технология автоматизированного генерирования КЭМ. Рассмотрим отдельные аспекты решения задачи автоматизированного генерирования КЭ моделей тел с КГП. На рис. 5 приведена структурная схема проектных исследований для тел с различными способами описания геометрической и КЭ моделей. Если в операторном виде уравнения состояния записать как  $L(\Omega, u, p, r, t) = 0$ , где  $\Omega$  – область, занимаемая телами; u – переменные состояния; r, t – пространственная и временная координаты; то можно выделить 2 (I и III) основных традиционных способов описания  $\Omega$ , когда она конструируется из заранее известных примитивов и операций, т.е. описывается в виде совокупности подобластей простой формы  $\Omega_i$  или операций с ними. Более сложным является способ II – алгоритмический, когда решение задачи анализа НДС и геометрического синтеза записывается в виде последовательности операторов

$$L_{1|_{\Omega}}(u, p, r, t) = 0;$$
 (5)  $L_{2|_{\overline{\Omega}}}(\Omega, p, r, t) = 0.$  (6)

В этом случае расчет НДС элементов исследуемых тел затруднен не только сложностью области  $\Omega$ , но и тем, что сама эта область является искомой, причем для ее синтеза необходимо решение довольно сложной нелинейной задачи. В этом случае связанность задачи можно осуществить в виде последовательности решений задач (6), (5) (именно в такой последовательности). При этом на первом этапе  $\Omega$  – искомая, p = const; на втором – u – искомая,  $\Omega = \text{const}$ , потом p = var. Соответственно само решение разбивается на последовательность хоть и зависимых этапов, но эта зависимость проявляется только в моменты передачи данных между этапами исследований (см. рис. 5).

В качестве оператора  $L_2$  задачи геометрического синтеза сопряженных поверхностей первого тела по заданной форме  $\overline{\Omega}$  второго тела выступает условие компланарности вектора относительной скорости  $V_0$  точек первого тела касательной плоскости к поверхности другого тела: **n** (**a**) х **V**<sub>0</sub>(**b**) = 0, где **n** – вектор нормали, определяющий касательную плоскость. Каждый из векторов в этом векторном произведении определяется параметрически через 2 параметра каждый: *a* – двухкомпонентный вектор известных параметров; *b* – искомых. Тогда в виде облака точек  $T_k$  можно представить искомую область  $\Omega = \{T_k (\mathbf{a}_k, \mathbf{b}_k): \mathbf{n} (\mathbf{a}_k) \times \mathbf{V}_0(\mathbf{b}_k) = 0\}$ . Поскольку область  $\overline{\Omega}$  представима в виде топологически регулярной сетки, то можно ожидать, что и система сопряженных точек будет обладать аналогичным свойством. В этом случае можно пропустить этап аппроксимации области  $\Omega$  и последующей ее разбивки на КЭ (см. рис. 2, 3, 5) и сразу использовать получаемую топологически регулярную сетку для формирования конечно-элементной. В результате фрагмент исследуемого тела представим в виде регулярной сетки КЭ, топологически эквивалентной разбивке куба на элементы с числом узлов  $n_1, n_2, n_3$ элементов на каждом из направлений. Эти числа, а также законы их сгущенияразрежения, задаваемые принудительно, будут теми дополнительными обобщенными параметрами, которые обеспечивают решение задачи " $P^2 - A^2 - C^2 - Q^2$ " с

удовлетворением ограничений " $E^{\wedge} - C^{\wedge} - R^{\wedge} - I^{\wedge}$ " (см. рис. 5).



Таким образом, в данном случае с учетом требований " $K^{\sim} + K^{\wedge}$ " реализован синтез КЭМ для фрагмента конструкции. Однако, учитывая, что остальные части тел тоже могут быть соответственно разбиты на топологически эквивалентные кубу фрагменты, задачу в принципе можно считать решенной для всей конструкции.

Постановки задач синтеза сопряженных поверхностей, кинематический метод и его реализация. Метод геометрического синтеза состоит в том, что по заданной поверхности одного из контактирующих тел  $r_2(\alpha, \theta)$  в системе криволинейных координат  $(\alpha, \theta)$  с нормалью  $n_2(\alpha, \theta)$  по условию ортогональности относительной скорости точек поверхности второго тела  $V^{omu} = (v_u^{omu}, v_{\varphi_i}^{omu})$ , где  $v_{\varphi_i}^{omu}$  и  $v_u^{omu}$  – относительные скорости контактирующих точек, соответствующие возможным двум движениям первого тела, поточечно восстанавливается ее форма в виде

$$r_{1}(\varphi_{1},u) = M_{1,2}(\varphi_{1},u)r_{2}(\alpha(\varphi_{1},u),\theta(\varphi_{1},u)).$$
(7)

Здесь  $r_1$  и  $r_2$  – радиус-векторы точки контакта зубьев в локальных системах координат первого и второго колес.

Матрица  $M_{1,2}$  есть матрица преобразования систем координат, реализующая связь

$$\{\alpha = \alpha(\varphi_1, u); \theta = \theta(\varphi_1, u)\}.$$
(8)

Таким образом, обе сопряженные поверхности получаются в виде двух облаков точек, определяемых в системе своих криволинейных координат

Данный модифицированный вариант кинематического метода Литвина отличается от других вариантов его применения тем, что изначально нацелен не только на восстановление геометрической формы сопрягаемых рабочих поверхностей или на формообразование этих поверхностей и вычисление траекторий движения инструмента, а также и на подготовку геометрической модели как основы построения конечно-элементной, гранично-элементной или герцевской. В связи с этим производится вычисление не только координат сопряженных точек на рабочих поверхностях, но и локальных геометрических свойств их окрестностей. Таким образом, в отличие от способов аппроксимации сеточно заданной поверхности и конечно-разностного дифференцирования, в данном варианте кинематического метода геометрического синтеза обеспечивается практически точное определение положений узлов КЭМ, зазоров между КГП и тензора кривизн. Описанный на примере рабочих поверхностей зубьев двухпараметрических передач (ДПП) метод геометрического синтеза обладает высокой степенью общности для всего класса СПТ с КГП. Естественно, что для более простых способов сопряжения тел упрощаются и способы описания их геометрии.

Условия контактного сопряжения определяют кинематически генерируемые поверхности тел 1 и 2 –  $S_1$ ,  $S_2$ . При этом явно или неявно задаваемые ограничения типа (3) или (6), (7) определяют подмножество *G*, конкретизируемое для того или иного объекта по-разному.

Таким образом, формально кинематически генерируемые поверхности  $S_1$ ,  $S_2$  можно определить как подмножество пар поверхностей, удовлетворяющих кинематическим условиям *G* сопряжения абсолютно твердых тел  $\Omega_1$  и  $\Omega_2$ .

Условия контакта сложнопрофильных тел. Учитывая, что в общем случае поверхности  $S_1$ ,  $S_2$  имеют сложную форму, то и, соответственно, тела  $\Omega_1$  и  $\Omega_2$  будут сложнопрофильными. Эти сложнопрофильные тела на этапе расчета напряженно-деформированного состояния с учетом контактного взаимодействия представимы в виде деформируемых гладких тел с непрерывно поворачивающейся нормалью на  $S_1$ ,  $S_2$ .



Следуя [2], условие непроникновения можно представить в виде (рис. 6):

$$g_N = (x^2 - \hat{x}^1) \cdot \hat{n}_1 \ge 0$$
. (9)

Здесь  $g_N$  – зазор между поверхностями;  $\hat{n}_1$  – нормаль к  $\Gamma_c$ . Выполнение условия неотрицательности этой функции и обеспечивает отсутствие взаимного проникновения тел (т.е. интерференции материалов тел 1 и 2).

При малых деформациях для геометрически линейной

Рис. 6. Кинематика контакта тел 1 и 2 с гладкой границей: φ – отображение из начальной в актуальную конфигурацию; Γ<sub>c</sub> – область контакта тел в актуальной конфигурации; Ω<sub>1</sub>Ω<sub>2</sub> – области, занимаемые телами 1 и 2

модели деформирования можно записать условие непроникновения в виде:

 $\left(u^2 - \hat{u}^1\right) \cdot \hat{n}^1 + g_X \ge 0, \qquad (10)$ 

где  $u^{\alpha}, \alpha = 1, 2$  – перемещения тел:  $x^{\alpha} = X^{\alpha} + u^{\alpha}$ , а  $g_X = (X^2 - \hat{X}^1) \cdot \hat{N}^1$  – первоначальный зазор между телами 1 и 2 в начальной конфигурации.

Основными сложностями при включении условий (9), (10) в модели контакта является их нелинейность. Контактное взаимодействие является односторонним ограничением [2, 22]. Величина нормальных контактных давлений  $p_N$  (т.е. действующих по нормали к поверхности контакта) определяется как реакция в зоне контакта *S* и вычисляется по активным ограничениям в системе. Контактные давления в случае без адгезии должны быть сжимающими:  $p_N = p_N^1 = p_N^2 \le 0$ . Таким образом, следуя [16, 20], обобщая оба возможных случая: контакта, когда  $g_N = 0$  и  $p_N < 0$ , и отрыва, когда  $g_N > 0$  и  $p_N = 0$ , можно записать следующие соотношения на границе:

$$g_N \ge 0; \ p_N \le 0; \ p_N g_N = 0.$$
 (11)

Они известны как условия Герца-Синьорини для нормального контакта тел без трения. Эта запись используется в различных постановках контактных задач как задач минимизации с ограничениями. Соотношения (11) естественным образом повторяют условия Каруши-Куна-Таккера в задачах выпуклого программирования. При этом следует отметить их недифференцируемость, в результате чего многообразие допустимых состояний в слабых (вариационных) постановках контактных задач также является недифференциуемым.

Кинематическая модель контакта деформируемых тел приводит к соотношениям, относящимся лишь к границам  $S_1$  и  $S_2$  тел 1 и 2. Для построения замкнутой математической модели напряженно-деформированного состояния тел 1 и 2 с учетом контакта необходимо использовать уравнение состояния в самих телах. В случае контакта линейно упругих тел система соотношений теории упругости для каждого из тел имеет вид (индексы 1 и 2 опускаются):

$$Div\sigma + \mathbf{f} = 0, \ X \in B; (12) \quad \varepsilon(\mathbf{u}) = (\nabla \mathbf{u} + \nabla \mathbf{u}^T)/2; (13) \quad \sigma_{ij} = E_{ijkl}\varepsilon_{kl}, (14)$$

где  $\sigma, \varepsilon, E$  – тензоры напряжений, деформаций и модулей упругости.

На границе тел 1 и 2 будем рассматривать три типа граничных условий:

- кинематические (типа Дирихле)  $\mathbf{u} = \mathbf{u}_{\Gamma}, X \in \Gamma_{\mu};$  (15)
- силовые (типа Неймана)  $\sigma \mathbf{n} = \mathbf{t}_{\tau}, X \in \Gamma_{\sigma};$  (16)

• условия контакта (10),

где  $u_{N} = \mathbf{u} \cdot \mathbf{n}$  – нормальное смещение точек поверхности,  $t_{\Gamma}$  – заданное внешнее давление на поверхностях тел.

Условия (10) задают вместе с классическими граничными условиями (15), (16) на подмножество К допустимых распределений перемещений **u**. На этом множестве  $\mathbf{u} \in \mathbf{K}$  ищется решение задачи  $(u, p_N)$ . В частности, с применением теории вариационных неравенств [13, 20, 32] можно локальную постановку задачи анализа НДС с учетом контактного взаимодействия тел 1 и 2 свести к вариационному неравенству:

$$u(\mathbf{u},\mathbf{v}-\mathbf{u}) \ge L(\mathbf{v}-\mathbf{u}) \quad \forall \mathbf{v} \in \mathbf{K}, \, \mathbf{u} \in \mathbf{K} \,. \tag{17}$$

Здесь  $a(\mathbf{u}, \mathbf{v} - \mathbf{u}) = \sum_{\alpha=1}^{2} a_{\alpha}(\mathbf{u}_{\alpha}, \mathbf{v}_{\alpha} - \mathbf{u}_{\alpha}); L(\mathbf{v}) = \sum_{\alpha=1}^{2} L_{\alpha}(\mathbf{v}_{\alpha}).$  Т.е. *а* и *L* сугь суммы

билинейной и линейной форм для каждого из тел 1 и 2:

$$a_{\alpha}(\mathbf{u},\mathbf{v}-\mathbf{u}) = \int_{\Omega} \sigma_{ij}(u) \varepsilon_{ij}(\mathbf{u}-\mathbf{v}) d\Omega; \qquad (18)$$

$$L_{\alpha}(\mathbf{v}-\mathbf{u}) = \int_{(\Gamma_{\alpha})} t_{\Gamma}(\mathbf{v}-\mathbf{u}) d\Gamma$$
(19)

(здесь индексы α в **u**, **v** опущены).

В свою очередь вариационное неравенство (17) имеет решением аргу-

мент функционала I, на котором он достигает минимума

$$I(\mathbf{u}) = 1/2 a(\mathbf{u}, \mathbf{u}) - L(\mathbf{u}) \to \min, \ \mathbf{u} \in \mathbf{K} .$$
<sup>(20)</sup>

Итак, описывая геометрическую форму взаимодействующих тел 1 и 2 в начальной конфигурации обычными или обобщенными параметрами  $\overline{p}_1, \overline{p}_1, ..., \overline{p}_{N_p}$ , которые формируют вектор  $\overline{\mathbf{P}}$ , получаем из условия кинематического сопряжения абсолютно твердых тел подмножество *G*, которое можно идентифицировать в виде системы ограничений

$$G(\overline{\mathbf{P}}) \ge 0. \tag{21}$$

При этом подразумевается справедливость прямого и обратного соответствий:

$$S_1 = S_1(\overline{\mathbf{P}}); \quad S_2 = S_2(\overline{\mathbf{P}}); \quad (22) \quad \overline{\mathbf{P}} = \overline{\mathbf{P}}(S_1, S_2). \quad (23)$$

Тогда (21) можно представить в виде:

$$G(\overline{\mathbf{P}}(S_1, S_2)) \ge 0.$$
(24)

В актуальной конфигурации деформируемые твердые тела удовлетворяют условию минимума функционала

$$I(\mathbf{u}, S_1, S_2) \to \min, \, \mathbf{u} \in \mathcal{K}(S_1, S_2),$$
(25)

где  $S_1$ ,  $S_2$  можно рассматривать как параметры, неявно присутствующие в определении форм *a* и *L* (через  $\Omega_{\alpha} = \Omega_{\alpha}(S_{\alpha})$ ;  $\Gamma_{\alpha} = \Gamma_{\alpha}(S_{\alpha})$ ,  $\alpha = 1, 2$ ), а также K (через ограничения (10), записанные для функций **u**<sub>a</sub>, определенных на  $S_{\alpha}$ ,  $\alpha = 1, 2$ ).

Таким образом, задачу определения НДС тел 1 и 2 с учетом контактного взаимодействия по кинематически генерируемым поверхностям  $S_1$ ,  $S_2$  можно представить как связанную задачу (25), (24). Ее можно сформулировать как задачу поиска **u**, доставляющего минимум некоторому функционалу *I* на выпуклом множестве K при варьируемых в пределах подмножества *G* КГП  $S_1$  и  $S_2$ .

**Гранично-элементная формулировка связанной задачи.** Сложность решения связанной задачи (24), (25) состоит, прежде всего, в трудностях при оперировании с геометрической информацией (т.е. определении  $S_1$ ,  $S_2$ , подмножества G, а также способа варьирования  $S_1$  и  $S_2$ ). В общем случае это можно осуществлять путем варьирования параметров  $\overline{p}_i \in \overline{\mathbf{P}}$ . Тогда  $S_1$  и  $S_2$  изменяются, влияя на НДС. Однако при таком способе варьирования трудно контролировать локальные и глобальные свойства поверхностей  $S_1$  и  $S_2$ . Наоборот, оперируя ими, сложно подчинять поверхность условиям кинематического сопряжения.

В то же время при некоторых условиях можно предложить способ прямого сопряжения геометрических данных и полевых распределений искомых

компонент НДС. Так, например, если форма и размеры взаимодействующих тел удовлетворяют условиям гладкости  $S_1$  и  $S_2$ , а также возможности интерпретации  $\Omega_1$ ,  $\Omega_2$  как полупространств, можно использовать один из вариантов

метода граничных интегральных уравнений, описанный в [33]. В соответствии с [33] для описания зазора между контактирующими телами 1 и 2 вводится система координат, центр которой (точка О) традиционно располагается на линии действия прижимающей силы **P** (рис. 7). Оси  $z_1$  и  $z_2$  имеют направление вовнутрь тел 1 и 2. Тогда уравнения каждой из поверхностей можно записать как  $z_i = z_i(x, y)$ , i = 1, 2, а зазор – соответственно как  $h = h(x, y) = z_1(x, y) + z_2(x, y)$ .

В деформированном состоянии оба тела 1 и 2 приводятся в контакт по некоторой площадке. При этом перемещение произвольной точки поверхностей  $S_i$  каждого из тел в направлении оси z складывается из смещения тела как жесткого –  $\delta_i$  и отклонения  $u_{z_i}$  (рис. 8) от недеформированной формы соответствующей поверхности (соответствует деформациям, которые вызваны действием искомого контактного давления). Тогда приходим к следующей общепринятой записи нелинейных соотношений для нормального контакта:



между контактирующими телами



Рис. 8. Деформация тел и образование контактной площадки под действием нормального усилия



При этом для упругого полупространства известно интегральное соотношение между нормальным давлением и нормальными перемещениями точек границы (рис. 9) [34]:

$$\mu_{z}(x, y) = (1 - v^{2}) / \pi E \iint_{S} [p(\xi, \eta) / \rho] d\xi d\eta;$$
  
$$\rho = \sqrt{(x - \xi)^{2} + (y - \eta)^{2}}.$$
 (27)

 $p(\xi, \eta)$  *у u<sub>z</sub>*(*x*, *y*) *z* Рис. 9. Перемещение границы полупространства под дейст-

вием нормального усилия

Выражая перемещения  $u_{z_1}(x, y)$  и  $u_{z_2}(x, y)$  через единую функцию распределения давления p(x, y), получаем:

$$u_{z_1}(x, y) + u_{z_2}(x, y) = \left(\frac{1 - v_1^2}{\pi E_1} + \frac{1 - v_2^2}{\pi E_1}\right) \iint_S \frac{p(\xi, \eta)}{\rho} d\xi \, d\eta = \frac{1}{\pi E^*} \iint_S \frac{p(\xi, \eta)}{\rho} d\xi \, d\eta \,.$$
(28)



Рис. 10. Регулярная треугольная сетка и пирамидальный элемент давления

Здесь  $v_i$ ,  $E_i$ , i = 1, 2 — упругие параметры материалов каждого из контактирующих тел. Площадка контакта *S* и распределение давлений  $p_N = p(\xi, \eta)$  (здесь и ниже  $p \ge 0$  с учетом принятых на рис. 8-10 направлений), фигурирующие в правой части равенства, являются искомыми неизвестными. Для дискретизации разрешающих соотношений используется кусочно-линейное представление распределения действующих усилий, которому отвечают непрерывные и гладкие смещения точек поверхности, что характерно для контак-

та сложнопрофильных тел с кинематически генерируемыми поверхностями. Искомая функция контактных давлений  $p_N = p(x, y)$  аппроксимируется суперпозицией массива пирамидальных элементарных распределений с вершинами в узлах



регулярной сетки с шагом *c*, состоящей из равносторонних треугольников (рис. 10, 11). При этом она полностью определяется дискретным набором конечного числа узловых значений давлений  $p_n$ :  $p(\xi,\eta) \cong \sum \hat{p}(\xi - \xi_n, \eta - \eta_n) \cdot p_n$ .

2 -1 0 1 Рис. 11. Распределение перемещений точек поверхности полупространства от действия давления (см. рис. 10)

Для нахождения искомых величин усилий в узлах сетки, которые наилучшим способом удовлетворяют условиям на границе, применимы различные подходы [33], в частности, вариационный метод (принцип Калькера). При его использовании в качестве действительных принимаются такие узловые значения контактных давлений, которые ми-

нимизируют функционал энергии [21]. При этом требуется способ вычисления нормальных смещений (28) для используемого типа аппроксимирующих давлений. Такая задача эквивалентна определению перемещений  $u_z$ , которые отвечают каждой из базисных нагрузок. В работе [33] описан способ аналитического вычисления коэффициентов такого представления.

Для узловых точек с некоторым индексом n, соответствующим паре номеров (i, j):

$$u_n = \sum_m C_{nm} p_m, \qquad (29)$$

где  $C_{nm}$  – компоненты матрицы коэффициентов влияния C, которая связывает узловые значения перемещений точек границы S с узловыми значениями контактных давлений.

