



ISSN 2078-9130
57'2015

ВІСНИК

Національного технічного університету
«ХПІ»

Харків

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний технічний університет
«Харківський політехнічний інститут»

ВІСНИК
НАЦІОНАЛЬНОГО ТЕХНІЧНОГО УНІВЕРСИТЕТУ
«ХПІ»

Серія: Динаміка і міцність машин

№ 57 (1166) 2015

Збірник наукових праць

Видання засноване у 1961 р

Харків
НТУ «ХПІ», 2015

Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Збірник наукових праць. Серія: Динаміка і міцність машин. – Х. : НТУ «ХПІ». – 2015. – № 57 (1166). – 102 с.

Державне видання

Свідоцтво Держкомітету з інформаційної політики України

КВ № 5256 від 2 липня 2001 року

Мова статей – українська, російська, англійська.

Вісник Національного технічного університету «ХПІ» внесено до «Переліку наукових фахових видань України, в яких можуть публікуватися результати дисертаційних робіт на здобуття наукових ступенів доктора і кандидата наук», затвердженого Постановою президії ВАК України від 26 травня 2010 р., № 1 – 05/4 (Бюлетень ВАК України, № 6, 2010 р., с. 3, № 20).

Координаційна рада:

Голова: Л. Л. ТОВАЖНЯНСЬКИЙ, д-р техн. наук, проф.;

Секретар: К. О. ГОРБУНОВ, канд. техн. наук, доц.;

А. П. МАРЧЕНКО, д-р техн. наук, проф.; Є. І. СОКОЛ, д-р техн. наук, чл.-кор. НАН України;

Є. Є. 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.;

В. І. КРАВЧЕНКО, д-р техн. наук, проф.; Г. В. ЛІСАЧУК, 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.

Редакційна колегія серії:

Відповідальний редактор: О. К. МОРАЧКОВСЬКИЙ, д-р техн. наук, проф.

Відповідальний секретар: А. Г. АНДРЕЄВ, канд. техн. наук, доц.

К. В. АВРАМОВ, д-р техн. наук, проф.; Є. Є. АЛЕКСАНДРОВ, д-р техн. наук, проф.;

Д. В. БРЕСЛАВСЬКИЙ, д-р техн. наук, проф.; Ю. С. ВОРОБІЙОВ, д-р техн. наук, проф.;

А. П. ЗИНЬКОВСЬКИЙ, д-р техн. наук, проф.; Л. В. КУРПА, д-р техн. наук, проф.;

Г. І. ЛЬВОВ, д-р техн. наук, проф.; Ю. В. МІХЛІН, д-р фіз.-мат. наук, проф.;

М. А. ТКАЧУК, д-р техн. наук, проф.; Ю. М. ШЕВЧЕНКО, академік НАНУ, д-р техн. наук, проф.

*У 2013 р. Вісник Національного технічного університету «ХПІ», серія «Динаміка і міцність машин», включений у довідник періодичних видань бази даних **Ulrich's Periodicals Directory (New Jersey, USA)**.*

*У 2014 р. Вісник Національного технічного університету «ХПІ», серія «Динаміка і міцність машин», включений у індекс **Копернікус**; індекс ICV (Index Copernicus Value): 63.25, режим доступу: <http://journals.indexcopernicus.com/+++++++,p24783013,3.html>*

Рекомендовано до друку Вченою радою НТУ «ХПІ».

Протокол № 11 від 25 грудня 2015 р.

УДК 539.3

А. Г. АНДРЕЕВ; С. А. НАЗАРЕНКО**ОСНОВНЫЕ НАПРАВЛЕНИЯ ИССЛЕДОВАНИЙ УЧЕНЫХ НТУ «ХПИ»
В ОБЛАСТИ МЕХАНИКИ**

Сделан обзор основных научных достижений ученых и выпускников НТУ «ХПИ» в области механики (строительной, экспериментальной, аналитической, сельскохозяйственной, прикладной, нелинейной, компьютерной и др.). Школа механики НТУ «ХПИ» развивается в направлении теоретического, экспериментального и компьютерного исследования научно-технических проблем динамики, прочности, надежности, оптимизации объектов (материалов, конструкций, систем) с многоуровневой структурой в условиях интенсивного нагружения.

Ключевые слова: механика, техника, Кирпичев, Ляпунов, Стеклов, Ландау, динамика.

Введение. В статье сделан обзор деятельности научной школы механики в Харьковском политехническом институте (ХПИ), выстроена последовательность этапов ее развития, приведена уникальная информация о выдающихся ученых и выпускниках ХПИ, чьи фундаментальные труды по механике заслужили мировое признание.

В 1885 году открылся Харьковский практический технологический институт (ХПТИ, с 1902 – ХТИ, с 1929 – ХПИ). На базе ВУЗа в 1930 г. было организовано 6 самостоятельных Харьковских специализированных институтов для подготовки инженерно-технических кадров: в том числе механико-машиностроительный (ХММИ). ХПИ был воссоздан в 1949 году [1].