Согласно принципу Калькера [21], для истинных областей контакта и контактного давления, действующего в сопряжении тел 1 и 2, достигается минимум функционала полной дополнительной работы Ф на множестве всех возможных неотрицательных распределений давлений *p*. Вид этого функционала:

$$\left\{\Phi(p)=\frac{1}{2}\int_{S}p(u_{z_1}+u_{z_2})dS+\int_{S}p(h-\delta)dS\rightarrow\min; \ p(\xi,\eta)\geq 0 \ \text{ b } S.\right.$$

Из этого условия с учетом (29) получаем:

$$\begin{cases} \sum_{m} C_{nm} p_{m} + h_{n} - \delta = 0, \text{ узел } J_{n} - \text{ в контакте;} \\ \sum_{m} C_{nm} p_{m} + h_{n} - \delta > 0, \text{ узел } J_{n} - \text{ вне зоны контакта,} \end{cases}$$
(30)

где  $\delta = \delta_1 + \delta_2$  – суммарное сближение тел как жестких;  $h_n = h(x_n, y_n)$  – узловые значения первоначального зазора.

Условие неотрицательности контактных давлений накладывает на искомые узловые значения следующие ограничения:

$$p_m \ge 0, m = 1, N$$
 (31)

Кроме того, вне зоны контакта контактные давления должны быть нулевыми, откуда  $p_m = 0$ ,  $J_m$  – вне зоны контакта. (32)

Интегральное соотношение для  $p_m$ :  $\sum_m \sqrt{3}c^2 p_m / 2 = P$ . (33)

Система соотношений (30)-(33) разрешается единственным образом относительно искомых неизвестных  ${p_m}_{m=1}^N$  и  $\delta$ . При их определении форма и размеры области контакта *S* обычно неизвестны. Поэтому для начала обычно строится сетка и делается начальное предположение о текущем (начальном) приближении области контакта *S* таким образом, чтобы принадлежащие ей узлы заведомо покрывали настоящую область контакта. В ходе последующей итерационной процедуры одновременно уточняются как форма области контакта, так и значения контактных узловых давлений. На каждом шаге итерационного уточнения имеется множество  $N_c$ , состоящее из текущих индексов  $n_c$  тех узлов, которые предположительно входят в контакт. Для этих узлов должны выполняться уравнения из системы (30), а также равенство (33):

$$\left\{\sum_{m_c \in N_c} C_{n_c m_c} p_{m_c} - \delta = h_{n_c}, n_c \in N_c; \sum_{m_c \in N_c} \sqrt{3}c^2 p_{m_c} / 2 = P. \right.$$
(34)

Последнее равенство в полученной системе записано с учетом условия (32):  $p_m = 0, m \notin N_c$ . Соотношения (34) образуют систему линейных алгебраических уравнений из ( $N_c + 1$ )-го уравнения относительно такого же числа неизвестных. Матрица этой системы формируется из коэффициентов матрицы влияния  $C_{nm}$  и весовых множителей из равенства (33). Данная система имеет единственное решение. Полученные как ее текущее решение узловые значения  $\{p_{m_c}\}_{m_c \in N_c}$  могут быть такими, что будут нарушать условие (31). Это будет означать, что текущие размеры зоны контакта завышены. Тогда индексы узлов, в которых это нарушение зафиксировано, исключаются из множества  $N_c$ , и производится следующий шаг итерации. Так происходит до той поры, пока решение системы (34) даст неотрицательные искомые узловые давления в зоне контакта.

В большинстве случаев этот результат является окончательным. Однако при этом требуется дополнительная проверка на выполнение второго типа из условий, представленных в (30). Вне зоны контакта S не должно наблюдаться взаимного проникновения взаимодействующих тел. Если же в части узлов, не вошедших в текущее приближение области контакта, не будут соблюдаться указанные неравенства, то их индексы включаются во множество  $N_c$  и повторяется итерационная процедура.

Связанная формулировка задачи анализа контактного взаимодействия и геометрического синтеза. Анализ представленных выше соотношений дает основание для следующих выводов.

1. Формально уравнения (34) объединяют в прямом «сконденсированном» виде физико-механические характеристики исследуемой системы (они представлены матрицей коэффициентов влияния  $C_{nm}$ ); НДС (в виде распределений контактных давлений  $p_m$ , через которые по известным соотношениям восстанавливаются все компоненты векторов перемещений, напряжений и деформаций на границах и внутри областей  $\Omega_1$ ,  $\Omega_2$ ); интегральное усилие **P**; сближение тел как жестких –  $\delta$ ; геометрическая форма сопряженных поверхностей (натянуты на дискретное множество ординат  $h_1$ ,  $h_2$  в узловых точках).

2. Полученная система уравнений является линейной по узловым контактным давлениям p, суммарным зазорам h, смещениям  $\delta$  и силе P.

3. Формально решение ( $p_m$ ,  $\delta$ ) не зависит от распределения узловых значений расстояний до поверхности  $S_1$  и  $S_2$  (т.е.  $h_1$ ,  $h_2$  соответственно), а только от их суммы  $h = h_1 + h_2$ . Таким образом, при предложенном подходе система не отражает индивидуальность каждой из сопряженных поверхностей, а только суммарность зазора между ними. Иными словами, распределе-
ние контактного давления «индифферентно» по отношению к условному «переносу» тонкого поверхностного слоя из одного тела на другое. В частности, одну из поверхностей ( $S_1$  или  $S_2$ ) можно «уплощить» за счет такой процедуры, отнеся все их суммарные отступления от плоской формы на другую.

4. Система уравнений (34) относительно искомых ( $p_m$ ,  $\delta$ ) хотя и выглядит идентично линейным алгебраическим уравнениям, не является линейной в силу ограничений на неотрицательность  $p_m$  внутри области контакта, их обнуление вне этой зоны, а также в силу недопустимости контакта вне этой области.

5. Формально систему (34) можно «инвертировать», т.е. трактовать ее как уравнения относительно неизвестных ( $p_m$ ,  $\delta$ ), доставляющих системе заданное сближение  $\delta$  и навязанное распределение  $p_m$ .

Последний из выводов отображает свойство обратимости и связанности, выраженное в системе уравнений (34) в явном виде. Действительно, при анализе напряженно-деформированного состояния (т.е. когда искомыми являются ( $p_m$ ,  $\delta$ ) при заданных ( $h_m$ , P)) геометрическую форму поверхностей (в смысле интегральную функцию зазора, см. вывод 3) задает набор  $h_m$ , при этом варьирование геометрической формы осуществляется путем покомпонентного изменения  $h_m$ . С другой стороны, при определении формы зазора в сопряжении контактирующих тел (т.е. когда искомые и заданные величины меняются местами) можно задавать желательное распределение контактного давления  $p_m$  путем назначения его узловых значений, а также варьировать его, просто меняя покомпонентно массив этих узловых контактных давлений. При этом следует заметить, что и прямая (см. вывод 4), и обратная трактовка системы уравнений (34) не позволяет оперировать с ними как линейными, поскольку действует, кроме них, еще и множество ограничений (30)–(32).

Таким образом, предложенная система соотношений дает возможность, оперируя в основном только с ней, организовать решение связанной задачи анализа НДС и геометрического синтеза. При этом в качестве исходной информации задается кинематическое ограничение *G*. Кроме того, естественным условием выступает  $h_{\mu} = 0$ , где индекс  $\mu$  соответствует узлу-точке первоначального

контакта тел 1 и 2. При этом  $\delta = \sum_{m} C_{\mu m} p_m$  .

Таким образом, задавая некоторое ограничение или критерий (по напряжениям, контактному давлению, перемещениям), можно непосредственно из той же разрешающей системы уравнений, что и для задачи анализа НДС, определять решение задачи геометрического синтеза.

Предложенный в статье подход объединяет в едином цикле, причем на базе одной и той же системы разрешающих соотношений, процедуры анализа НДС и геометрического синтеза СПТ, контактирующих с возможностью взаимного движения или без него. Эти особенности отличают данную постановку от

традиционных, обеспечивая большую эффективность численных исследований.

Заключение. Описанный в работе подход к формулировке и решению задач анализа контактного взаимодействия и геометрического синтеза кинематически генерируемых поверхностей и сложнопрофильных тел позволяет не только ставить и решать одиночные задачи данного типа, но и организовывать в автоматизированном режиме компьютерные многовариантные расчеты в среде современных САD/САМ/САЕ-систем. При этом обеспечивается расширение функций данных систем за счет интеграции новых разработок, реализовываемых в виде специализированных модулей, которые интегрируются с универсальными программными комплексами. В итоге создается мощный инструмент компьютерного моделирования для оперативного решения проектных задач обоснования конструктивных схем и параметров элементов машиностроительных конструкций. В частности, предложены два альтернативных алгоритма геометрического синтеза СПТ с кинематически генерируемыми поверхностями. Первый предлагает принятие корректирующих решений после каждого шага решения задачи анализа НДС. Второй подход декларирует прямое совмещение процедур анализа и синтеза в процессе удовлетворения системе разрешающих соотношений.

В дальнейшем планируется применить предложенный подход к решению ряда прикладных задач для элементов конкретных машиностроительных конструкций.

Список литературы: 1. Hertz H. Über die Berührung fester elastischer Körper / H. Hertz // J. Reine Angew. Math.. - 1881. - Vol. 92. - S. 156-171. 2. Джонсон К. Механика контактного взаимодействия / К. Джонсон. - М.: Мир, 1989. - 509 с. 3. Signorini A. Sopra akune questioni di elastostatica / A. Signorini //Atti della Societa Italiana per il Progresso delle Scienze. - 1933. - Р. 513-533. 4. Галин Л.А. Контактные задачи теории упругости и вязкоупругости / Л.А. Галин. - М.: Наука, 1980. - 303 с. 5. Моссаковский В.И. Контактные задачи математической теории упругости / В.И. Моссаковский, Н.Е. Качаловская, С.С. Голикова. - Киев: Наукова думка, 1985. – 176 с. **6.** *Развитие* теории контактных задач в СССР / Под ред. Л. А. Галина. – М.: Наука, 1976. - 493 c. 7. Gladwell G.M.L. Contact problems in the classical theory of elasticity / G.M.L. Gladwell. - Alphen an den Rijn: Sijthog and Noordhoff. - 1980. - 717 р. 8. Александров В.М. Асимптотические методы в контактных задачах теории упругости / В.М. Александров // Прикладная математика и механика. – 1968. – Т. 32. – вып. 4. – С. 672-683. 9. Стеклов В.А. О равновесии упругих тел вращения / В.А. Стеклов // Сообщения Харьк. мат. об-ва. Сер. 2. – 1982. – Т. 3. – №4–5. – С. 172-251. 10. Уфлянд Я.С. Метод парных уравнений в задачах математической физики / Я.С. Уфлянд. – Л.: Наука, 1977. – 220 с. 11. Рвачев В.Л. Метод R-функций в контактных задачах термоупругости для тел конечных размеров / В.Л. Рвачев, Н.С. Синекоп, И.П. Молотков // Докл. АН СССР. – 1991. – №4. – С.701-704. 12. Signorini A. Questioni di elasticitanon linearizzata o semilinearizzat e semilinearizzata / A. Signorini // Rend, di Matem. e delle sue appl. - 1959. - T. 18. - № 1-2. - Р. 95-139. 13. Дюво Г. Неравенства в механике и физике / Г. Дюво, Ж.-Л. Лионс. - М.: Наука, 1980. – 383 с. 14. Фикера Г. Теоремы существования в теории упругости / Г. Фикера. – М.: Мир. 1974. – 159 с. 15. Киндерлерер Д. Введение в вариационные неравенства и их приложения / Д. Киндерлерер, Г. Стампаккъя. – М.: Мир, 1983. – 256 с. 16. Кравчук А.С. Вариационные и квазивариационные неравенства в механике / А.С. Кравчук. – М.: Изд-во Московской государственной академии приборостроения и информатики, 1997. – 339 с. 17. Баничук Н.В. Вариационные задачи механики и управления. Численные методы / Н.В. Баничук, Ф.Л. Черноусько. - М.: Наука, 1973. - 238 с. 18. Kikuchi N. Contact Problems in Elasticity: A study of variational inequalities and finite element methods / N. Kikuchi, J.T. Oden // SIAM Studies in Applied and Numerical Mathematics, Philadelphia. - 1986. - Vol. 8. - P. 156-161. 19. Solution of Variational Inequalities in Mechanics / I. Hlavacek, J. Haslinger, J. Necas [and oth.]. - Berlin, New York: Springer-Verlag,

1988. – 327 р. 20. Кравчук А.С. К задаче Герца для линейно- и нелинейно-упругих тел конечных размеров / А.С. Кравчук // Прикладная математика и механика. - Том 41. - 1977. - с. 329-337. 21. Kalker J.J. Variational principles of contact elastostatics / J.J. Kalker // J. Inst. Math. and Appl. - 1977. - Vol. 20. - P. 199-221. 22. Wriggers P. Computational Contact Mechanics / P. Wriggers. - Berlin-Heidelberg: Springer-Verlag, 2006. -518 p. 23. McDevitt T.W. A mortar-finite element formulation for frictional contact problems / T.W. McDevitt. T.A. Laursen // International Journal for Numerical Methods in Engineering. - 2000. - Vol. 48. - P.1525-1547. 24. Wohlmuth B.I. A mortar finite element method using dual spaces for the lagrange multiplier / B.I. Wohlmuth // SIAM, Journal of Numerical Analysis. – 2000. – Vol. 38. – Р. 989-1012. **25.** Кудрявиев В.Н. Зубчатые передачи / В.Н.Кудрявцев. – М.: Машгиз, 1959. – 263 с. 26. Гохман Х.И. Теория зацеплений, обобщенная и развитая путем анализа. – Одесса, 1886. – 7 с. 27. Литвин. Ф.Л. Теория зубчатых зацеплений / Ф.Л. Литвин. – М.: Наука, 1968. – 584 с. 28. Павлов А.И. Современная теория зубчатых зацеплений / А.И. Павлов. – Харьков: ХНАДУ, 2005. – 100 с. 29. Шишов В.П. Теоретические основы синтеза передач зацеплением / В.П. Шишов, П.Л. Носко, Н.В. Филь. – Луганськ: Вид-во СНУ ім. В. Даля, 2006. – 408 с. 30. Литвин Ф.Л. Применение кинематического метода для определения кривизи и условий отсутствия подрезания огибающей двухпараметрического семейства инструментальных поверхностей / Ф.Л. Литвин, М.Л. Ерихов // В сб.: Механика машин. – М.: Наука, 1966. – Вып. 3-4. – С. 152-157. 31. Litvin F.L. Computerized Simulation of Meshing and Contact of Enveloping Gear Tooth Surfaces / F.L. Litvin, C.-L. Hsiao // Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering, 1993. - Vol. 102. - р. 337-366. **32.** Гловински Р. Численное исследование вариационных неравенств / Р. Гловински, Ж.Л. Лионс, Р. Тремольер. – М.: Мир, 1979 – 574 с. 33. Ткачук М.М. Аналіз контактної взаємодії складнопрофільних елементів машинобудівних конструкцій з кінематично спряженими поверхнями": дисс. ... кандидата техн. наук: 05.02.09 / Ткачук Микола Миколайович. - Харків, 2010. - 203 с. 34. Работнов Ю.Н. Механика деформируемого твердого тела / Ю.Н. Работнов. - М.: Наука. Гл. ред. физ.-мат. лит., 1988. - 712 с.

Поступила в редколлегию 10.02.12

## УДК 539.3

*Н.А. ТКАЧУК*, докт. техн. наук, проф., зав каф. ТММиСАПР НТУ "ХПИ", Харьков; *А. Ю. ТАНЧЕНКО*, мл. научн. сотр. каф. ТММиСАПР НТУ "ХПИ", Харьков; *А.Н. ТКАЧУК*, канд. техн. наук, асп. каф. строительной механики, университет Штутгарта, Германия; *П.В. ЧУРБАНОВ*, нач. бюро КОГКО НТК ЧАО "Азов'ЭлектроСталь", Мариуполь; *И.Я. ХРАМЦОВА*, научн. сотр. каф. ТММиСАПР НТУ "ХПИ", Харьков; *О.А. ИЩЕНКО*, ст. преподаватель каф. высш. мат-ки, Гос. Таврический агротехнолог. ун-т, Мелитополь
АНАЛИЗ ЧУВСТВИТЕЛЬНОСТИ ПРОЧНОСТНЫХ

## АНАЛИЗ ЧУВСТВИТЕЛЬНОСТИ ПРОЧНОСТНЫХ И ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК МАШИНОСТРОИТЕЛЬНЫХ КОНСТРУКЦИЙ НА ОСНОВЕ ПРЯМОГО ВОЗМУЩЕНИЯ КОНЕЧНО-ЭЛЕМЕНТНЫХ МОДЕЛЕЙ

Запропоновані методи прямого збурення скінченно-елементних моделей машинобудівних конструкцій для аналізу чутливості їх характеристик до зміни геометричної форми і розмірів. Показана застосовність лінеаризованих моделей до визначення переміщень, напружень і власних частот слабо стоншеної конструкції порівняно з номінальною (початковою).

Предложены методы прямого возмущения конечно-элементных моделей машиностроительных конструкций для анализа чувствительности их характеристик к изменению геометрической формы и размеров. Показана применимость линеаризованных моделей к определению перемещений, напряжений и собственных частот слабо утоненной конструкции по сравнению с номинальной (исходной).

The methods of direct indignation of machine-building constructions finite-element models are offered for sensitiveness analysis of their characteristics to change of geometrical form and sizes. Applicability of linearized models is shown for determination of displacements, stresses and eigenfrequencies of weakly thinned construction compared with a nominal (initial).

Введение. При решении задач синтеза параметров машиностроительных конструкций по прочностным, жесткостным или динамическим характеристикам зачастую требуется определить не только реальный набор этих параметров, но и реакцию исследуемой конструкции на их изменение. При этом подразумевается, что сами эти изменения параметров незначительны. Например, на этапе конструирования обоснованные расчетным или экспериментальным путем параметры в силу различных соображений (компоновочных, технологических и т. п.) могут потребовать некоторой корректировки по сравнению с номинальными величинами. На этапе технологической подготовки и собственно производства также могут быть внесены согласованные с конструкторами изменения, обусловленные реальными условиями производителя и потребителей. В свою очередь в ходе эксплуатации может происходить изменение размеров и свойств материалов элементов конструкций (например, утонение вследствие механического, коррозионного или иного вида износа). На этапе же ремонта или реконструкции также могут вноситься изменения в конструкцию по сравнению с исходной.

Таким образом, вместо одного фиксированного объекта на протяжении его жизненного цикла приходится иметь дело с множеством объектов, в какой-то степени отличающихся от исходного, номинального. При этом в первую очередь изменениям подвергаются геометрические размеры, форма, механические и физико-механические свойства объектов. Это, в свою очередь, влечет за собой изменение его прочностных, жесткостных и динамических характеристик, что может быть промоделировано в ходе решения соответствующей задачи математической физики с определенным образом измененным оператором, граничными условиями или областью, занимаемой объектом. Данное изменение в определенных условиях можно рассчитать, привлекая аппарат теории возмущений [1, 2]. При малых изменениях параметров тенденции изменения контролируемых характеристик отражаются в соответствующих компонентах чувствительности [3-6]. В данном случае получаем в линеаризованном виде отклик системы на изменение ее параметров.

Как правило, в настоящее время исследуемые машиностроительные конструкции моделируются в виде континуальных систем. Таким образом, возмущение параметров данных объектов исследований трансформируется в изменение (см. выше) соответствующего оператора задачи, граничных условий или области, в которой рассматривается задача, – то есть и исходная постановка, и задача в возмущениях являются бесконечномерными. Учитывая, что в реальности для анализа таких систем применяются численные методы, в частности метод конечных элементов (МКЭ) [7], то для анализа чувствительности придется проводить дискретизацию всех типов задач. Однако уравнение метода конечных элементов имеют прямую явную аналогию с рассматриваемым физико-механическим процессом или состоянием для дискретной системы, образуемой при дискретизации исходной задачи. В связи с этим возникает идея применить подходы теории возмущений к уже дискретизированной системе разрешающих уравнений.

Постановка задачи. Целью работы является математическая постановка задачи анализа чувствительности прочностных, жесткостных и спектральных характеристик механических систем к изменению их размеров и геометрической формы путем исследования решений на дискретизированных (с помощью МКЭ) соответствующих моделях путем их прямого малого конечного возмущения. Таким образом, минуя этапы перехода от континуальной к дискретной форме, можно сразу же обратиться к анализу следующих систем уравнений МКЭ [7, 8]:

 $K \cdot x = f$ ; (1)  $M\ddot{x} + Kx = 0$ ; (2)  $Det(K - \omega^2 M) = 0$ . (3)

Здесь x – массив узловых неизвестных, K – матрица жесткости конечноэлементного ансамбля, M – матрица масс, f – массив внешних нагрузок,  $\omega^2$  – собственные частоты динамической системы.

Заметим, что система уравнений (1) описывает так называемую задачу структурного анализа (то есть определения напряженно-деформированного состояния (НДС) исследуемого объекта под действием системы статических сил *f*). Уравнения (2) соответствуют свободным движениям динамической системы, а (3) – определению ее спектральных свойств, то есть собственных частот  $\omega_i$ , (*i* = 1,2...)( $\omega_i^2$  – собственные числа (3)).

Общий подход к решению задачи. В соответствии с предложенным подходом сформулируем возмущения данных величин в терминах x, K, M, f,  $\omega^2$ . Для этого рассмотрим механизм формирования и определения данных величин. Массив неизвестных x из задачи (1) формально определяется при помощи обратной матрицы  $K^{-1}$ :

$$x = K^{-1}f {.} {(4)}$$

В данном случае массив нагрузок f формируется из заданных внешних сил путем распределения их по соответствующим степеням свободы. Спектр собственных частот  $\omega_i$ , как отмечалось, определяется как набор корней (3).

Естественно, что базовыми возмущаемыми величинами являются матрицы *K*, *M*. Рассмотрим их изменения и влияния на решения (1), (3) на примере утонения элементов исследуемого объекта. При этом отвлечемся от механизма процесса утонения, сосредоточив внимание на текущем состоянии, пренебрегаем также динамикой процесса утонения как существенно более медленного процесса.

Тогда введем в рассмотрение операцию сборки O, которая по координатам узлов (то есть матрице координат U) и матрице элементов C (то есть списку узлов, входящих в образуемые ими конечные элементы) производит формирование матриц K и M:

$$K = O(k^{e}), \ e = 1, \dots, N_{e}$$
(5) 
$$M = O(m^{e}), \ e = 1, \dots, N_{e},$$
(6)

где  $k^e$ ,  $m^e$  – матрицы жесткости и масс отдельных конечных элементов, число которых в ансамбле  $N_e$  [7, 8].

Операция O как бы «наслаивает» в соответствующих ячейках матриц K и M влияние от всех конечных элементов. Проанализируем влияние изменений свойств отдельных элементов на компоненты  $k^e$ ,  $m^e$ , а затем, проведя операцию сборки, оценим общий эффект на матрицах K, M.

«Точечные» конечные элементы. Если в конечно-элементном ансамбле существует некоторое количество масс и жесткостей, сосредоточенных в отдельных узлах, то их можно описать массами m, жесткостями c, моментами инерции I и кругильными жесткостями  $c_{0}$ .

Для соответствующих степеней свободы (на рис. 1 – соответственно линейное перемещение вдоль оси x и поворот вокруг нее) элементами матриц  $k^e$ ,  $m^e$  являются:

$$\Gamma$$
  $\Gamma$   $I(t)$   $I(t)$ 

$$m_{**}^e = m \; ; \; m_{**}^e = I \; , \; (7) \; k_{**}^e = c \; ; \; k_{**}^e = c_{\varphi} \; . \; (8)$$

Рис. 1. Изменение массовожесткостных свойств сконденсированных точечных элементов

При утонении масса (момент инерции) и жесткости уменьшаются:

$$m^{e} = m_{0}^{e}(1-\alpha),$$
 (9)  $k^{e} = k_{0}^{e}(1-\alpha),$  (10)

где  $m_0^e$ ,  $k_0^e$  соответствуют номинальным (неутоненным) состояниям,  $\alpha \in [0;1]$  – коэффициент утонения.

Таким образом, элементы матриц жесткости и масс будут состоять из двух компонент:

$$k_{ij} = k_{il}^{(0)} - \alpha k_{il}^{(e)}, \quad m_{il}^{(e)} = m_{il}^{(0)} - \alpha m_{il}^{(e)}, \quad (11)$$

то есть текущее состояние определяется в зависимости от коэффициента  $\alpha = \alpha(t)$ . При этом данный коэффициент может меняться от узла к узлу, может быть разным для масс и жесткостей в одном узле. Важной особенностью

является то, что при  $\alpha << 1$  компоненты матриц *K* и *M* состоят из 2-х слагаемых: первая соответствует компонентам «номинальных» матриц К, М (то есть K(0), M(0)), а вторая образуется путем операции сборки из матриц, все компоненты которых являются линейными комбинациями «номинальных» матриц с малыми коэффициентами α. Тогда:

$$K(\alpha) = K_0 - K_0',$$
 (12)  $M(\alpha) = M_0 - M_0'.$  (13)

Здесь в  $K_0$ ,  $M_0$  сосредоточены компоненты, не зависящие от  $\alpha$ , а в  $K_0'$ ,  $M_0^{'}$  – зависящие от них линейно.

Линейные конечные элементы. При формировании матриц жесткости и масс стержневых конечных элементов (рис. 2) обычно выделяются слагаемые от растяжения-сжатия, изгиба и кручения.

Тогда для степени свободы и, то есть растяжения-сжатия (см. рис. 2), соответствующий коэффициент матрицы жесткости пропорционален площади сечения *F* [7]

$$k_{**}^{e} = C_{1}F = C_{i}\int_{-\infty}^{2\pi} \rho^{2}(\varphi, t)d\varphi, \qquad (14)$$

где С<sub>i</sub> – здесь и далее – некоторые не зависящие от геометрической формы и размеров сечения величины. Тогда, обозначая через α степень изменения площади от «номинальной»  $F^0$ , то есть

$$\alpha = \frac{\Delta F}{F^0} = \frac{F^0 - F(t)}{F^0},\tag{15}$$



Рис. 2. Утонение поперечного сечения стержня

Для случая кручения, учитывая. что

Аналогично

$$\alpha = 2 \int_{0}^{2\pi} \rho_0^2 \left( \frac{\zeta}{\rho_0} \right) d\phi / \int_{0}^{2\pi} \rho_0^2 d\phi, \qquad (18)$$

ищем для относительного изменения полярного момента инерции поперечного сечения

$$\gamma = \frac{I_0^p - I^p(\alpha)}{I_0^p} = C_3 \left\{ \int_0^{2\pi} \rho_0^4 \left( \frac{\zeta}{\rho_0} \right) d\phi / \int_0^{2\pi} \rho_0^4 d\phi \right\}.$$
 (19)

Заключив величину  $\varepsilon = (\zeta / \rho_0)$  в границы  $2m \le \varepsilon \le 2M$ , (20)

получаем для оценки  $\gamma$  :  $C_3 m \le \gamma \le C_3 M$  . (21)

Таким образом,  $\gamma = n\alpha$ ,  $n \in [C_3 / 2; C_3 M / 2m]$ , (22)

n – конечное, компоненты матриц M и K выразятся через компоненты  $M_0$ ,  $K_0$ 

$$k_{**}^{e} = k_{**}^{e_0} (1 - n\alpha).$$
 (23)  $m_{**}^{e} = m_{**}^{e_0} (1 - n\alpha).$  (24)

Аналогичные соображения могут быть применимы и для «изгибных» компонент матриц жесткости и масс. Получаемые в этом случае зависимости аналогичны (23), (24). При этом коэффициенты *n* в данных соотношениях зависят от вида окружного (вдоль полярного угла о, см. рис. 2) распределения утонения, однако остаются пропорциональными интегральному утонению поперечного сечения.

Таким образом, для стержневых элементов в общем случае справедливы те же тенденции изменения компонент матриц К и М, что для «точечных» (см. (11), (23), (24)), а сами матрицы представимы в виде сумм «номинальных» («невозмущенных») и «малых» слагаемых (последние состоят из линейной комбинации компонент первых, причем коэффициентами служат степени утонения сечений отдельных элементов а). Отсюда следует, что в дальнейшем можно пользоваться их представлениями (12), (13).

Пластинчатые элементы. При рассмотрении пластинчатых (а также оболочечных) элементов традиционно их напряжено-деформированное состояние представляется в виде комбинации плоского напряженодеформированного состояния и изгиба (на рис. 3 соответствуют плоскостям xy и направлению z). Первое предполагает, что компоненты M и K прямо пропорциональны толщине конечного элемента h. Если при утонении взять коэффициент α как степень изменения h по сравнению с номинальным (исходным) значением  $h_0$ , то есть



$$h = h_0 (1 - \alpha), \qquad (25)$$

то автоматически выполняются все соотношения (11)-(13).

Для изгибной компоненты НДС коэффициенты матрицы масс также пропорциональны h, и в части их представления справедливы соотношения (11)-(13). Коэффициенты же матрицы жесткости пропорциональны  $h^3$ , и при малых

152

α справедливо примерное равенство:

$$k_{**}^{e} \approx k_{**}^{e0} (1 - 3\alpha).$$
 (26)

Отсюда по аналогии с (23) следует тот же вывод, что и для стержневых конечных элементов: соотношения (11) здесь справедливы относительно тенденций изменения компонент матриц жесткости и масс, а (12), (13) – относительно вида представления  $M(\alpha)$ ,  $K(\alpha)$ .

Массивные тела. Моделирование утонения массивных тел (рис. 4) с точки зрения традиционного подхода МКЭ затруднительно, так как требует либо симуляции «смерти» части конечных элементов, либо локальной перестройки приповерхностной зоны конечно-элементной сетки, которую можно принудить отслеживать миграцию внешней поверхности  $\Sigma$  (см. рис. 4) вследствие процесса утонения, описываемого параметром  $\alpha$ , который представляется здесь как



Рис. 4. Утонение массивного тела

$$\alpha = V(\Delta \Omega) / V(\Omega(0)) = \Delta V / V_0. \quad (27)$$

Здесь V – объем соответствующих областей.

Однако ситуацию можно изменить, рассматривая не статичные конечноэлементные сетки, а «следящие». Имеется в виду, что существует некоторое непрерывное взаимнооднозначное преобразование текущей области в исходную

$$D: \quad M = D(N), \quad N = D^{-1}(M) \quad \forall M \in \Omega^{\circ}, \ N \in \Omega(\alpha).$$
(28)

Потребуем, чтобы якобиан преобразования J во всей области  $\Omega_0$  был не больше единицы. Тогда

$$\int_{\Omega_0} J dV_0 = V(\Omega(\alpha)) = V_0(1-\alpha).$$
<sup>(29)</sup>

Потребовав также, чтобы для каждого конечного элемента выполнялось условие

$$(1-\gamma)V_0^e \le J_e = \int_{(\Omega_e)} J dV_0 \le V_0^e$$
, (30)

где  $V_0^{e}$  – исходный объем конечного элемента в области  $\Omega_0$ ,  $\gamma = n\alpha <<1$ , n – конечно, получим для элементов  $M(\alpha)$ ,  $K(\alpha)$  в текущей конфигурации конечно-элементного ансамбля ( в силу известных отношений [7, 8]:

$$k_{**}^{e} = (1 - n^{e} \alpha) k_{**}^{e_{0}}, \quad m_{**}^{e} = (1 - n^{e} \alpha) m_{**}^{e_{0}}, \quad (31)$$

где  $n^{e} \in [1; n]$  – конечное число, не превышающее n.

Данные отношения по тенденции изменения компонент M, K соответствуют (11). В силу этого справедливы и соотношения (12), (13).

Замечание 1. По форме и тенденциям изменения компонент *K* и *M* получены аналогичные соотношения для точечных, линейных, пластинчатых и массивных конечных элементов. В тоже время для 3D конечно-элементного ансамбля изменяются положения узлов и конечных элементов, а для редуцированных конечных элементов – только связанные с ними геометрически обусловленные характеристики. Однако это отличие формальное, так как физически во всех случаях область  $\Omega$  (см. рис. 4), а также области, протянутые вдоль линии стержня ( $\overline{\Omega} = S(\alpha) \times l$ , l – стержня, см. рис.2) или нарощенные от срединной плоскости  $\pi_0$  до наружной  $\pi^+$  и внутренней  $\pi^-$  ( $\overline{\Omega} = \pi^\circ \times h$ , см. рис. 3), уменьшаются.

Замечание 2. В силу замечания 1 при сравнении результатов конечноэлементного анализа для случая 3D конечных элементов сравнению подлежат компоненты НДС, определяемые в различных точках  $M \in \Omega^{\circ}$ ,  $N \in \Omega(\alpha)$  (но связанных соответствием D (28)). Для редуцированных конечных элементов сравниваемые компоненты НДС вычисляются в тех же точках, но с соответственно измененными толщинами или поперечными сечениями.

Общие тенденции изменения решений задач анализа при утонении тел. Рассматривая (12), (13) как исходные соотношения, можно исследовать поведение решений задач (1), (3). Так, для задач структурного анализа при таких α можно решение представить в виде

$$x(\alpha) \approx x(0) + (K_0)^{-1} K_0 \cdot f$$
, (32)

где x(0) – решение (4) при  $\alpha = 0$ , а компоненты матрицы  $K_0'$  есть линейные комбинации слагаемых типа (11). То есть, компоненты вектора решения  $x(\alpha)$  представляет собой сумму решения для базовой неутоненной конструкции и линейной по степеням утонения отдельных конечных элементов. Таким образом, для определения решения при любой конфигурации утонения исследуемой конструкции необходимо знать лишь решение  $x_0 = x(0)$  для базового неутоненного варианта, располагать матрицами  $K_0'$   $K_0^{-1}$ , и тогда компоненты решения  $x^{(s)}$  представлены в виде линейной комбинации:

$$x^{(s)}(\alpha) = x_0^{(s)} + \sum_{k} \rho_{ks} \alpha_k x_0^{(s)}, \qquad (33)$$

где  $\rho_{ks} \cdot \alpha_k$  – элементы матрицы  $K_0^{-1} K_0'$  (см. (32)).

Отсюда следует, что для организации многовариантных исследований НДС

тонкостенных конструкций с учетом утонения стенок (т.е. при разных наборах α) можно использовать решение (33).

Замечание 3. Коль скоро данные соотношения выведены из приближенных равенств, то их применение ограничено малыми α. С другой стороны, точность соотношений (33) хоть и может ухудшиться с ростом  $\alpha_{i}$ , однако тенденцию изменения компонент решения  $x(\alpha)$  они будут отражать удовлетворительно. Поэтому, задавшись предельно допустимыми (нормативными) значениями  $\alpha^*$ , можно по значениям точных решений при задании различных сочетаний  $\alpha^{\tilde{}} = \{0,...,\alpha^{*},...,0\}$  получить соотношения для определения  $\rho_{xn}^{\hat{}}$ :

$$\sum_{k=1}^{N} \rho_{kp}^{*} \alpha_{k} x_{0}^{(p)} = x_{*}^{(p)} - x_{0}^{(p)} , \qquad (34)$$

где  $x_{\alpha} = \{x_{\alpha}^{(p)}\}$  - точные решения системы уравнений (1) при  $K = K(\alpha^{\tilde{}})$ .

Таким образом, получаем примерное решение в виде, аналогичном (33), но соответствующее большему диапазону изменения коэффициентов  $\alpha_{i}$ .

Практичность предложенного подхода резко возрастает в случае, когда число уточняемых элементов исследуемой конструкции мало по сравнению с общим числом элементов. Это приводит к резкому уменьшению коэффициентов матрицы  $\rho_{xp} \neq 0$ . Соответственно, резко уменьшается количество тре-

буемых решений системы уравнений (1) при пробных наборах α<sup>~</sup>.

В результате полученные соотношения для определения решения могут быть использованы для многовариантных расчетов напряженнодеформированного состояния при различных сочетаниях утонений стенок, без необходимости решения полной системы уравнений МКЭ (1). Это дает возможность оперативного решения следующих задач:

1) параметрический анализ, например, определение зависимости максимальных напряжений или перемещений от параметров утонения  $\alpha$ :

$$\sigma_{\max} = \sigma_{\max}(\alpha); \quad w_{\max} = w_{\max}(\alpha); \quad (35)$$

2) определение наиболее неблагоприятного сочетания  $\ddot{\alpha}$ 

$$\tilde{\alpha} = \arg\max\sigma_{\max}(\alpha); \ \tilde{\alpha} = \arg\max w_{\max}(\alpha);$$
 (36)

3) определение рационального набора карты перераспределения номинальных толщин элементов, например, исследуемой пластинчатой конструкции:

$$h^* = \arg\min_{h} \max_{\alpha} \sigma_{\max}(h, \alpha); m = m(h) = \operatorname{const}, \qquad (37)$$

где  $m = \sum S_k \cdot h_k \cdot \gamma$  - масса конструкции, элементы которой имеют плотность  $\gamma$ . В данном случае путем варьирования α можно моделировать и естест-

венный процесс утонения, например, вследствие коррозии металлоконструкции, и проектное варьирование толщин с целью оптимизации, и «восстановление» исходной конфигурации толщин по некоторой рациональной конечной путем задания отрицательных α (т.е. моделирование процесса утонения в обратном направлении).

Замечание 4. Все описанные выше типы задач оперируют с параметрами а с точки зрения их апостериорного задания, поиска (путем прямого перебора или целенаправленного изменения с целью улучшения тех или иных характеристик) или определения неблагоприятных сценариев утонения. В этих задачах НДС и утонение не являются связанными процессами. В то же время для ряда задач применима связанная постановка. Например, для пластинчатой конструкции

$$\dot{h} = \zeta(\sigma); \ h(0) = h_0; \ K(h) \cdot x(t) = f$$
, (38)

где  $\zeta(\sigma)$  - функция, которая связывает скорость утонения с напряженнодеформированным состоянием.

Эту задачу также можно сформулировать в параметрах α:

$$\dot{\alpha} = -\zeta(\sigma) / h_0; \quad \alpha(0) = 0; \quad K(\alpha) \cdot x(t) = f.$$
(39)

При этом на каждом этапе интегрирования по времени можно использовать предложенную в работе методику решения (с той лишь разницей, что  $\alpha$  не задается, а определяется в процессе решения задачи).

Замечание 5. При использовании предложенного подхода, несмотря на увеличение числа необходимых расчетов (то есть, кроме «базового» расчета при нулевом утонении, требуется еще проведение стольких расчетов, сколько наличествует элементов с различными степенями утонения), есть преимущество по сравнению с традиционным анализом чувствительности по соотношениям (33). Оно заключается в том, что с ростом а приближенные формулы теряют не только точность, но и корректность, поскольку получены в предложении сохранения симметричности и положительной определенности матриц  $K'_0$ ,  $M'_0$  (см. (32, 33)), которые могут теряться с увеличением а во все большей мере. В то же время предложенный подход предполагает оперирование на всех этапах с матрицами жесткости и масс, получаемыми напрямую по известным соотношениям МКЭ, справедливым при любом значении  $\alpha$ . При этом все свойства матриц  $K(\alpha)$ ,  $M(\alpha)$ , вычисленных без линеаризации, а путем прямого малого конечного возмущения конечноэлементной модели, идентичны свойствам K(0), M(0).

Замечание 6. Тенденции линейного поведения компонент вектора решения  $x(\alpha)$  вызывают естественное ее распространение и для компонент тензора напряжений, по этим перемещениям вычисляемых. В то же время это не всегда относится к знаку линейной части выражений: при росте перемещений может наблюдаться как увеличение, так и уменьшение напряжений (см. пример далее).

Обращаясь к задаче анализа спектра (3), рассмотрим сначала задачу поиска квадрата первой (низшей) собственной частоты как абсолютного минимума функции Рэлея *R*:

$$\omega_1^2 = \min R = \min \left\{ \sum K_{ij} y_i y_j / \sum M_{ij} y_i y_j \right\},\tag{40}$$

где  $K_{ij}$ ,  $M_{ij}$  – компоненты матриц K и M, а  $y_k$  – компоненты пробных распределений, приближающих первую собственную форму колебаний A с компонентами  $A_k$ .

Находя достаточно хорошее приближение  $\omega_1^2(\alpha)$ , можно использовать то обстоятельство [9], что сама собственная частота, определяемая по функции Рэлея, при изменении формы *A* отклоняется от точного значения незначительно. В силу этого при малых  $\alpha$  можно не делать различий между формами A(0) и  $A(\alpha)$ . Тогда

$$\omega^{2} = \frac{\sum_{i,j} \left( K_{ij}^{0} - K_{ij}^{'} \right) A_{i} A_{j}}{\sum_{i,j} \left( M_{ij}^{0} - M_{ij}^{'} \right) A_{i} A_{j}} = \frac{\sum_{i,j} K_{ij}^{0} A_{i} A_{j} - \sum_{i,j} K_{ij}^{'} A_{i} A_{j}}{\sum_{i,j} M_{ij}^{0} A_{i} A_{j} - \sum_{i,j} M_{ij}^{'} A_{i} A_{j}}.$$
 (41)

Преобразовав к (41) виду

$$\omega^{2}(\alpha) = \omega_{0}^{2} \frac{\left(1 - \sum_{i,j} K_{ij}^{'} A_{i} A_{j} / \sum_{i,j} K_{ij}^{0} A_{i} A_{j}\right)}{\left(1 - \sum_{i,j} M_{ij}^{'} A_{i} A_{j} / \sum_{i,j} M_{ij}^{0} A_{i} A_{j}\right)},$$
(42)

где  $\omega_0^2 = \sum_{i,j} K_{ij}^0 A_i A_j / \sum_{i,j} M_{ij}^0 A_i A_j$ , можно сделать вывод, что по сравнению с

неутоненной конструкцией нижняя собственная форма колебаний либо растет, либо уменьшается, либо остается неизменной в зависимости от скоростей роста числителя и знаменателя (42). Переписав для малых  $\alpha$  последнее выражение в виде

$$\omega^{2}(\alpha) \approx \omega_{0}^{2}(1-\delta_{\kappa})(1+\delta_{M}), \qquad (43)$$

где  $\delta_{\kappa}$ ,  $\delta_{M}$  – отношения значений билинейных форм, вычисляемых для возмущений, вызванных угонением, и для базового неутоненного варианта (собственно, для матриц *K* и *M*), можно принять

$$\omega^{2}(\alpha) \approx \omega_{0}^{2} (1 - \delta_{K} + \delta_{M}).$$
(44)

Замечание 7. Учитывая, что для определения более высоких частот колебаний с использованием функции Рэлея ищется ее условный экстремум на формах, ортогональных предшествующим, то вместо задачи минимизации получаем последовательность минимаксных задач. При этом, однако, вид самой функции Рэлея сохранится, и все выкладки сохранятся теми же. При малых  $\alpha$  останутся справедливыми те же оценочные соотношения (43), (44), однако входящие в них величины  $\delta_{\kappa}$ ,  $\delta_{M}$  изменятся, в силу чего может измениться и тенденция миграции той или иной частоты в спектре исследуемого объекта.

Частный случай. Изменение спектра собственных колебаний шарнирно опертого стержня первоначально прямоугольного сечения. На рис. 5 представлен специально заданный частный вид утонения стержня прямоугольного сечения. Используя принятую выше форму записи с привлечением обозначений  $C_s$  (константы, в которых аккумулируются величины, неизменные при утонении), для



утонения стержня прямоугольного се-

чения

1.0

0.9

0.8

0

0.6

0.5

0.1

0.2 0.3

Рис. 6. Зависимость  $\lambda(\delta)$  в интервале  $\delta \in [0; 1/2]$ 

λom

спектра частот собственных колебаний стержня в плоскости *zx* имеем [9]

$$\omega_i = C_4 \sqrt{I_y(\alpha)/F(\alpha)}, \qquad (45)$$

где  $I_y$ , F – момент инерции и площадь сечения стержня (здесь  $\alpha = t/h$  – степень утонения). Кроме того, обозначим  $\chi = h/b$ ;  $t/b = \gamma$ ;  $\gamma = \chi \alpha$ .

Вводя в рассмотрение относительное изменение частоты

$$\lambda_i = \omega_i(\alpha) / \omega_i(0), \qquad (46)$$

получаем с учетом принятых обозначений

$$\lambda_{i} = \lambda = \sqrt{\frac{1 - 2\chi\alpha^{2} \left\{ \frac{2}{3\alpha^{2} + \frac{1}{3(3 - 2\alpha)^{2}} \right\}}{1 - 2\chi\alpha^{2}}} .$$
 (47)

Определим коэффициент изменения площади поперечного сечения

$$2\alpha\gamma = 2\chi\alpha^2 = \delta = \Delta S(\alpha) / S(0), \qquad (48)$$

получаем

$$\lambda = \sqrt{\left[1 - (1/3)\delta\left[\delta/\chi + \left(3 - \sqrt{2\delta/\chi}\right)^2\right]\right]/(1-\delta)}.(49)$$

При малых б

$$\lambda \approx (1 + \delta/2)(1 - 3\delta/2) \approx 1 - \delta.$$
 (50)

На рис. 6-8 представлена зависимость λ(δ)

в интервале  $\delta \in [0;1/2]$ , а также штриховой линией - линеаризованная зависимость (50). Видно, что линеаризованная зависимость дает значительную погрешность при  $\alpha, \delta \rightarrow 1/2$  (до 40%), в то время как аппроксимация по секущей точке на кривой, соответствующей  $\delta = 1/4$ , дает возможность сократить погрешность до 2%, причем она минимальна при  $\alpha, \delta \rightarrow 0$  и  $\delta \rightarrow 1/4$  (т.е. для номинального и максимально утоненного поперечного сечения, если принять допустимый уровень утонения 25%).

Замечание 8. С учетом того, что все частоты поперечных колебаний стержня в одной выбранной плоскости одинаково зависят от геометрических параметров сечения [9], то при одном и том тенденции миграства (то есть  $\lambda$ ) не Это справедливо в речных колебаний в

Частный случай. Изгиб шарнирно опертого стержня специального поперечного сечения. На рис. 9 представлена расчетная схема шарнирно опертого стержня со специальным поперечным сечением и с утоняемыми выступами по поверхностям П. Утоняются в случае I только



Рис. 9. Шарнирно опертый стержень со специальными поперечными сечениям и с утоняемыми выступами по поверхностям П

выступы:  $h_1(\alpha) = h_1^o(1-\alpha)$ . Вводим обозначения:  $b_1/b = K_1 \in [0;1]$ ;  $h_1^o/b = K_2 \in [0;\infty[$ . Тогда максимальные перемещения и напряжения будут равны:

$$W_{\max} = C_5 / \dot{I}_y(\alpha), \ \sigma_{\max} = C_6 / W(\alpha).$$
(51)

где I<sub>v</sub>, W – момент инерции и момент сопротивления поперечного сечения



стержня.

Вводя в рассмотрение коэффициенты

$$\lambda_{W} = W_{\max}(\alpha) / W_{\max}(0), \ \lambda_{\sigma} = \sigma_{\max}(\alpha) / \sigma_{\max}(0), \tag{52}$$

получаем:

$$\lambda_{w} = \frac{(1-K_{1}) + K_{1} [1+2K_{2}]^{3}}{(1-K_{1}) + K_{1} [1+2K_{2}(1-\alpha)]^{3}}, \ \lambda_{\sigma} = \lambda_{w} \frac{1+2K_{2}(1-\alpha)}{1+2K_{2}}.$$
(53)

В зависимости от соотношений размеров поперечного сечения можем наблюдать различный характер изменения  $\lambda_w$ ,  $\lambda_\sigma$  в зависимости от  $\alpha$  (рис. 10). При малых  $\alpha$ :  $\lambda_w \approx 1 + \mu \cdot \alpha$ ,  $\lambda_\sigma \approx 1 + (\mu - \phi)\alpha$ , где  $\phi = 2K_2/(2K_2 + 1)$ ,  $\mu = \left[ 6K_2(1 + 2K_2)^2 \right] / \left[ 1 - K_1 + K_1(1 + 2K_2)^3 \right].$ 



Рис. 10. Зависимости  $\lambda_w$ ,  $\lambda_\sigma$  от  $\alpha$  при разных  $K_1$ ,  $K_2$ 

Таким образом, и при малых, и при конечных  $\alpha \lambda_w$  и  $\lambda_\sigma$  имеют различные величины. Также получены результаты расчетов с применением конечноэлементного моделирования. Наблюдается удовлетворительное соответствие с аналитической моделью. На рассматриваемом частном примере изгиба стержня продемонстрирована справедливость линеаризации отклика его напряжено-деформированного состояния на утонение поперечного сечения, причем подтверждена необходимость раздельной линеаризации по перемещениям и напряжениям.

Частная задача об изгибе шарнирно опертого стержня ромбовидного поперечного сечения (см. рис. 9, случай II). Здесь процесс утонения описывается либо отношением линейных размеров  $\alpha$ , либо площадей:  $\alpha = t/a$ ,  $\delta = 2t^2/a^2$ . По аналогии с приведенными выше соотношениями получаем для данного случая

$$\lambda_{w} = 3/\left\{3 - \delta^{2} - 2\delta\left(3 - 2\sqrt{\delta}\right)^{2}\right\} \lambda_{\sigma} = 3\left(\sqrt{2} - \sqrt{\delta}\right)/\left\{\sqrt{2}\left[3 - \delta^{2} - 2\delta\left(3 - 2\sqrt{\delta}\right)^{2}\right]\right\}.$$

С точки зрения наличия особенностей распределение  $\lambda_w$  (рис. 11) не привносит ничего отличного от аналогичных зависимостей (см. выше), а вот  $\lambda_{\sigma}$  демонстрирует специфическое поведение при малых  $\delta(<0,05)$  (см. рис.11). Эта особенность заключается, во-первых, в наличии ниспадающего участка  $\lambda_{\sigma}(\delta)$  на интервале примерно до  $\delta \approx 0,005$ , а во-вторых, линеаризованная зависимость по  $\alpha$   $\lambda_{\sigma} \approx 1 - \sqrt{(\delta/2)} = 1 - \alpha$ , представленная в виде  $\lambda_{\sigma}(\delta)$ , имеет корневую особенность производной при  $\delta \rightarrow 0$ . Таким образом, линеаризация по этому параметру в окрестности нуля некорректна (по теории малых возмущений).



Рис. 11. Зависимости  $\lambda_w$  и  $\lambda_\sigma$  от  $\delta$ 

Тут же нужно заметить, что сама величина снижения  $\lambda_{\sigma}$  по сравнению с 1 мала, как мал и участок падения. В силу этого предлагаемая в работе линеаризация (см. штриховую линию на рис. 11) по конечному приращению  $\delta$  (например,  $\delta = 0,2$ ), хоть и не отражает особенности изменения  $\lambda_{\sigma}$  при  $\delta \rightarrow 0$ , тем не менее, обеспечивает отличие от точной кривой на уровне 10% на интервале  $\delta \in [0; 0,25]$ .

Частный случай. Напряженно-деформированное состояние при утонении трубы. Рассматривается



Рис. 12. Расчетная схема участка трубы. Цилиндрическая оболочка с независимо утоняемыми секциями 1-5 (нумерация – слева направо):

 а - шарнирное опирание по краям; б - нагрузка (сила, отмечена стрелкой, распределенная по линии вдоль образующей средней (пятой слева) секции; в - контрольные точки 1-5 участок трубы, разбитый на сегменты (рис. 12). При численном решении для определенности взяты размеры и свойства материала следующими:  $E = 2,1\cdot10^{11}$  H/м<sup>2</sup>, диаметр – 0, 5 м, толщина –  $10^{-2}$  м, длина – 11 м, нагрузка – 10 кН.

Рассматриваются утонения секций (указанные на рис. 13) с интенсивностями  $\alpha_1 = \{0,05;0,1;0,2;0,3\}$  и  $\alpha_2 = \{0,05;0,1;0,2;0,3\}$ . Рассчитано при помощи МКЭ (с использованием Shell–элементов) 4 варианта НДС: І – базовый (неутоненный); ІІ – при утонении  $\alpha_1 = \alpha_1^*$ ;  $\alpha_2 = 0$ ; ІІІ – при утонении  $\alpha_1 = 0$ ;  $\alpha_2 = \alpha_2^{**}$ ; IV – при утонении  $\alpha_1 = \alpha_1^*$ ,  $\alpha_2 = \alpha_2^{**}$  (рис. 13). Здесь звездочками обозначены некоторые выбранные значения из приведенных выше наборов  $\alpha_1$ ,  $\alpha_2$ . Далее вычисляются характеристики  $q_W = [W_1 + W_{IV} - (W_{II} + W_{III})]/W_1$ ,  $q_\sigma = [\sigma_1 + \sigma_{IV} - (\sigma_{II} + \sigma_{III})]/\sigma_1$ , где W,  $\sigma$  – некоторые компоненты вектора перемещений и тензора напряжений, выбираемые в одной и той же точке трубы, а римские цифры индексируют описанные выше случаи сочетания утонений.



Рис. 13. Варианты утонения секции: а – утонение секции 2 (вариант II); б – утонение секции 3 (вариант III); в – утонение секций 2 и 3 (вариант IV)

На рис. 14 представлены зависимости характерных распределений прогибов и напряжений вдоль оси трубы  $q_w = q_w(\alpha_1; \alpha_2), q_\sigma = q_\sigma(\alpha_1; \alpha_2),$  а на рис. 15, 16 – зависимости  $\lambda_w = W(\alpha)/W(0), \lambda_\sigma = \sigma(\alpha)/\sigma(0).$ 



Из представленных зависимостей видно, что примерно линейная зависимость компонент W,  $\sigma$  наблюдается не только при достаточно малых  $\alpha$  (до 0,1), но и для значительных величин (до 0,2-0,4). Несоответствие при этом меньше 1 % при  $\alpha$  до 0,3. Если провести линеаризацию по точке с предельными утонениями (0,25; 0,25), то максимальное несоответствие линеаризованной модели и нелинеаризованной по перемещениям – 0,2 %, по напряжениям – 0,5 %. Таким образом, с достаточной для многих случаев точностью можно использовать линеаризованную модель для прогноза НДС в тонкостенной конструкции (в данном случае – труба).

Важно подчеркнуть и другое обстоятельство: при использовании линеаризации по коэффициентам анализа чувствительности погрешности при  $\alpha$  на уровне 0,25 могут составлять 30% и более (по теории малых возмущений).



Рис. 15. Относительное изменение прогибов (а) и напряжений (б) в пяти контрольных точках для различных вариантов угонении секций





Рис. 17. Расчетная схема пуансонматрицы [13]



Рис. 18. КЭМ пуансон-матрицы

предложенный выше подход с перестройкой КЭМ, можно провести серию численных расчетов НДС исследуемой пуансон-матрицы.

Для определенности взяты:  $d_2^0 = 50$  мм,  $d_1^0 = 30$  мм,  $H_0 = 40$  мм,  $p_1 = 200$  МПа,  $p_2 = 50$  МПа,  $p_3 = 40$  МПа. В качестве контролируемых точек для сравнения перемещений и напряжений выбраны точки 1-6 (см. рис. 17). На рис. 19 представлены зависимости  $\alpha_W = W(\alpha)/W(0)$ ,  $\alpha_\sigma = \sigma(\alpha)/\sigma(0)$ , рассчитанные по некоторым компонентам НДС пуансон-матрицы.

Анализ представленных картин дает основание сделать вывод о том, что изменение высоты, внутреннего и внешнего диаметров пуансон-матрицы оказывает практически линейное влияние на ее НДС (за исключением некоторых точек).

Частный случай. Напряженно-деформированное состояние силовой структуры крана-перегружателя при утонении элементов металлоконструкции. Одним из ответственных видов машиностроительных конструкций, потенциально подверженных коррозионному угонению, являются краны-перегружатели [17]. Их силовая структура образуется в виде металлоконструкции (рис. 20), которую нельзя моделировать в виде стержней, пластин или оболочек, а нужно строить

Рис. 16. Сравнение результатов расчетов

НДС трубы с точки зрения степени отклонения от линейности по коэффициентам утонения (для различных точек 1-5

и степеней утонения 5-30%)

Частный случай. Напряженнодеформированное состояние пуансонматрицы разделительного штампа. Во многих случаях разделительные операции листоштамповочного производства предполагают разделительные операции с применение пуансонматриц [10-16] (рис. 17, 18).

При этом в зависимости от конструктивных соображений может варьироваться высота пуансон-матрицы H. Технологические соображения могут диктовать изменение диаметров  $d_1$ ,  $d_2$  (в случае варьирования технологического зазора между режущими кромками пуансон-матрицы, матрицы и пуансона). Таким образом, введя некоторые «номинальные» величины  $H_0$ ,  $d_1^0$ ,  $d_2^0$ , можно рассматривать процессы варьирования H,  $d_1$ ,  $d_2$  как утонение конструкции, задаваемое параметрами  $\alpha_H = H/H_0$ ;  $\alpha_1 = d_1/d_1^0$ ;  $\alpha_2 = d_2/d_2^0$ . Применяя

сложные КЭМ. Такая модель, дополненная авторскими разработками, которые дают возможность варьировать степень угонения или отдельных элементов, или всех секций основной балки, опор и шпренгельной системы, была создана и использована для анализа чувствительности НДС перегружателя ПМГ-20 на различные сценарии угонения элементов силовой структуры.





/базового/ варианта) для 6 контрольных точек:
 а – изменение внешнего диаметра d₁ (в пределах 1мм); б – изменение внутреннего диаметра d₂ (в пределах 0,5 мм); в – изменение высоты H (в пределах 2 мм);
 г – одновременное изменение всех трех параметров (d₁, d₂, H)

Был проведен большой объем расчетов при различных видах нагружения и утонения различных секций конструкции. В частности, на рис. 21 представлены изменение прогибов основной балки в процессе утонения всех элементов металлоконструкции (1 – тележка на ремонтной консоли, 2 – тележка в центре пролета, 3 – тележка на консоли за шарнирной опорой), а на рис. 22 – интегральные зависимости максимальных напряжений от степени утонения для случая нагружения весом грейферной тележки с грузом.

Как показывает анализ, подтверждаются достаточно плавные зависимости характеристик НДС от степени утонения элементов металлоконструкции. Они допускают линеаризацию в диапазоне до 25% утонения с допускаемой погрешностью не выше 5%. Это дает в руки проектантов удобный инструмент для начального обоснования проектных параметров по критериям прочности и жесткости. Кроме того, данная мета-модель дополняется подобными зависимостями, но полученными для случая утонения секций, опор и раскосов.



Рис. 20. Схема верхнего строения мостового перегружателя с номерами структурных элементов [17]: а - шпренгельная система (раскосы № 1-10): б - балка (секции № 1-7); в - верхнее строение; г - модель перегружателя

Рис. 21. Изменение максимального прогиба в балке при утонении всех поверхностей для 3-х вариантов положения тележки:

Рис. 22. Увеличение максимальных напряжений по Мизесу в случае *одновременного* утонения всех поверхностей модели для 3-х вариантов положения тележки при утонении всех поверхностей: а – в шпренгельной системе; б – в балке

<b>→</b> 1
<u> </u>



Это дает возможность для более подробного анализа и синтеза параметров отдельных компонентов конструкции перегружателя.

Частный случай. Напряженно-деформированное состояние при утонении стержня коробчатого сечения. Рассматривается конструкция такого же трубчатого исполнения, как и выше (см. рис. 12,13), но с поперечным сечением в виде прямоугольного короба (рис. 23). Схемы закрепления и утонения – аналогичные. Исследуется влияние степени утонения на спектр собственных частот поперечных колебаний стержня. На рис. 24 представлены характерные зависимости для изменения спектра частот собственных колебаний. Видно, что первые 5 собственных частот изменяются (убывают) примерно по линейной зависимости от степени утонения вплоть до 30%-го утонения.



Рис. 23. Первая собственная форма колебаний шарнирно опертого стержня коробчатого сечения



Рис. 24. Относительное изменение собственных значений частот №№1-5 при утонении (в %) стенок элементов конструкции

Частный случай. Собственные частоты колебаний стержня с утонением средней части сечения. Ставится задача определения реакций спектра поперечных колебаний стержня с поперечным сечением, представленным на рис. 25.

Здесь  $h_2 = K_2 \cdot h_1^0 = const$ ,  $h_3 = K_3 \cdot h_1^0 = const$ , а утоняется внутренняя область «І». Тогда

$$\lambda_{\omega} = \sqrt{\frac{\left[(1-\alpha)^3 + (K_3^3 - K_2^3)\right]}{(1+K_3^3 - K_2^3)}} \cdot \frac{1+K_3 - K_2}{1-\alpha + K_3 - K_2} \ .$$





Рис. 25. Стержень с угоняемой средней частью

Картины изменения  $\lambda_w$  от степени утонения  $\alpha$  – на рис. 26. Видно, что при утонении данного поперечного сечения собственные частоты поперечных колебаний стержня возрастают. При этом линеаризация зависимости  $\lambda_{\omega}(\delta)$  по теории малых возмущений приводит к существенным погрешностям для расчета миграции частот.

Заключение. Предложенный в работе подход к анализу реакции НДС раз-



личных тел на малое утонение, в отличие от традиционной методики анализа чувствительности, предполагает линеарную по итогам серии расчетов путем конечно-элементного моделирования с прямым возмущением КЭМ. При этом было продемонстрировано, что реакция исследуемых конечно-элементных моделей на малое конечное утонение исследуемого тела линеаризуется в достаточно широких пределах с сохранением приемлемой точности. Справедливость данного утверждения продемонстрирована на примерах ряда стержней, оболочек, пластин, массивных тел и сложных конструкций.

Рис. 26. Зависимости λ<sub>ω</sub>

В результате оказывается возможным, проведя серию расчетов с прямым возмущени-

ем конечно-элементной модели при малых, но конечных значениях утонения α, получить набор «реперных» точек для построения линеаризованной метамодели НДС или спектра собственных частот исследуемого объекта. В отличие от аналогичных моделей, построенных на основе традиционных методик анализа чувствительности по теории малых возмущений, данные мета-модели демонстрируют более широкий диапазон применимости на ряде модельных задач для стержней, пластин, оболочек, а также для реальных машиностроительных конструкций. Это обстоятельство дает возможность использовать создаваемые таким образом мета-модели не только для экспресс-анализа и оценочных предварительных расчетов, но и в качестве начальной базы для решения задач синтеза оптимальных параметров проектируемых конструкций, восстановления выгодных начальных профилей конструкций по условию сохранения несущей способности с учетом коррозионного или иного вида утонения, а также отстройки или настройки от/на резонансные режимы. При этом важно, что эти мета-модели сохраняют для некоторых объектов точность вплоть до угонения на уровне 25 – 30% от номинальной толщины, площади сечения или объема, в то время как нормативно установленные предельные величины для многих типов машиностроительных конструкций – на уровне 20 – 25%.

Установлено, что в зависимости от карты утонения могут наблюдаться как сонаправленные, так разнонаправленные изменения пар «перемещениянапряжения», «частоты поперечных колебаний в одной плоскости и в другой». Установлено также, что для некоторых вариантов конструкций возможны сочетания параметров, обеспечивающих квазинулевую чувствительность к степени утонения по прочностным или динамическим характеристикам.

Следует заметить, что неочевидные особенности в реакции компонент НДС и собственных частот на утонение сопровождают достаточно экзотические поперечные сечения при решении модельных задач для стержней. Однако, здесь можно возразить, что для реальных конструкций такая же ситуация может создаться за счет стремления разнести материал силовых элементов на периферию с целью повышения прочностных и жесткостных свойств. Таким образом, полученные решения и эффекты можно считать опорными точками, которые являются ориентирами при интерпретации результатов расчетов для реальных машиностроительных конструкций, особенно для случаев их неочевидной реакции на утонение.

Принимая во внимание, что в настоящее время при наличии значительных вычислительных ресурсов (аппаратных компьютерных комплексов с производительностью сотни Gflops, а также программных комплексов ANSYS, Abaqus, Nastran) проведение многовариантных исследований не очень затратно и продолжительно, то предложенный подход к построению мета-моделей для анализа изменений напряжено-деформированного состояния и спектра собственных частот от утонения элементов машиностроительных конструкций представляется эффективным и продуктивным. В дальнейшем планируется его развитие и адаптация для исследования реакции НДС и спектров частот собственных колебаний объектов транспортной техники, подъемно-транспортного оборудования, транспортных средств специального назначения, оборудования химической, пищевой и фармацевтической промышленности, а также других типов машин, оборудования, сооружений на различные виды утонения.

Список литературы: 1. Марчук Г.И. Методы вычислительной математики / Г.И. Марчук. – М.: Наука. Гл. ред. физ.-мат. лит., 1980. - 536 с. 2. Гузь А. Н. Метод возмущения формы границы в механике сплошных сред / А.Н. Гузь, Ю.Н. Немиш. – К.: Вища шк., 1989. – 352 с. 3. Штейнвольф Л.И. Динамические расчеты машин и механизмов. М.- К.: МАШГИЗ, 1961. - 340 с. 4. Симсон Э.А. Методика анализа чувствительности вибрационных параметров механических систем / Э.А. Симсон, С.А. Назаренко, М. В. Трохман // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – 2/4 (32). – 2008. 5. Голоскоков Е.Г. Нестационарныие колебания механических систем / Е.Г. Голоскоков, А.П. Филиппов. – К.: Наукова думка, 1966. – 335 с. 6. Гринев В.Б. Оптимизация стержней по спектру собственных значений / В.Б. Гринев, А.П. Филиппов. - К.: Наук. думка, 1979. – 211 с. 7. Зенкевич О. Метод конечных элементов в технике / О. Зенкевич. – М.: Мир, 1975. - 542. 8. Fish J. A First Course in Finite Elements PDF / J. Fish, T.Belytschko. - John Wiley & Sons Ltd, 2007. - 336 р. 9. Бабаков И.М. Теория колебаний. - М.: Наука, 1968. - 560 с. 10. Романовский В.П. Справочник по холодной штамповке / В.П. Романовский. – Л.: Машиностроение, 1979. – 520 с. 11. Попов Е.А. Основы теории листовой штамповки / Е.А. Попов. – М.: Машиностроение, 1968. – 283 с. 12. Скворцов Г.Д. Основы конструирования штампов для холодной листовой штамповки / Г.Д. Скворцов. – М.: Машиностроение, 1972. – 360 с. 13. Заярненко Е.И. Расчеты на прочность вырубных матриц и пуансон-матриц для листовой штамповки / Е.И. Заярненко, Н.А. Ткачук, А.В. Ткачук // Кузнечно-штамповочное производство. – 1990.– № 12. – С. 18-21. 14. Ткачук Н.А. Элементы разделительных штампов: методы и модели для исследования напряженнодеформированного состояния / Н.А. Ткачук, А.Я. Мовшович, Ткачук А.Н. // КШП. ОМД. – М.: ООО "Тисо Принт", 2009. – № 2. – С. 16-25. 15. Ткачук А.Н. Термоупругие контактные задачи для элементов штампов и пресс-форм / А.Н.Ткачук, И.Я.Мовшович, Н.А.Ткачук // КШП. ОМД. - М.: ООО "Тисо Принт", 2009. – № 12. – С. 25-32. **16.** *Ткачук А.Н.* Термоупругие контактные задачи для элементов штампов и пресс-форм / А.Н.Ткачук, И.Я.Мовшович, Н.А.Ткачук // КШП. ОМД. – М.: ООО "Тисо Принт", 2010. – № 1. – С. 19-28. **17.** *Гусев Ю.Б.* Обгрунтування параметрів високонавантажених машин на основі моделювання напружено-деформованого стану з урахуванням деградації властивостей основних елементів: автореф. дис. канд. техн. наук: 05.02.02 / Ю.Б. Гусєв; Голов. спец. конструкт.-технол. ін-т. – Маріуполь, 2009. – 20 с.

Поступила в редколлегию 09.02.2012

#### УДК 621.833

# *А.В. УСТИНЕНКО*, канд. техн. наук, доц., ст. науч. сотрудник каф. ТММ и САПР НТУ "ХПИ", Харьков

## МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ УСТА-ЛОСТНОГО РАЗРУШЕНИЯ ЗУБЬЕВ

Зниження габаритів зубчастих передач при одночасному збільшенні потужності, що передається, є актуальною проблемою сучасного машинобудування. Показано необхідність переходу до розрахунку зубців на довговічність з урахуванням останніх досягнень в галузі механіки. Запропоновано схему комплексної математичної моделі втомного руйнування зубчастого колеса. На її основі розроблено методику розрахунку зубців на витривалість у вигляді програмного модуля, що підключається до широко поширених пакетів прикладних програм для розрахунку на міцність і довговічність (наприклад, MSC.Fatigue aбо ANSYS).

Снижение габаритов зубчатых передач при одновременном увеличении передаваемой мощности является актуальной проблемой современного машиностроения. Показана целесообразность перехода к расчету зубьев на долговечность с учетом последних достижений в области механики. Предложена схема комплексной математической модели усталостного разрушения зубчатого колеса. На ее основе разработана методика расчета зубьев на выносливость в виде программного модуля, подключаемого к широко распространенным пакетам прикладных программ для расчета на прочность и долговечность (например, MSC.Fatigue или ANSYS).

Lowering of dimensions of gears at simultaneous increase of transmitted power is an actual problem of a modern machine industry. Necessity of the transition to the calculation of teeth durability in view latest achievements in the field of mechanics is shown. The scheme of a complex mathematical model of gear fatigue damage is presented. On its base the procedure for calculation of endurance teeth as a software module is developed. That is connected to the widespread applications to calculate the strength and durability (eg, MSC.Fatigue or ANSYS).

Актуальность проблемы. Одной из важнейших проблем современного машиностроения является повышение массогабаритных характеристик приводов машин, а, следовательно, их основных элементов – зубчатых передач. Как ранее было показано в [1], одним из путей ее решения является уточнение методик расчетов зубьев на изгибную выносливость.

1. В настоящее время прочностные расчеты эвольвентных зубчатых передач чаще всего выполняются по стандартным методикам ГОСТ и ISO. Также многие фирмы успешно рассчитывают зубья на прочность методом конечных элементов (МКЭ) в объемной постановке, применяя стандартные пакеты ANSYS, MSC.Nastran и др. Однако оба подхода не лишены недостатков, среди которых можно выделить следующие:

2. Определение действующих напряжений  $\sigma_F$  в стандартных методиках основано на плоской задаче теории упругости.

3. Как известно, стандартные допускаемые напряжения  $\sigma_{FP}$  определены для плоской задачи теории упругости по результатам натурных испытаний зубчатых колес на выносливость. В этом случае при обработке результатов экспериментов автоматически учитываются чувствительность материала к концентрации напряжений, влияние внутренних напряжений и т.д. Однако допускаемые напряжения верны только для зубьев, имеющих одинаковые геометрические параметры ( $\alpha$ , *z*, *x*, *m*), материал и термообработку с испытанными. В пределах цилиндрических передач внешнего зацепления со стандартным исходным контуром погрешность невелика. Но для передач с нестандартными исходными контурами и внутренним зацеплением, не говоря уже о перспективных неэвольвентных зацеплениях с выпукло-вогнутым профилем зубьев [2], погрешность расчета с применением этих допускаемых напряжений резко возрастает.

4. При расчете зубьев с помощью МКЭ приходится сравнивать действующие напряжения (определенные на основе пространственной задачи теории упругости) со стандартными допускаемыми напряжениями для случая плоской задачи. Естественно, это приводит к снижению достоверности результатов.

5. Большинство современных программных систем позволяют анализировать долговечность конструкций. Так, в системе ANSYS имеется модуль расчетов на выносливость [3]; в широко распространенный пакет фирмы MSC входит MSC.Fatigue – программа для анализа выносливости и оптимизации конструкции по критериям долговечности [4]. Однако они не позволяют в полной мере моделировать усталостные процессы в зубчатых колесах и других сложнопрофильных деталях.

Цель и постановка задачи. Таким образом, назрела необходимость создания нового подхода к методике расчета зубчатых колес, который учел бы все последние исследования и разработки в области прочности и долговечности деталей машин.

Что касается расчета действующих напряжений, то, как отмечено выше, эта задача успешно решена многими исследователями на базе МКЭ в объемной постановке с применением программных систем для конечноэлементного анализа. Нерешенной остается задача расчета долговечности зубчатых передач на основе математического моделирования усталостных процессов в металлах. Также представляется возможным разработать методику определения допускаемых напряжений по результатам такого моделирования (аналогично тому, как по результатам натурных испытаний на выносливость были выработаны допускаемые напряжения, приведенные в ныне действующих стандартах). При этом возможны два варианта расчета.

1. Определение долговечности передачи путем моделирования процесса усталостного трещинообразования и разрушения. Возможен как детерминис-

тский подход, основанный на критерии ресурса (условие нагрузочной способности записывается в виде  $N_L \ge N_K$ , где  $N_L$ ,  $N_K$  – число циклов напряжений в соответствии с расчетным и заданным сроком службы), так и расчет вероятности безотказной работы ( $P_F($ при  $N_L \ge N_K) \ge P_{F\min}$ , где  $P_F$  – вероятность отсутствия повреждений в течение заданного срока службы;  $P_{F\min}$  – минимальное регламентированное значение  $P_F$ ).

2. Классический расчет, основанный на сопоставлении действующих напряжений  $\sigma_F$  с допускаемыми  $\sigma_{FP}$ . В этом случае  $\sigma_F$  определяются на основе существующих решений пространственной задачи теории упругости, а  $\sigma_{FP}$  – по разрабатываемой методике.

Целесообразно реализовывать предлагаемые модели и методики в виде программных модулей для подключения к существующим системам прочностного расчета и проектирования. Это позволит избежать неизбежного в ином случае дублирования расчета действующих напряжений, воспользоваться существующим программным интерфейсом и базой данных по материалам. Оптимально, на наш взгляд, базироваться на следующих программных комплексах:

– семейство программных продуктов фирмы MSC.Software (пакеты программ MSC.Fatigue, MSC.Nastran, MSC.Patran), как несомненный лидер в компьютерном проектировании с учетом выносливости;

– одна из наиболее популярных у специалистов в области компьютерного инжиниринга программная система конечно-элементного анализа ANSYS, которая в последних версиях содержит мощный модуль оценки долговечности ANSYS nCode DesignLife.

**Пути решения задачи.** В статье [5] в общих чертах поставлена задача создания комплексной математической модели деформируемого тела при объемном напряженно-деформированном состоянии зубьев. К настоящему моменту эта задача подробно проработана, ее решение представлено ниже в виде укрупненной схемы комплексной математической модели усталостного разрушения зубчатого колеса.

Рассмотрим подробнее основные составляющие модели и некоторые теоретические предпосылки, служащие фундаментом для разработки этих составляющих. С целью удобства реализации модель разделена на следующие модули (см. рисунок).

<u>Модуль геометрии зуба колеса.</u> Входными данными являются модуль зацепления *m* и число зубьев *z*, диаметр вершин  $d_a$  и угол наклона зубьев  $\beta$ , ширина венца *b*, параметры исходного контура  $(x, \alpha, h_a^*, h_l^*, c^*, \rho_f^*)$  и (при наличии) модификации профиля. Выходные данные – координаты точек рабочей поверхности и переходной кривой  $(X_i, Y_i, Z_i)$  для последующего построения физико-механической и конечно-элементной модели.

<u>Силовой модуль.</u> Исходными данными является гистограмма нагружения

зубчатой передачи  $T_i(N_{ci})$  в ступенчатом или плавном виде. Возможно применение как детерминистского подхода, так и задание величин нагрузок и частот вращения по случайному закону. Также на данном этапе необходимо определить (хотя бы в первом приближении) внутренние динамические нагрузки  $v_F$ , оказывающие существенное влияние на нагрузочную способность передачи. Для точных зубчатых колес желательно учесть возможное перемещение нагрузки в граничную точку однопарного зацепления, а также ее перераспределение на две пары зубьев. Выходными данными модуля является спектр повреждающих нагрузок  $S(F_{Gi})$ , необходимый для моделирования усталостных процессов и анализа НДС в последующих модулях.



Рис. Модульная структура комплексной математической модели усталостного разрушения зубчатого колеса

<u>Физико-механический модуль.</u> Является "ядром" всей модели. На входе задаются физико-механические и структурные характеристики материала колеса с учетом термической обработки, свойств поверхности (шероховатость, упрочнение), наличия дефектов материала (вакансий, дислокаций). Моделируется процесс образования и развития усталостной трещины. Задача решается в тесной взаимосвязи с модулем НДС для определения микро- и макронапряжений. В качестве основы для моделей усталостного разрушения на первом этапе применен встроенный в MSC.Fatigue метод анализа скорости роста трещины – Crack Growth анализ. В дальнейшем, при разработке уточненных моделей целесообразно применить критерий К. Данг Вана [6], который завоевывает все большую популярность и применя-

ется в модуле nCode DesignLife последних версий системы ANSYS. Также заслуживает внимания и подход В.С. Ивановой к усталостному разрушению металлов с позиций синергетики [7].

<u>Модуль НДС.</u> Производится расчет напряжений в корне зуба с учетом процесса формирования усталостной трещины. Основан на применении МКЭ, реализуется нами при помощи программы MSC.Nastran. При необходимости может быть применена система ANSYS и аналогичные, так как среда MSC.Fatigue позволяет импортировать результаты расчетов конечноэлементных моделей из других программ.

<u>Модуль долговечности</u>. По результатам моделирования процесса развития усталостной трещины в комплексе с анализом НДС выполняется прогнозирование ресурса передачи на основе детерминистского или вероятностного подхода. На первом этапе приняты рассмотренные выше критерии долговечности. В дальнейшем не исключено применение и других оценочных критериев – срока службы передачи до достижения критического размера трещины  $T_{\rm кр}$ ,  $\gamma$ -процентного ресурса и т.д.

<u>Модуль допускаемых напряжений.</u> При необходимости по результатам, полученным в модулях долговечности и НДС, строятся теоретические кривые выносливости в координатах  $N_c - \sigma_{F \, lim}$  (число циклов напряжений до разрушения зубьев – соответствующий ему предел изгибной выносливости) и рассчитываются допускаемые напряжения  $\sigma_{FP}$  для сопоставления с действующими эквивалентными напряжениями  $\sigma_{FF}$ .

**Упрощенный путь решения задачи.** Рассмотренный подход, бесспорно, повысит достоверность расчетов зубчатых передач на выносливость, однако требует мощной вычислительной техники и больших временных затрат. Практически его можно реализовать лишь при применении для математического моделирования и расчета кластерных технологий. При отсутствии подобных компьютерных систем можно предложить альтернативный подход: воспользоваться данными испытаний зубчатых колес, по которым были выработаны ныне действующие нормы предела изгибной выносливости зубьев. В этом случае необходимо провести перерасчет базового предела изгибной выносливости  $\sigma^0_{Flimb}$  методом конечных элементов, исходя из базы испытаний  $N_c - F_{\rm lim}$  (число циклов напряжений до разрушения зубьев – соответствующая ему разрушающая нагрузка). Безусловно, это не поможет при расчете на изгибную выносливость зубьев с нестандартным исходным контуром и неэвольвентных, для которых натурные испытания на выносливость не проводились, но несколько повысит адекватность определения действующих и допускаемых напряжений.

## Выводы:

1. Показана актуальность разработки методов расчета выносливости зубьев на основе математического моделирования усталостных процессов.

2. Предложена модульная структура математической модели усталостного

разрушения зубчатого колеса и решены основные задачи ее подробной разработки.

3. Проверка адекватности математической модели реальным усталостным процессам осуществляется сопоставлением тестовых расчетов с результатами испытаний зубчатых колес, по которым были выработаны нормы предела изгибной выносливости зубьев для ныне действующих стандартных расчетных методик. Эти же результаты могут быть использованы для перерасчета базового предела изгибной выносливости  $\sigma_{F \, limb}^0$  методом конечных элементов при применении выше упомянутого упрощенного подхода.

4. Ведется программная реализация предлагаемой методики расчетов на долговечность в виде программных модулей, подключаемых к системам MSC.Fatigue и ANSYS.

Список литературы: 1. Кириченко А.Ф., Устиненко А.В. К вопросу об определении допускаемых напряжений при расчете зубчатых передач // Вестник НТУ "ХПИ": Сб. научн. трудов. Тем. вып. "Технологии в машиностроении". – Харьков, 2003. – №8. – Т.2. – С.39–44. 2. Павлов А.И. Современная теория зубчатых зацеплений. – Харьков: ХНАДУ, 2005. – 100с. 3. Сайт корпорации ANSYS: http://www.ansys.com/Products/ Simulation+Technology/Structural+Mechanics/ANSYS+nCode+DesignLife. 4. Корпоративный сайт компании MSC.Software: http://www.mscsoftware.com/Products/CAE-Tools/MSC-Fatigue.aspx. 5. Кириченко А.Ф., Устиненко А.В. О математическом моделировании допускаемых напряжений при объемном напряженном состоянии зубьев // Вестник НТУ "ХПИ": Сб. научн. трудов. Тем. вып. "Автомобиле- и тракторостроение". – Харьков, 2004. – №24. – С.31–34. 6. Dang Van K., Griveau B., Message O. On a New Multiaxial Fatigue Limit Criterion: Theory and Application // Biaxial and Multiaxial fatigue, EGA 3. Mechanical Engineering Publications. – London, 1989. – Рр.479–496. 7. Иванова В.С. Синергетика: Прочность и разрушение металлических материалов. – М.: Наука, 1992. – 160с.

Поступила в редколлегию 02.02.12

## УДК 621.833

С.А. ХАНМАМЕДОВ, д-р техн. наук, зав. каф. СЭУ ОНМА, Одесса

## ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ ИЗГИБАЮЩИХ МОМЕНТОВ ПРИ СТАТИЧЕСКОМ НАГРУЖЕНИИ ЗУБЧАТЫХ МУФТ

На прикладі зубчастих муфт з бочкоподібними зубами втулок і прямими зубами обойм експериментальним шляхом в статичних і динамічних умовах знайдені співвідношення між результуючими згинними і крутними моментами, котрі задовільно співпали з розрахунковими даними.

На примере зубчатых муфт с бочкообразными зубьями втулок и прямыми зубьями обойм экспериментальным путем в статических и динамических условиях определены соотношения между результирующими изгибающими и вращательными моментами, которые удовлетворительно совпали с расчетными данными.

Correlations between the resulting bending and torque moments have been determined experimentally on the example of gear couplings with barrel teeth of bushings and straight teeth of cages. Obtained data satisfactori-

**Постановка проблемы.** При перекосе осей агрегатов, соединенных зубчатыми муфтами, в последних возникают изгибающие моменты от действия неуравновешенных усилий и сил трения. Неуравновешенность усилий в каждой паре находящихся в зацеплении диаметрально противоположных зубьев обусловлена смещением усилий к торцам зубьев. Силы трения на рабочих поверхностях зубьев вызваны относительным перемещением зубьев.

Изгибающие моменты оказывают отрицательное влияние на работу машин, перегружая их вследствие дополнительного силового воздействия, что необходимо учитывать при проектировании энергетических установок, соединенных зубчатыми муфтами.

Анализ последних данных. В работах [2-4, 6] приведены теоретические зависимости для определения изгибающих моментов, а также изложены результаты экспериментальных исследований изгибающих моментов от действия неуравновешенных усилий в статических условиях для зубчатой муфты с бочкообразными зубьями втулки и прямыми зубьями обоймы.

Однако в литературе отсутствуют экспериментальные данные о величинах изгибающих моментов от сил трения, что обусловлено сложностью и длительностью проводимых исследований и отсутствием достоверных данных по коэффициентам трения в зоне контакта зубьев.

В связи с этим рекомендации по изгибающим моментам в зубчатых муфтах носят противоречивый характер. В одних случаях предлагается при расчетах зубчатых муфт принимать величину изгибающего момента от сил трения равной 0,1T (T – вращательный момент) [1], в других рекомендуется при хороших условиях смазки моменты от сил трения не учитывать [2, 3]. Кроме того, отсутствуют экспериментально доказанные соотношения между результирующими изгибающими и вращательными моментами, передаваемыми зубчатыми муфтами.

Цель работы – экспериментальное исследование в статических и динамических условиях дополнительных силовых факторов в зубчатых муфтах в виде результирующих величин изгибающих моментов от действия неуравновешенных усилий и сил трения, обусловленных перекосами осей соединяемых валов агрегатов, с целью их сравнения с расчетными данными.

**Изложение основного материала.** В данной работе приведены результаты экспериментальных исследований зубчатых муфт в статических и динамических условиях. Экспериментальные исследования проводились на трех зубчатых муфтах с бочкообразными зубьями втулок и прямыми зубьями обойм. Основные параметры исследуемых зубчатых муфт, при которых определялись изгибающие моменты, приведены в таблице.

Таблица

Параметры исследуемых зубчатых муфт

Номер	Радиус боч-	Шерохова-тость	Угол пере-	Вращатель-	Угловая
зубчатой	кообразности	поверх-ности зубь-	коса осей	ный момент	скорость ω,
муфты	зубьев <i>R</i> , м	ев <i>R</i> <sub>a</sub> , мкм	ψ <sup>.</sup> 10 <sup>3</sup> , рад	<i>T</i> ·10 <sup>3</sup> , Н·м	рад/с
1	0,5	1,25	5; 10; 15;	8;	333;
2	1,5	2,50	20 4; 8; 12	16;	209;
3	2,5	1,87	2,5; 5; 7,5	25	104,5

Все зубчатые муфты имели модуль зацепления m = 6 мм, число зубьев z = 40, коэффициент высоты головки зуба  $h_{\alpha}^* = 1$ , температуру входящего масла  $t_{\rm BX} = 30^{\circ}$ С. Испытания проводились в динамических условиях на двух сортах масла (турбинное 46 и трансформаторное) поочередно при трех значениях вращательных моментов с соответствующими заданными углами перекоса осей, каждому из которых соответствовали по три значения угловых скоростей.

Таким образом, с учетом используемых сортов масла, заданных вращательных моментов, углов перекоса осей и угловых скоростей зубчатые муфты в динамических условиях исследовались на 180 режимах, из которых 72 приходились на первую зубчатую муфту и по 54 - на вторую и третью.

Зубчатые муфты исследовались на установке многоцелевого назначения, кинематическая схема которой приведена на рис. 1. Установка работала по принципу замкнутого силового потока. Устройство 1, состоящее из электродвигателя мощностью 125 кВт и системы клиноременных передач, позволяло регулировать

частоту вращения входного вала в диапазоне n = 200...4000 об/мин.

Силовой поток по замкнутому контуру проходил через две ступени редуктора с зубчатыми колесами 2, 4, 6, 9, исследуемые зубчатые муфты 3, 8 и торсионные валы 11. Закрутка валов при нагружении зубчатых муфт осуществлялась при помощи устройства 5. Устройство 7 позволяло создавать необходимые углы перекоса осей. Зубчатые муфты, подшипники ка-



Рис. 1. Кинематическая схема экспериментальной установки для исследования зубчатых муфт

чения, зубчатые колеса, шлицевые соединения и другие подвижные элементы трения смазывались циркулирующим под давлением маслом.

На каждом режиме исследования снимались показания восьми тензодатчиков 10 (рис. 1) из константановой проволоки диаметром 0,03 мм с базой 5 мм, которые были расположены в четырех сечениях валов 11 (по два сечения на каждом валу) по окружности и отстояли друг от друга на 180°. Все коммуникации на вращающихся элементах закреплялись полосками фольги, приваренными с помощью импульсной сварочной машины. Передача сигналов с тензодатчиков производилась токосъемником, установленным на валу приводного механизма. В качестве измерительной аппаратуры использовались осциллограф H-115 и шестиканальный тензометрический усилитель бУТ-4. Относительные деформации записывались при скорости 0,25 м/с. Показания амплитудных значений тензодатчиков для каждой из зубчатых муфт усреднялись.

Экспериментальные значения результирующих изгибающих моментов определялись из выражения [6]

$$M_{\Sigma} = \pi E \varepsilon_i D_{\rm H}^3 (1 - \alpha_0^4) / (32(1 - v^2)) , \qquad (1)$$

где  $\varepsilon_i$  – относительная деформация, определяемая по показаниям тензодатчиков 10 (рис. 1), наклеенных на валах 11 установки; E – модуль упругости материала вала; v – коэффициент Пуассона;  $\alpha_0 = D_{\rm B}/D_{\rm H}$  – коэффициент, характеризующий отношение внутреннего диаметра вала  $D_{\rm B}$  к наружному  $D_{\rm H}$ .

После замеров результирующих изгибающих моментов в рабочих условиях были замерены упругие изгибающие моменты от действия неуравновешенных усилий в статических условиях на экспериментальной установке, описанной в работе [6].

Экспериментальные значения изгибающих моментов от неуравновешенных усилий определялись из выражения

$$M_{\rm H} = \pi E \varepsilon_i (S - L_i) D_{\rm H}^3 (1 - \alpha_0^4) / [32(1 - v^2)S], \qquad (2)$$

где  $\varepsilon_i$  – относительная деформация, определяемая по показаниям тензодатчиков, наклеенных на валу установки; *S* – расстояние от середины зубьев исследуемой зубчатой муфты до места контакта смещаемого вала с опорой;  $L_i$  – расстояние от середины зубьев втулки до тензодатчика.

Величины относительных деформаций снимались по показаниям четырех тензодатчиков, расположенных в двух сечениях вала на расстояниях  $L_1$  и  $L_2$  от середины зубъев втулки. Все тензодатчики находились в плоскости перекоса осей, при этом два верхних тензодатчика работали на растяжение, а два нижних - на сжатие. Влияние температурной нестабильности учитывалось компенсационными датчиками, наклеенными на пластину. Тарировка измерительного тракта проводилась с помощью балки.

Величины упругих изгибающих моментов при удалении от зубчатой муфты к концу смещаемого вала уменьшились по линейному закону, поэтому  $\varepsilon_{i1}/\varepsilon_{i2} = (S - L_1)/(S - L_2)$ . Замеренные показания диаметрально противоположных тензодатчиков усреднялись. Величины вращательных моментов и углы перекоса осей принимались такими же, как при исследовании  $M_{\Sigma}$ . Следовательно, каждому

значению  $M_{\rm H}$ , найденному при исследовании зубчатых муфт в статических условиях, соответствовали шесть значений  $M_{\Sigma}$ , полученных в рабочих условиях.

Изгибающие моменты от сил трения определялись из выражения

$$M_{\rm rp} = \sqrt{M_{\rm H}^2 \sin^2 \alpha_{\omega} + (M_{\Sigma} - M_{\rm H})} - M_{\rm H} \sin \alpha_{\omega}, \qquad (3)$$

полученного из решения уравнения [6]

$$M_{\Sigma} = \sqrt{(M_{\rm H} + M_{\rm Tp} \sin \alpha_{\omega})^2 + M_{\rm Tp}^2 \cos^2 \alpha_{\omega}} .$$
 (4)

На рис. 2 показаны графические зависимости  $M_{\Sigma}$  и  $M_{\rm Tp}$  от угла перекоса осей для трех значений

вращательных момен-Т TOB при  $\omega = 104.5$  рад/с. Из рис. 2 следует, что результирующие изгибающие моменты и моменты от сил трения возрастают при уменьшении угловых скоростей, использовании менее вязких масел и увеличении вращательных моментов, углов перекоса осей, радиусов бочкообразности зубьев.

При снижении вязкости масла ухудшаются условия смазки в зоне контакта зубьев, возрастают коэффициенты трения, что приводит к росту М<sub>тр</sub>, а следовательно, и к росту  $M_{\Sigma}$ . Увеличение угловых скоростей улучшает условия смазки зубьев характеризуется И возрастанием толщин масляных слоев между ними, а также сни-



трения  $(a, \delta, e)$  и результирующих моментов (c, d, e) в зависимости от угла перекоса осей при:

*a*, z - R = 0,5 м;  $\delta$ ,  $\partial - R = 1,5$  м;  $\delta$ , e - R = 2,5 м (- турбинное масло; - - трансформаторное)

жением потерь на трение, что способствует уменьшению изгибающих моментов.

Результирующие изгибающие моменты  $M_{\Sigma}$  в зубчатых муфтах, составляют 12-17% от передаваемых вращательных моментов T.

Сравнение экспериментально полученных величин  $M_{\Sigma}$  и  $M_{\rm тp}$  с теоретическими, подсчитанными по зависимостям [6] и учитывающими все основные факторы, от которых зависят величины изгибающих моментов, показало, что расхождения между ними не превышают 2,5%.

#### Выводы

1. Установлено, что замеренные и расчетные значения результирующих величин изгибающих моментов от действия неуравновешенных усилий и сил трения в зубчатой муфте с бочкообразными зубьями втулок и прямыми зубьями обойм практически совпадают друг с другом и не выходят за пределы общей погрешности, характерной для данного случая, что подтверждает правомерность использования в расчетной практике теоретических зависимостей для определения  $M_{\Sigma}$ .

2. Показано, что при малых радиусах бочкообразности зубьев ( $R \le 0.5$  м) результирующие величины изгибающих моментов  $M_{\Sigma}$  практически определяются моментами от сил трения. Изгибающие моменты  $M_{\rm H}$  составляют не более 7% от  $M_{\Sigma}$  при  $\psi \le 10 \cdot 10^{-3}$  рад. При  $\psi > 10 \cdot 10^{-3}$  рад влияние  $M_{\rm H}$  на  $M_{\Sigma}$  достигает уже 20% от  $M_{\Sigma}$ , а при  $\psi = 20 \cdot 10^{-3}$  рад – 30%. При увеличении радиусов бочкообразности зубьев влияние  $M_{\rm TP}$  на  $M_{\Sigma}$  уменьшается, и при R = 2,5 м,  $\psi = 7,5 \cdot 10^{-3}$  рад моменты  $M_{\rm TP}$  составляют от  $M_{\Sigma}$  не более 20%.

Список литературы: 1. Поляков В.С. Справочник по муфтам / В.С. Поляков, И.Д. Бар-баш, О.А. Ряховский / Под ред. В.С. Полякова. – Л.: Машиностроение, 1979 – 343 с. 2. Попов А.П. Экспериментальное исследование зубчатых соединений с криволинейными образующими зубьев в статических условиях / А.П. Попов, В.В. Алек-сеенко // Сложность и долговечность судовых машин и механизмов: Тр. Николаев. судостроит. ин-та. – 1973. – Вып.75. – С. 54 - 65. 3. Попов А.П. Определение изгибающих моментов в зубчатых муфтах с криволинейными образующими зубьев / А.П. Попов // Судостроение и морские сооружения: Респ. мехвед. науч.-техн. сб. – 1974. – Вып.23. – С. 76-82. 4. Попов А.П. К вопросу исследования моментов от сил трения в зубчатых муфтах / А.П. Попов // Судовое энергомашиностроение: Тр. Николаев. судостроит. ин-та. – 1976. – Вып.109. – С.3-9. 5. Попов А.П. Коэффициенты трения в зубчатых муфтах судовых агрегатов / А.П. Попов. – Судостроение: Респ. науч.-техн. сб. – 1984. – Вып.33. – С. 78-83. 6. Попов А.П. Зубчатые муфты в судовых агрегатах / А.П. Попов. – Л.: Судостроение, 1985. – 237 с.

Поступила в редколегію 13.02.2012

#### УДК 621.778

*В.Г. ХРОМОВ,* д.т.н., зав. каф. технической механики и машиноведения СевНТУ, Севастополь; *О.В. ХРОМОВ,* ассистент каф. автомобильного транспорта СевНТУ, Севастополь; *Р.В. КОВРЫЖЕНКО,* магистрант СевНТУ, Севастополь

## ИССЛЕДОВАНИЯ ВЫНУЖДЕННЫХ КРУТИЛЬНЫХ КОЛЕБАНИЙ ТЕЛА С ОДНОСТОРОННЕЙ УПРУГОЙ И ПОДВИЖНОЙ ФРИКЦИОННОЙ СВЯЗЯМИ ПРИ ГАРМОНИЧЕСКОМ ВОЗМУЩЕНИИ

Розглядаються проблемні питання моделювання і числового аналізу коливань нелінійних систем в додатку до машин для перемотування довгомірних тонких виробів.

Рассматриваются проблемные вопросы моделирования и численного анализа колебаний нелинейных систем в приложении к машинам для перемотки длинномерных тонких изделий. The paper deals with the problems related to modeling and numerical analysis of oscillations of nonlinear system with regard to equipment for winding of long-length thin products.

Введение. Моделирование и количественный анализ колебаний механических систем с односторонними упругими и подвижными фрикционными связями является одной из актуальных задач теории нелинейных колебаний [1, 2]. Различные аспекты данной задачи рассматривались и в прикладных работах, связанных с крутильными колебаниями катушек в машинах для производства многопроволочных витых изделий [3-6]. В работе [5] исследовано влияние собственных демпфирующих свойств системы и функции трения на вынужденные колебания приемной катушки намоточного станка. При этом рассматривался случай периодического импульсного возмущения. Не меньший практический интерес представляет теоретический анализ колебаний при других видах возмущений.

Цель настоящей работы – исследование влияния односторонней упругой связи на амплитуду крутильных колебаний приемной катушки намоточного станка при наличии гармонического возмущения.

Расчетная схема исследуемой механической системы с одной степенью свободы представлена на рис. 1. Это так называемая эквивалентная обращенная схема процесса перемотки, когда свободный конец изделия остается неподвижным, а приемная катушка совершает колебания около положения статического равновесия. Предполагается, что питающая катушка вместе с несущим валом представляют одно твердое тело, установленное на подшипниковых опорах с возможностью вращения.

Свободный отрезок намотанного на катушку длинномерного изделия представляет собой одностороннюю упругую связь. Для создания начального технологического натяжения изделия служит фрикционная муфта (подвижная фрикционная связь). Один из дисков фрикционной муфты установлен на валу двигателя и вращается с постоянной угловой скоростью  $\omega_0$ , другой диск установлен на валу катушки и вместе с ней может совершать крутильные колебания. Кулачковый механизм обеспечивает периодическое изменение натяжения упругой связи  $\Delta_A(t)$ .

На катушку действуют:  $M_y = -F_y(\Delta) \cdot r$  – момент силы упругости (r – радиус намотки изделия на катушку), зависящий от деформации упругой связи  $\Delta$ ;  $M_{\phi}$  – момент трения со стороны подвижной фрикционной связи (далее предполагается постоянным по величине);  $M_{mn} = -F_{mn} \cdot r$  – момент приведенной силы трения за счет рассеяния энергии в перематываемом изделии;  $M_{ms}$  – приведенный момент трения, за счет рассеяния энергии в опорном узле и катушке.

На основании анализа схемы по рис. 1 можно записать следующее дифференциальное уравнение колебаний катушки, а также функцию для определения переменного натяжения длинномерного изделия (сила упругости) при воздействии кинематического возмущения вида  $\Delta_A(t) = a \cdot \sin(\omega_1 \cdot t)$ :

 $J\ddot{\varphi} = M_{y} + M_{0} - M_{mn} - M_{mn}$ 

или

$$J\ddot{\varphi} = if \left\{ \varphi < 0, 0, -c \cdot r \cdot \left[ r \cdot \varphi + a \cdot \sin(\omega_1 \cdot t) \right] \right\} + M_0 \cdot sign(\omega_0 - \dot{\varphi}) - - r \cdot \left( B_{n_1} \cdot sign(\dot{\varphi}) + B_{n_2} \cdot \dot{\varphi} \cdot r + B_{n_3} \cdot sign(\dot{\varphi}) \cdot \dot{\varphi}^2 \cdot r^2 \right) - - \left( C_1 \cdot sign(\dot{\varphi}) + C_2 \cdot \dot{\varphi} + C_3 \cdot sign(\dot{\varphi}) \cdot \dot{\varphi}^2 \right),$$
(1)

$$F_{y}(t) = if \{ \varphi < 0, 0, -c \cdot \left[ r \cdot \varphi(t) + a \cdot \sin(\omega_{1} \cdot t) \right] \}, \qquad (2)$$



где  $\varphi$  – угол отклонения катушки от состояния статического равновесия;  $\dot{\varphi}$  – угловая скорость вращения; *с* – жесткость перематываемого изделия;  $\omega_0$  – угловая скорость вращения фрикционной муфты;  $B_{in}$  – коэффициенты трения перематываемого изделия;  $C_i$  – коэффициенты трения опорного узла с катушкой.

опорного узла с катушкой. Рассмотрим пример системы со следующими характеристиками. Односторонняя упругая связь представляет собой тонкую стальную прядь конструкции (1+6+12) диаметром 1,02 мм. Начальное технологическое натяжение пряди равно  $F_0 = 30$  *H*. Питающая катушка с наружным диаметром 200 мм имеет стандартные размеры. Осевой момент инерции катушки с валом и намотанной прядью равен J = 0,03 кг · м<sup>2</sup>, текущее значение радиуса сматывания r = 0,045 *м*, собственная частота крутильных колебаний катушки k = 54,15 c<sup>-1</sup> (или  $n = 30k/\pi = 517$  об/мин), период собственных колебаний

T = 0,116 c. Коэффициенты трения для упругой связи:  $B_{1n} = 0,0034$ ,  $B_{2n} = 7$ ; для опорного узла с катушкой:  $B_{3n} = 172$ ,  $C_1 = 5,697 \cdot 10^{-3}$ ,  $C_2 = 0,152$ ,  $C_3 = 0,087$ . Значения указанных коэффициентов трения взяты из работы [5].

Численное решение уравнения (1) и построение необходимых графиков

выполняли с использованием стандартного математического пакета при указанных выше исходных данных и различных значениях амплитуды кинематического возмущения *а* для двух вариантов математической модели трения:

1) модель, включающая комбинированные степенные функции трения с приведенными выше значениями коэффициентов  $B_{n1}$ ,  $B_{n2}$ ,  $B_{n3}$  и  $C_1$ ,  $C_2$ ,  $C_3$ ;

2) упрощенная модель, включающая энергетически эквивалентные простые степенные функции трения с коэффициентами  $B_{n2} = 7,7$  кг/с,  $C_2 = 0,22$  кг/с,  $B_{n1} = B_{n3} = 0$ ,  $C_1 = C_3 = 0$  [5].

Результаты численного решения представлены на рис. 2, 3 в виде фазовых портретов. Видно, что при значении амплитуды кинематического возмущения  $a = 1 \cdot 10^{-4}$  м фазовые портреты (рис. 2, а и рис. 3, а) имеют форму эллипса, т.к. угол поворота катушки в любой момент времени удовлетворяет условию  $\varphi \ge 0$ . Это значит, что длинномерное изделие в данном случае все время находится в растянутом состоянии и ведет себя как двухсторонняя упругая (линейная) связь.



По мере дальнейшего увеличения амплитуды синусоидального возмущения, например, при  $a = 4,7 \cdot 10^{-4}$  м угол поворота катушки может принимать отрицательные значения, в эти моменты времени натяжение становится равным нулю. Тогда перематываемое изделие начинает вести себя как односторонняя (нелинейная) упругая связь, и фазовый портрет приобретает более сложный, несимметричный вид (рис. 2, б и рис. 3, б).



Необходимо отметить, что в приложении к рассматриваемой задаче наибольший практический интерес представляет не анализ кругильных колебаний



катушки, а характер и амплитуда колебаний натяжения изделия  $F_y$ . Поэтому при построении амплитудно-частотной характеристики (зависимость коэффициента динамичности  $\mu$  от параметра

 $z = \frac{\omega_1}{k} = \frac{n_1}{n}$ ) коэффициент динамичности в данной работе рассчитывается по формуле  $\mu = F_{ymax} / F_0$ , где  $F_{ymax}$  – максимальное значение амплитуды колебаний натяжения перематываемого изделия на осциллограмме, построенной согласно функции (2);  $F_0$  – заданная величина среднего натяжения при отсутствии колебаний катушки. Ввиду нелинейного

характера математической модели исследуемого процесса расчет натяжения  $F_{y\max}$  и построение характеристик  $\mu(z)$  также осуществляли на основе многократного численного решения дифференциального уравнения стационарных колебаний и последующего анализа расчетных осциллограмм при различных значениях варьируемых параметров a, z. Расчетные характеристики  $\mu(z)$  для ука-

занных выше исходных данных и моделей трения приведены на рис. 4, 5.

комбинированной функции трения:  $1 - a = 1 \cdot 10^{-4}$  м;  $2 - a = 4,7 \cdot 10^{-4}$  м;  $3 - a = 7 \cdot 10^{-4}$  м;  $4 - a = 8,6 \cdot 10^{-4}$  м

Видно, что форма амплитудно-частотных характеристик в силу нелинейности упругой связи существенно зависит от амплитуды синусоидалькинематического возмущения. ного При  $a = 10^{-4}$  м, как и следовало ожидать, характеристика имеет традиционный вид с одним максимумом при z = 1, поскольку упругая связь в этих условиях имеет линейный характер. По мере увеличения амплитуды возмущения а упругая связь становится нелинейной. При этом зона экстремума смещается влево, и при  $a > 5 \cdot 10^{-4}$  м графики АЧХ раздваиваются – появляются две зоны резкого повышения амплитуды колебаний натяжения.

Из графиков также видно, что две указанные выше энергетически эквивалентные функции тре-

ния дают различные значения амплитуды колебаний исследуемой системы. При этом относительная разница расчетных амплитуд в околорезонансных

зонах может составлять (10 - 30) %.

**Вывод.** При проектировании механических систем с односторонними упругими связями необходимо учитывать, что собственная частота колебаний является переменной величиной и существенно зависит от амплитуды возмущения. При увеличении интенсивности возмущения выше некоторого порогового значения на амплитудно-частотной характеристике исследуемой системы может появляться два экстремума со скачкообразными участками. Можно предположить, что в зонах скачкообразного изменения АЧХ система становиться неустойчивой. Это и является предметом дальнейших исследований.

Список литературы: 1. Каудерер Г. Нелинейная механика / Г.Каудерер. – М.: Изд. Иностранной лит-ры. – 1961. – 778 с. 2. Кразельский И.В. Фрикционные автоколебания / И.В.Крагельский, Н.В.Гитис. – М.: Наука, 1987. – 181 с. 3. Бохонский А.И. Колебания катушек в канатовьющих машинах / А.И. Бохонский, Е.В. Хромов // Динамика и прочность машин. Вестник НТУ ХПИ – Харьков, 2001. – №25. – С. 53 – 56. 4. Хромов Е.В. Компьютерный анализ процесса колебаний технологического натяжения элементов каната при свивке / Е.В.Хромов, О.В.Хромов // Стальные канаты: сборник научных трудов. – Одесса, 2008. – №6. – С. 202 – 208. 5. Хромов О.В. Моделирование вынужденных колебаний технологического натяжения длинномерного изделия в процессе перемотки с учетом демпфирующих свойств исследуемой системы / О.В.Хромов // Вісник СевНТУ: механіка, енергетика, екологія. – Севастополь: вид-во СевНТУ, 2010. – Вып. 110. – С. 175 – 178. 6. Хромов В.Г. Нестационарные колебания катушки намоточного станка с нелинейными характеристи-ками внутреннего демпфирования / В.Г.Хромов, О.В.Хромов // Вісник НТУ «ХПІ». – Харків: НТУ «ХПІ». – 2011. – №22. – С. 141 – 146.

Поступила в редколлегию 30.01.2012

УДК 621: 539.3

*П.В. ЧУРБАНОВ*, нач. бюро КОГКО НТК ЧАО «АзовЭлектроСталь», Мариуполь

## ВОССТАНОВЛЕНИЕ НАГРУЗОЧНОЙ СПОСОБНОСТИ НЕСУЩЕЙ МЕТАЛЛОКОНСТРУКЦИИ С УСТАЛОСТНЫМ ПОВРЕЖДЕНИЕМ НА ПРИМЕРЕ РАМЫ ХОДОВОЙ ОТВАЛООБРАЗОВАТЕЛЯ ОШС – 4000/125

Описано інженерний підхід до відновлення навантажувальної здатності на прикладі ходової рами відвалоутворювача. Описано пошкодження рами та способи його усунення.

Описан инженерный подход к восстановлению несущей способности на примере ходовой рамы отвалообразователя. Описано повреждение рамы и способы его устранения.

An engineering approach is described to renewal of load capacity on the example of spreader working frame. The damage of frame and methods of its removal are described.

Введение. Тяжелонагруженные крупногабаритные машины работают в

тяжелых условиях эксплуатации. В связи с возможными поломками возникает проблема ремонта непосредственно на предприятии. Это вынуждает при проектировании машин данного класса предусмотреть такую возможность. В работе на примере ходовой рамы отвалообразователя ОШС – 4000/125 описан один из предлагаемых видов ремонта.



Рис. 1. Отвалообразователь ОШС – 4000/125 (зав. №1)

Описание проблемы. На протяжении 10 лет (по истечению нормативного срока службы) с 2001 г. по 2011 г. было выполнено три обследования несущей и вспомогательной металлоконструкции отвалообразователей ОШС – 4000/125 зав. №1 и № 2 (рис. 1, 2) Навоийского горно-металургического комбината (НГМК), Республика Узбекистан.

При обследовании были применены визуальный метод контроля, метод акустической эмиссии и инст-

рументальный, включающий измерение толщины и твердости элементов несущих металлоконструкций. Также выполнен подробный анализ ремонтной и эксплуатационной документации за отчетный период, ведущейся обслуживающим персоналом отвалообразователей в процессе работы. По результатам обследований стало очевидно, что наиболее подвержены усталостному разрушению узлы металлоконструкции опорно-ходового оборудования. Это обусловлено интенсивными, многокритериальными условиями нагружения,



включающими выполнение рабочих операций; собственный вес металлоконструкций; вес установленного оборудования: механизмы, помещения, лестницы площадки и.т.д.; ветровые нагрузки; уклон рабочей

Рис. 2. Отвалообразователь ОШС – 4000/125 (зав. № 2)

площадки; несинхронность работы механизмов; погрешности при сборке и изготовлении; изменение геометрических параметров сечений металлоконструкции в процессе эксплуатации: коррозия, местные деформации и т.д. Таким



образом, в конструкции машины много проблемных элементов. Рассмотрим один из наиболее нагруженных.

Рама ходовая. Расчетная схема. В качестве примера рассмотрим раму ходовую

Рис. 3. Металлоконструкция рамы ходовой отвалообразователя ОШС – 4000/125

(рис. 3), представляющую собой пространственную металлоконструкцию коробчато-балочного типа, материал - сталь 09Г2С и 10ХСНД, толщина использованного проката при изготовлении – от 20 мм до 36 мм. Общая масса металлоконструкции – 40000 кг. Расчетная схема представлена на рис. 4, а



Рис. 4. Схема приложения сил и нагрузок на раму ходовую ОШС - 4000/125

прикладываемые нагрузки в таблице.

Расчет конструкции по системе выполнялся допускаемых напряжений, факторы неопределенности расчета учитывались посредством коэффициента запаса прочности. Расчетным путем определен запас в 1.6-1.8.

Проблемы, возникающие на практике. В соответствии с журналом ремонтных работ в конце 2007 г. (ориентировочно через 6 месяцев после планового - второго обследования) началось развитие усталостных трещин на стенках в районе «стакана» второго гидроцилиндра, параллельно с данным дефектом был выявлен люфт в шарнире оси крепления балки балансирной.

Таблииа

Действующие нагрузки на металлоконструкцию рамы ходовой

N⁰	Нагрузка	Обозначение	Примечание
1	Вес кабины гидрооборудования	$P_{\kappa.r.o.}$	по КД
2	Вес кабины электро- оборудования	Р <sub>к.эл.о.</sub>	по КД
3	Опирание рамы хо- довой	$Q_1, Q_2, Q_3, Q_4$	по КД
4	Давление гидродомкратов	P <sub>1</sub> , P <sub>2</sub> , P <sub>3</sub>	Значение изменяется в зависимости от принимаемого уклона площадки
5	Ветровая нагрузка	F <sub>1</sub> , F <sub>2</sub> , F <sub>3</sub>	Расчет ведется при различных направлениях

В соответствии с ремонтной документацией, разработанной сотрудниками центрального рудоуправления НГМК, выполнены следующие работы: изготовлена новая ось крепления балки балансирной; выполнена наплавка в проушинах балки балансирной с последующей расточкой посадочной поверхностью под установку оси; установлены и вварены дополнительные торцевые ребра; на концах трещин в стенках засверлены отверстия-ловители, трещины разделаны и заварены, усиление швов снято, установлены листынакладки с габаритными размерами: длина (ориентировочно) 2500 мм и высота – 1140 мм с последующей обваркой по периметру.

В 2009 г. в области основания «кармана» начали развиваться трещины, вначале от торца стенки основной металлоконструкции, в течении месяца перешедшие на лист усиления. В целях снижения простоев конвейерной линии, работниками службы эксплуатации был выполнен вынужденно ускоренный ремонт, включавший: разделку и заварку трещин в листе усиления с последующей установкой второго дополнительного листа.

В процессе третьего обследования (май-июнь 2011 г.) была зафиксировано наличие множественных усталостных трещин, вновь развившихся с торца стенки



правой стенки в основании

«кармана»



Рис. 6. Усталостные трещины левой стенки в основании «кармана»



Рис. 7. Рама ходовая и балка балансирная, схема АЭ – контроля

основной металлоконструкции и перешедших на первый, а позже и второй лист усиления (рис. 5, 6). Описанный процесс произошел на обоих отвалообразователях, с разницей по времени в 6-7 месяцев. Он

обусловлен более интенсивной работой ходового оборудования машины №1. Данные, полученные посредством визуального осмотра, были подтверждены показаниями датчиков акустико-эмиссионного контроля, а именно: при проведении АЭ-контроля рамы ходовой обнаружен критически активный источник АЭ 3-го класса в районе 1-го

## ПАЭ (рис. 7, 8).

Пути устранения проблемы. Ремонт узла выполнялся 10 дней, в две смены по 12 часов, двумя бригадами рабочих под руководством специалистов ОАО «Азовмаш» и включил в себя следующий объем работ: удаление первого и второго листов усиления, а также стенок основного металла (рис. 9); удаление распорных диафрагм «стакана» гидроцилиндра в связи с

выявлением в них (при вскрытии) множественных трещин (рис. 10); установка и приварка вновь изготовленных деталей с сопутствующей проковкой и последующим контролем УЗД

сварных швов (рис.11). При проведении повторного АЭ-контроля рамы ходовой (после ремонта) развивающихся дефектов не обнаружено (рис. 12).

По окончании ремонтных работ были успешно проведены статические и динамические испытания металлоконструкции с приложением нагрузок в соответствии с полным циклом работы отвалообразователя.

**Выводы.** По итогам разработки оперативного способа восстановления нагрузочной способности



Рис. 8. Локационная картина источников с нанесением особенностей объекта до ремонта



Рис. 9. Удаление поврежденных стенок и листов усиления



Рис. 10. Трещина на диа-

фрагме (типовой дефект)

рис. 12. Локационная картина источников

с нанесением особенностей объекта после ремонта

ходовой рамы и других элементов отвалообразователя, а также его практической реализации, можно сделать следующие выводы.

- в процессе выполнения первого ремонта необходимо было обязательное

вскрытие основных стенок и удаление растрескавшихся диафрагм, создавших местное ужесточение и послуживших причиной образования трещин на стенках;

 установка листов с габаритами 2500 мм на 1140 мм и последующей обваркой по периметру не дала требуемого результата, так как листы не имели достаточной жесткости и устойчивости, как не дала требуемого результата и последующая установка вторых, меньших листов-накладок в районе основания «кармана»;

 после проведения описанных выше ремонтных работ по предложенной схеме узел является работоспособным и допускается в дальнейшую эксплуатацию с проведением следующего планового обследования через четыре года;

 учитывая перспективность и работоспособность примененной в данной мапине схемы отвалообразования, а также имея достаточное количество данных по результатам обследований и наблюдений в процессе проектирования, монтажа и работы, необходимо создание более совершенной методики расчета с учетом максимального количества действующих на металлоконструкции факторов нагружения. Это позволит добиться оптимизации и повышения прочностных характеристик узлов металлоконструкций опорно-ходовой оборудования и всей машины в целом.

Указанные исследования определяют дальнейшие работы в данном направлении.

Список литературы: 1. Соколов С.А. Металлические конструкции подъемно-транспортных машин / С.А. Соколов. – Санкт-Петербург: Политехника, 2005. – 422 с. 2. Конструкции грузоподъемных кранов металлические. Капитальный ремонт. Технические условия ТУ У 29.2-21674530-001-2003, Киев. 3. Техническая диагностика. Котлы, сосуды под давлением и трубопроводы. Акустико-эмиссионный метод контроля. СТП 50.01-2000, Киев ТК 78, "ТДнК". 4. ОТЧЕТ №1. Экспертно-техническое обследование (диагностирование) отвалообразователя ОШС-4000/125 зав.№1, Мариуполь 2011 г. 5. ОТЧЕТ №2. Экспертно-техническое обследование (диагностирование) отвалообразователя ОШС-4000/125 зав.№1, Мариуполь 2011 г. 5. ОТЧЕТ №2. Экспертно-техническое обследование (диагностирование) отвалообразователя ОШС-4000/125 зав.№2, Мариуполь 2011 г.

Поступила в редколлегию 25.01.12

## УДК 539.3

## **В.М. ШЕРЕМЕТ**, аспірант каф. ТММ і САПР, НТУ "ХПІ", Харків

## ДЕФОРМУВАННЯ ПОВЕРХНІ ДИСКРЕТНО ЗМІЦНЕНИХ ДЕТАЛЕЙ ПРИ ЕКСПЛУАТАЦІЙНОМУ НАВАНТАЖЕННІ

У статті описані дослідження зміни номінального профілю поверхні дискретно зміцнених деталей. На прикладі фрагменту колінчастого валу ДВЗ проведено дослідження зміни початкового профілю поверхні. Виявлено, що профіль стає пагорбистим. Цей ефект названо « Δ –ефект».

В статье описаны исследования изменения номинального профиля поверхности дискретноупрочненных деталей. На примере фрагмента коленчатого вала ДВС проведено исследование изменения начального профиля поверхности. Выявлено, что профиль становится холмистым. Этот эффект назван "∆-эффект". In the paper researches of nominal profile change of discretely strengthened details surface are described. A study of surface initial profile change is conducted on example of combustion engine crank-shaft fragment. It is detected that profile becomes hump-shaped. This effect is named " $\Delta$ - effect."

Вступ. У роботах [1-6] запропоновано новий спосіб підвищення ресурсу та забезпечення високої надійності, довговічності, технічних характеристик форсованих двигунів транспортної техніки за рахунок дискретного зміцнення, а також його впровадження у виробництво з метою збільшення конструктивної міцності важконавантажених елементів машин.

Цей новий спосіб формування зносостійких поверхонь металевих виробів (дискретне зміцнення) є альтернативою стандартним технологіям поверхневого гартування і азотування при виготовленні і ремонті високонавантажених деталей. При цьому обґрунтування технологічних параметрів дискретного зміцнення проводилося в основному експериментальним шляхом у виробничих та лабораторних умовах. Цей шлях є досить тривалим та затратним. З іншого боку, у роботах [6-8] були запропоновані нові підходи, методи та моделі для комп'ютерного моделювання *напружено-деформованого стану* (*HДС*) елементів складних та надскладних систем. У зв'язку з цим пропонусться вдосконалити та адаптувати методи комп'ютерного моделювання HДС до аналізу зміни форми дискретно зміцнених деталей при дії на них експлуатаційного навантаження. Це дуже важливий чинник, оскільки для дискретно зміцнених деталей машин постають задачі забезпечення не тільки міцности, але й високих трибатехнічних характеристик, а останні сильно залежать від рельєфу поверхні тіл, що перебувають у контакті.

Постановка задачі. Як відзначається у [1, 9, 10], для забезпечення високих триботехнічних характеристик деталей, що перебувають у рухомій контактній взаємодії, зокрема, деталей ДВЗ, досить широко застосовується спосіб створення поверхонь з рівномірно розташованими мікрозаглибинами, які поліпшують змащення, підвищують опір адгезії і корозії, скорочують період припрацювання. На відміну від терміну «шорсткість» для таких поверхонь введені поняття «мікрорельєф» та «макрорельєф» поверхні. Також відмічається, що розвинена система заглиблень забезпечує можливість проникнення мастильного середовища в зону тертя. Рівномірний мікро- та макрорельєф забезпечує локалізацію абразивних частинок середовища і продуктів зношування, що знижує ймовірність заклинювання пари тертя. Циркулююче заглибинами мастило покращує охолодження контактної поверхні.

Слід відмітити, що поверхні деталей, оброблені методом дискретного зміцнення, піддаються фінішній обробці шліфування, тобто мають після цього досить високу якість поверхні, яка мало відхиляється від ціліндричної чи плоскої форми. Проте це може відбуватися при дії навантаження, оскільки фізико-механічні властивості матеріалу зон дискретного зміцнення, з одного боку, та основного матеріалу, – з іншого, відрізняються. Таким чином, виникає актуальна задача моделювання зміни форми номінального профілю поверхні дискретно зміцнених деталей. Оскільки для цієї мети аналітичні методи не підходять, потрібно залучати числові методи.

Розрахункова схема. Відомо, що проблема зміцнення поверхонь високонавантажених елементів машин (ВЕМ) за традиційними "об'ємними" або "поверхневими" технологіями приводить до протиріччя між вартістю, енергоємністю, якістю, може призводити до непрацездатності конструкції і т.д. Тому, як відмічалося вище, на розвиток цих методів була запропонована принципово нова технологія дискретно-континуального зміцнення поверхневого шару ВЕМ. На рис. 1 наведена схема нанесення зміцнюючих зон (на прикладі опорної частини вала), а на рис. 2 – параметри технологічного процесу.

Як показали металографічні дослідження [3-5], на поверхні зміцнення *S* (див. рис. 1) в тіло основного металу 4 вкрапляється високолегований метал (дискретна зона зміцнення – ДЗЗ – діаметром *d* та глибиною *h*). Ця зона складається з поверхневого шару ("білого шару") товщиною *b*. Розміщення ДЗЗ на поверхні *S* характеризусться кроками  $\tau_{xy}$  в окружному напрямі та  $\tau_z$  В – в осьовому. При цьому щільність покриття поверхні *S* (так званий коефіцієнт дискретності) визначається залежністю  $f = \pi d^2 / 4\tau_{xy}\tau_z$ . Властивості матеріалів:  $E_i$ ,  $v_i$  (i = 1, 2, 3, 4) – відповідно модулі пружності та коефіцієнти Пуассона (номери відповідають позначенням на рис. 1); аналогічна нумерація для  $\sigma_T^i, \sigma_e^i$  – границі текучості та границі міцності матеріалів. Таким чином, наочний перелік параметрів технологічного процесу дискретно-континуального зміцнення –  $P = \{d, \tau_z, \tau_{xy}, E, v, \sigma_T, \sigma_e, h, b, H\}$ , де  $E, v, \sigma_T, \sigma_b$  – це вся сукупність індексованих за номером матеріалу фізико-механічних та механічних властивостей матеріалів.





Рис. 1. Схема нанесення розрядів при дискретноконтинуальному зміцненні та характерні ділянки зони зміцнення: 1 – зміцнений легований метал; 2, 3 – перехідні зони; 4 – основний матеріал

На першому етапі дослідження визначається характер НДС в області окремої дискретної зони зміцнення. На рис. 2 проілюстрована розрахункова схема для визначення осесиметричної картини НДС в області ДЗЗ, на рис. 3 – скінченноелементна модель з 1,5 млн. вузлів та 403 тис. елементів, що побудована для проведення досліджень. Якісні картини компонент НДС при співвідношенні модулів пружності



 $\alpha_1 = E_1 / E_4 = 1,2; \alpha_2 = E_2 / E_4 = 1,1; \quad \alpha_3 = E_3 / E_4 = 1,0; \quad \beta_1 = \nu_1 / \nu_4 = = 1,0; \quad \beta_2 = \nu_2 / \nu_4 = 1,0;$  $\beta_2 = v_2 / v_4 = 1.0$  наведені на рис. 4. 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 триботехнічні характеристики в області ДЗЗ набагато кращі, ніж в іншому

спряженні (тобто основного матеріалу 4, див. рис. 1), отримуємо ефект не тільки зміцнення, але й покращення умов тертя. Даний ефект, тут названий Дефект, є відносно стабільним при зміні контактного тиску, тобто чим більший тиск, тим більше деформується тіло деталі, тим більший ефект перерозподілу зусиль контактної взаємодії на користь переважного спряження з ДЗЗ.

Для аналізу впливу різних факторів на НДС реальпіддані конструкцій, що дискретноних континуальному зміцненню, побудовано просторову СЕМ фрагменту приповерхневої частини опорної частини валу, що підданий дискретно-континуальному зміцненню. Оскільки для 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).



області ДЗЗ



Рис. 4. Вертикальні переміщення в області ДЗЗ



Рис. 5. СЕМ підповерхневого шару опорної частини вала



На рис. 6 – типова картина розподілу вертикальних переміщень вздовж відрізку прямої, що проходить через центри ДЗЗ. Видно, що спостерігається та ж картина переміщень, що й у випадку одиничних ДЗЗ, але з періодом повторення, який дорівнює кроку розміщення дискретних зон зміцнення.



верхневому шарі деталі

Кількість варійованих параметрів Р технологічного процесу у даному випадку довільна, сама множина *Р* 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 СЕМ 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. 7, потрібні великі обчислювальні ресурси, які забезпечує створений і описаний раніше програмно-апаратний комплекс [8]. Саме ці обставини дали можливість провести комплекс досліджень, деякі результати яких представлені на рис. 6.

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.

Як видно із порівняльного аналізу одержаних розподілів компонентів НДС (см. рис. 6), збільшення відносної жорсткості матеріалу зміцнення сприяє підсиленню позитивного впливу виявленого Δ-ефекту зміцнення та збільшення стійкості поверхні S до зношування. Що стосується впливу коефіцієнта тертя f, то спостерігається рекомендована зона (f<sub>w</sub>  $\in$  [0,6; 0,8]), при попаданні коефіцієнта дискретності в котрий Δ-ефект найбільш дійовий.

Аналіз результатів та висновки. Підсумовуючи, можна стверджувати, що в результаті комплексу пробних досліджень обґрунтовані раціональні параметри запропонованого технологічного процесу дискретно-континуального зміцнення високонавантажених елементів машин, механізмів і окремих деталей, зокрема ДВЗ.

Результати числових досліджень дозволяють зробити наступні висновки.

1. Розроблені комплексні скінченно-елементні моделі характеризуються адаптованістю до аналізу та синтезу принципово нових способів зміцнення елементів високонавантажених машин, що якісно відрізняє їх від побудованих традиційними способами.

2. Розроблене теоретико-множинне математичне та програмне забезпечення у процесі досліджень дозволило виявити так званий «Дефект». Він полягає у позитивному характері зміни деформованого профілю у контакті зміцнюваного

елементу машини зі спряженими елементами. Це призводить до поліпшення умов роботи у зоні рухомого з'єднання деталей машин із тертям.

У подальших дослідженнях цей ефект буде досліджено додатково.

Список літератури: 1. Підвищення ресурсу тепловозів на базі технології дискретного зміцнення деталей форсованих дизелів / Е.К. Посвятенко, В.Г. Гончаров, С.С. Дяченко, М.А. Ткачук // Сучасні технології в машинобудуванні. Зб. наукових праць. – Х.: НТУ «ХПІ». Вип. №5. – 2010. С. 61 – 75. 2. Савченков Б.В. Дискретная обработка – эффективный способ упрочнения деталей машин / Б.В. Савченков, Гончаров В.Г., А.Н. Леоненко // Механіка та машинобудування. – Х., 2010. – №1. – С. 44-49. З. Гончаров В.Г. Повышение износостойкости коленчатых валов форсированных дизелей большой мощности / В.Г. Гончаров, Э.К. Посвятенко, С.С. Дяченко // Резание и инструмент в технологических системах. - 2009. - Вып. 77. - С. 53-65. 4. Гончаров В.Г. Підвищення ресурсу транспортної техніки удосконаленням технології ремонту колінчастих валів: Автореф. канд. техн. наук: 05.22.20 / В.Г. Гончаров: Харківський національний автомобильно-дорожный ун-т. – Х.: 2008. С. 219. 5. Кравченко С.А. Повышение надёжности деталей двигателей методом дискретного упрочнения / С.А. Кравченко, В.Г. Гончаров// Двигатели внутреннего сгорания. – 2009. – №1. – С. 97-99. 6. Конечноэлементные модели элементов сложных механических систем: технология автоматизированной генерации и параметризованного описания / Н.А. Ткачук, Г.Д. Гриценко, А.Д. Чепурной и др. //Механіка та машинобудування. - 2006. - №1. - С. 57-79. 7. Основы обобщенного параметрического описания сложных механических систем / Н.А. Ткачук, А.Д. Чепурной, Г.Д. Гриценко и др. // Вісник Східноукраїнського національного університету ім. В. Даля. – 2007. – №9(115), част. 1. – С. 196-205. 8. Ткачук Н.А. До принципів організації програмно-апаратних комплексів для моделювання фізико-механічних процесів у складних та надскладних механічних системах / Н.А. Ткачук // Вісник НТУ "ХПГ". Тем. вип.: Машинознавство та САПР. – 2007. – № 29. - С. 3-7. 9. Канарчук В.С. Інженерія поверхні деталей транспортних засобів: сучасний стан і перспективи / В.С. Канарчук, Е.К. Посвятенко, Л.А. Лопата // Вісник Національного транспортного ун-ту. - К., 2000. -Вип.4. – С. 6–24. 10. Посвятенко Е.К. Комбіновані методи інженерії поверхні деталей транспортних засобів // Е.К. Посвятенко, О.В. Мельник, В.В. Алсксесв // Вісник Національного транспортного університету. - К.: НТУ. - 2006. - Вип.11. - С.13-16.

Поступила в редколлегию 15.02.12

## СОДЕРЖАНИЕ

А.В.ГРАБОВСЬКИЙ, В.О. КРАВЕЦЬ, В.І. КОХАНОВСЬКИЙ, М.А. ТКАЧУК,	
<i>А.Ю. ВАСИЛЬЄВ</i> САПР та навчально-дослідницька діяльність. Концепція	
впровадження в НТУ "ХПІ"	3
<b>О.В. БОНДАРЕНКО, О.В. УСТИНЕНКО</b> Оптимізація співвісних	
ступінчастих приводів машин по масогабаритним характеристикам	
на прикладі тривальних коробок передач	16
<i>Т.А. ВАСИЛЬЕВА</i> Совершенствование методов расчета элементов машин	
с длительным сроком работы при действии многокомпонентной нагрузки	27
О.В. ВЕРЕТЕЛЬНИК, Н.А. ТКАЧУК, С.Ю. БЕЛИК Контактное	
взаимодействие поршня с гальваноплазменной обработкой	
боковой поверхности со стенками цилиндра ДВС	32
В.И. ГОЛОВЧЕНКО, Н.Л. ИВАНИНА Основные положения расчета	
крепления цистерны к шасси автомобиля автотопливозаправщика	40
А.П. ГОРДИЕНКО Пути совершенствования графического пользовательского	
интерфейса для машиностроительных САПР	48
<i>І.П. ГРЕЧКА, М.С. СВИНАРЕНКО, О.І. ЗІНЧЕНКО</i> Підвищення	
ефективності гідроагрегатів, побудованих з використанням гідроапаратів	
із осциляцією	58
И.Н. КАРАПЕЙЧИК Методика экспериментальных исследований реакции	
корпусов бронетранспортеров на локальное импульсное воздействие	65
И.Н. КАРАПЕЙЧИК, А.В. ЛИТВИНЕНКО, С.Т. БРУЛЬ, Н.А.ТКАЧУК,	
А.Ю. ВАСИЛЬЕВ Расширенная расчетно-экспериментальная идентификация	
параметров численных моделей корпусных элементов транспортных средств	
специального назначения	69
Вісс. Гр. КЛИМЕНКО Багатокритеріальна задача мінімізації по максимуму	
на орграфі при скалярних зіставленнях	78
Е.А. ЛУНЕВ, А.Е. КАПУСТИН Ассимилирующая способность и межфазная	
кинетика шлакообразующих смесей	82
Ю.Я. МИРГОРОДСКИИ, Н.Л. БЕЛОВ, И.Н. КАРАПЕИЧИК, С.Т. БРУЛЬ,	
<i>Н.А.ТКАЧУК, Е.В. ПЕЛЕШКО</i> Расчетно-экспериментальные исследования	
реакции бронекорпусов военных колесных и гусеничных машин на	

ударно-импульсное воздействие	87
М.М. ПЕКЛИЧ Обзор конструктивных подходов к проектированию	
отечественных кислородных конвертеров	93
В.С. ПОДГУРЕНКО Определение изгибающих моментов в реальных условиях	
эксплуатации зубчатых муфт	102
<b>Р.В. ПРОТАСОВ, А.В. УСТИНЕНКО, Г.А. КРОТЕНКО</b> Моделирование	
геометрии эволютных зацеплений, исследование их некоторых качественных	
показателей и контактных напряжений	106
А.Н. ТКАЧУК, О.А. ИЩЕНКО, А.В. ТКАЧУК Экспериментальное	
исследование контактного взаимодействия сопряженных тел	116
Н.Н. ТКАЧУК, Н.А. ТКАЧУК, О.В. КОХАНОВСКАЯ, Н.Б. НЕГРОБОВА,	
А.А. ЗАРУБИНА Связанная задача анализа напряженно-деформированного	
состояния и геометрического синтеза для контактирующих	
сложнопрофильных тел	121
НАТКАЧУК. А. Ю. ТАНЧЕНКО. А.Н. ТКАЧУК. П.В. ЧУРБАНОВ	
И.Я. ХРАМЦОВА, О.А. ИЩЕНКО Анализ чувствительности прочностных и	
<i>И.Я. ХРАМЦОВА, О.А. ИЩЕНКО</i> Анализ чувствительности прочностных и динамических характеристик машиностроительных конструкций на основе	
<i>И.Я. ХРАМЦОВА, О.А. ИЩЕНКО</i> Анализ чувствительности прочностных и динамических характеристик машиностроительных конструкций на основе прямого возмущения конечно-елементных моделей	147
<i>И.Я. ХРАМЦОВА, О.А. ИЩЕНКО</i> Анализ чувствительности прочностных и динамических характеристик машиностроительных конструкций на основе прямого возмущения конечно-елементных моделей	147
<i>И.Я. ХРАМЦОВА, О.А. ИЩЕНКО</i> Анализ чувствительности прочностных и динамических характеристик машиностроительных конструкций на основе прямого возмущения конечно-елементных моделей	147 170
<i>И.Я. ХРАМЦОВА, О.А. ИЩЕНКО</i> Анализ чувствительности прочностных и динамических характеристик машиностроительных конструкций на основе прямого возмущения конечно-елементных моделей	147 170
<i>И.Я. ХРАМЦОВА, О.А. ИЩЕНКО</i> Анализ чувствительности прочностных и динамических характеристик машиностроительных конструкций на основе прямого возмущения конечно-елементных моделей	147 170 175
<i>И.Я. ХРАМЦОВА, О.А. ИЩЕНКО</i> Анализ чувствительности прочностных и динамических характеристик машиностроительных конструкций на основе прямого возмущения конечно-елементных моделей	147 170 175
<i>И.Я. ХРАМЦОВА, О.А. ИЩЕНКО</i> Анализ чувствительности прочностных и динамических характеристик машиностроительных конструкций на основе прямого возмущения конечно-елементных моделей	147 170 175
<i>И.Я. ХРАМЦОВА, О.А. ИЩЕНКО</i> Анализ чувствительности прочностных и динамических характеристик машиностроительных конструкций на основе прямого возмущения конечно-елементных моделей. <i>А.В. УСТИНЕНКО</i> Математическое моделирование процессов усталостного разрушения зубьев. <i>С.А. ХАНМАМЕДОВ</i> Экспериментальное определение изгибающих моментов при статическом нагружении зубчатых муфт. <i>В.Г. ХРОМОВ, О.В. ХРОМОВ, Р.В. КОВРЫЖЕНКО</i> Исследования вынужденных кругильных колебаний тела с односторонней упругой и подвижной фрикционной связями при гармоническом возмущении.	147 170 175 180
<ul> <li><i>И.Я. ХРАМЦОВА, О.А. ИЩЕНКО</i> Анализ чувствительности прочностных и динамических характеристик машиностроительных конструкций на основе прямого возмущения конечно-елементных моделей.</li> <li><i>А.В. УСТИНЕНКО</i> Математическое моделирование процессов усталостного разрушения зубьев.</li> <li><i>С.А. ХАНМАМЕДОВ</i> Экспериментальное определение изгибающих моментов при статическом нагружении зубчатых муфт.</li> <li><i>В.Г. ХРОМОВ, О.В. ХРОМОВ, Р.В. КОВРЫЖЕНКО</i> Исследования вынужденных кругильных колебаний тела с односторонней упругой и подвижной фрикционной связями при гармоническом возмущении.</li> <li><i>П.В. ЧУРБАНОВ</i> Восстановление нагрузочной способности несущей</li> </ul>	147 170 175 180
<ul> <li><i>И.Я. ХРАМЦОВА, О.А. ИЩЕНКО</i> Анализ чувствительности прочностных и динамических характеристик машиностроительных конструкций на основе прямого возмущения конечно-елементных моделей.</li> <li><i>А.В. УСТИНЕНКО</i> Математическое моделирование процессов усталостного разрушения зубьев.</li> <li><i>С.А. ХАНМАМЕДОВ</i> Экспериментальное определение изгибающих моментов при статическом нагружении зубчатых муфт.</li> <li><i>В.Г. ХРОМОВ, О.В. ХРОМОВ, Р.В. КОВРЫЖЕНКО</i> Исследования вынужденных крутильных колебаний тела с односторонней упругой и подвижной фрикционной связями при гармоническом возмущении.</li> <li><i>П.В. ЧУРБАНОВ</i> Восстановление нагрузочной способности несущей металлоконструкции с усталостным повреждением на примере</li> </ul>	147 170 175 180
<i>И.Я. ХРАМЦОВА, О.А. ИЩЕНКО</i> Анализ чувствительности прочностных и динамических характеристик машиностроительных конструкций на основе прямого возмущения конечно-елементных моделей	147 170 175 180 185
<ul> <li><i>И.Я. ХРАМЦОВА, О.А. ИЩЕНКО</i> Анализ чувствительности прочностных и динамических характеристик машиностроительных конструкций на основе прямого возмущения конечно-елементных моделей.</li> <li><i>А.В. УСТИНЕНКО</i> Математическое моделирование процессов усталостного разрушения зубьев.</li> <li><i>С.А. ХАНМАМЕДОВ</i> Экспериментальное определение изгибающих моментов при статическом нагружении зубчатых муфт.</li> <li><i>В.Г. ХРОМОВ, О.В. ХРОМОВ, Р.В. КОВРЫЖЕНКО</i> Исследования вынужденных крутильных колебаний тела с односторонней упругой и подвижной фрикционной связями при гармоническом возмущении.</li> <li><i>П.В. ЧУРБАНОВ</i> Восстановление нагрузочной способности несущей металлоконструкции с усталостным повреждением на примере рамы ходовой отвалообразователя ОШС – 4000/125.</li> </ul>	147 170 175 180 185

## CONTENTS

A.V. GRABOVSKYI,V.A. KRAVETS, V.I. KOKHANOVSKYI, N.A. TKACHUK,	
A.Y. VASILYEV CAD-systems and educational-research activity. Conception of	
implementation in NTU "KhPI"	3
A.V. BONDARENKO, A.V. USTINENKO Optimization of coaxial stepped	
machines drives on weight and dimensional features on example of three-shafted	
gearboxes	16
T.A. VASILYEVA Improvement of methods for machine elements calculating with	
long operation term under influence of multi-component loading	27
O.V. VERETELNIK, N.A. TKACHUK, S.Y. BELIK Contact interaction of piston	
with galvanic-plasmic treatment of lateral surface and cylinder walls of combustion	
engine	32

V.I. GOLOVCHENKO, N.L. IVANINA The basic propositions for calculation of	
tank fixing to the bowser vehicle chassis	40
A.P.GORDIYENKO Ways of improving for graphical user interface	
for engineering CAD systems	48
I.P.GRECHKA, M.S. SVINARENKO, E.I. ZINCHENKO Improving	
the efficiency of hydraulic units built with using hydrojets with oscillation	58
I.N. KARAPEYCHIK Methodology of experimental researches of armoured	
troop-carriers hulls reaction on local impulsive influence	65
I.N. KARAPEYCHIK, A.V. LITVINENKO, S.T. BRUL, N.A. TKACHUK,	
A.Y. VASILYEV Extended computational and experimental identification of	
numerical models parameters of hull elements of special setting transport vehicles	69
Viss. Gr. KLIMENKO Multi-objective minimization problem on maximum on di-	
graph at scalar comparison	78
E.A. LUNEV, A.E. KAPUSTIN Assimilative ability and interphase kinetics of slag-	
forming mixtures	82
Y.Y. MIRGORODSKYI, N.L. BELOV, I.N. KARAPEYCHIK, S.T. BRUL,	
N.A.TKACHUK, E.V. PELESHKO Computational and experimental researches of	
reaction of military wheeled and caterpillar vehicles armoured hulls on shock-	
impulse influence	87
<i>M.M. PEKLICH</i> Review of structural approaches to design of domestic oxygen	
converters	93
V.S. PODGURENKO Determination of bending moments in actual operating	
conditions of tooth-type couplings	102
R.V. PROTASOV, A.V. USTINENKO, G.A. KROTENKO Modeling of geometry	
of evolute meshings, the study of some quality indicators and contact stresses	106
N.N. TKACHUK, N.A. TKACHUK, O.V. KOKHANOVSKA, N.B. NEGROBOVA,	
A.A. ZARUBINA Associated task of stressed-deformed state analysis and	
geometrical synthesis of contacting complex shaped bodies	116
A.N. TKACHUK, O.A. ISCHENKO, A.V. TKACHUK Experimental research of	
contact interaction of conjugate bodies	121
N.A. TKACHUK, A.Y. TANCHENKO, A.N. TKACHUK, P.V. CHURBANOV,	
I.Y. HRAMCOVA, O.A. ISCHENKO Analysis of strength and dynamic charactaris-	
tics sensitiveness of machine-building constructions on the base of finite-element	
models direct indignation	147
A.V. USTINENKO Mathematical modeling of processes of fatigue failure teeth	170
S.A. KHANMAMEDOV Experimental determination of bending moments under	
static loading of tooth-type couplings	175
V.G. KHROMOV, O.V. KHROMOV, R.V. KOVRYZHENKO Studies of forced	
torsional oscillations of body with one-way elastic and rolling friction links under	
harmonic perturbation	180
P.V. CHURBANOV Renewal of load capacity of bearing metalwork with a tireless	
damage on the example of spreader osc-4000/125 working frame	185
V.N. SHEREMET Deformation of discretely-strengthened details surface	
at operating loading	190
-	

Надруковано СПД ФО Ізрайлев Є.М. Свідоцтво № 24800170000040432 від 21.03.2001 р. 61024, Харків, вул. Фрунзе, 16.

## НАУКОВЕ ВИДАННЯ

ВІСНИК НАЦІОНАЛЬНОГО ТЕХНІЧНОГО УНІВЕРСИТЕТУ "ХАРКІВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ"

> Тематичний випуск "МАШИНОЗНАВСТВО та САПР"

> > Збірник наукових праць № 22

Науковий редактор Ткачук М.А.

Технічний редактор Ткачук Г.В.

Відповідальний за випуск Обухова І.Б.

Обл. вид. № 70-12

Підп. до друку 5.06.2012 р. Формат 60х90/16. Папір офісний. Віддруковано на ризографі. Гарнітура Таймс. Ум. друк. арк. 9,7. Обл.-вид. арк.10,0. Тираж 300 прим. Зам. № 834.

## **ДЛЯ ЗАМЕТОК**