Ключевые работы ученых и выпускников ХПИ в области механики. Первый директор ХПТИ В. Л. Кирпичев добивался замены способов проектирования, основанных на приложении эмпирических формул, на методики, сформулированные на теоретических расчетах. Им было впервые выявлено значение теоремы Рэлея для проблем строительной механики. Один из создателей Украинской Академии Наук (АН) С. П. Тимошенко подчеркивал: «Благодаря Кирпичеву методы Рэлея нашли широкое применение в России, а позже и в других странах» [1, 2].

Кирпичев читал курс лекций по графической статике, ввел в преподавание графоаналитические методы. Первое типографское издание его труда «Сопротивление материалов. Часть I. Учение о прочности построек и машин» было произведено в 1898 г. в Харькове. Книга стала настольной для многих поколений студентов и инженеров. В нее вошли вопросы сопредельных дисциплин: строительной механики, теории звука, технологии материалов, материаловедения, математической теории упругости и др..

Большую роль отводил Кирпичев экспериментальным исследованиям. Около 100 страниц части II посвящены механическим свойствам материалов. Считается, что автором термина «экспериментальная механика» является Кирпичев [1]. Организованная им механическая лаборатория ХПТИ стала по техническому оснащению лучшей в стране. Ее лаборантом был выпускник ХПТИ, в дальнейшем директор Томского технологического института (ТТИ, с 2009 г. Национальный исследовательский Томский политехни-

ческий университет), проректор Московского государственного университета И. И. Бобарыков. Его именем была названа механическая лаборатория ТТИ.

В механической лаборатории ХПТИ К. А. Зворыкин создал первый 3-х компонентный динамометр. Фундатор технологической подготовки инженеров-механиков в ХПТИ впервые получил зависимости сил резания от факторов процесса резания и был удостоен премии, учрежденной Императорским Русским техническим обществом (РТО) [1].

В 1895 году основывается станция по испытанию сельскохозяйственных машин при ХПТИ, первая в Российской империи [1]. С 1898 по 1900 гг. здесь работал К. Г. Шиндлер, инициировавший изучение воздействия технологии механической обработки почвы и функционального совершенства земледельческого орудия на производительность обработки и урожайность. В ХТИ преподавал Д. Д. Арцыбашев, заведующий Бюро сельскохозяйственной механики при Ученом комитете Главного управления Министерства землеустройства и земледелия - первой в стране правительственной исследовательской организации по этому профилю.

Кирпичев привлек в 1887 г. к чтению курса аналитической механики начинающего приват-доцента А. М. Ляпунова, выпустившего с 1888 г. целый ряд трудов, посвященных устойчивости движения нелинейных механических систем [3, 4]. Докторская диссертация работавшего в ХПТИ до 1894 г. Ляпунова "Общая задача об устойчивости движения" (1892) явилась источником многих новых научных направлений. Выпускник ХТИ Г. А. Ботезат в 1911 г. в Сорбонне защитил первую в области авиации докторскую диссертацию по исследованию устойчивости аэроплана. Один из первых экспертов Национального консультативного комитета по аэронавтике США читал лекции в Массачусетском технологическом институте.

С 1893 по 1905 год курсы лекций по аналитической механике в ХТИ вел В. А. Стеклов. Он также читал лекции по сопротивлению материалов и теории упругости [5, 6]. В литографированном курсе лекций (1901) излагались впервые разделы математики (элементы векторной алгебры и векторного анализа, сведения о криволинейных интегралах и т. д.), необходимые для более глубокого исследования механических процессов. В 1901 г. Стеклов получил степень доктора прикладной математики после защиты диссертации

«Общие методы решения основных задач математической физики». Первый вице-президент АН стал создателем и первым директором Физико-математического института АН.

В ХТИ несколько лет преподавал Д. А. Граве, в дальнейшем ставший академиком и директором Института технической механики АН Украины; председателем комиссии прикладной математики АН УССР; почетным академиком АН СССР; инициатором организации отделения технических наук в системе АН УССР [1, 7]. Среди его учеников выделяют академиков О. Ю. Шмидта, Н. Н. Боголюбова, В. Н. Челомея и М. Ф. Кравчука; членов-корреспондентов АН СССР и УССР Б. Н. Делоне; Н. Г. Чеботарева; И. Я. Штаермана; Ю. Д. Соколова, М. Г. Крейна и Н. И. Ахизера.

Первый курс «Строительная механика» в ХПТИ был прочитан в 1888 г. профессором Х. С. Головиным [1]. Он первым применил уравнения двумерной упругости к вычислению напряжений в круговых арках.

После профессора В. Л. Кирпичева курс «Сопротивление материалов» с 1898 по декабрь 1902 года читал его ученик, директор ХТИ Д. С. Зернов. Он стал в ХТИ первым лектором курса «Прикладная механика», в котором рассматривалось приложение общих принципов и законов теоретической механики к изучению движения особого класса механических систем - машин, приводов и механизмов. В курсах лекций по паровым машинам Зернов рассматривал также проблемы регулирования, чем было заложено начало симбиозу механики машин, термодинамики и теории управления [7]. В дальнейшем он был председателем II (механического) отдела РТО.

В ХТИ в 1901 г. Г. Ф. Проскура, ученик Н. Е. Жуковского и Д. С. Зернова, начал проводить практические и лабораторные занятия по сопротивлению материалов. **В 1908 г. была напечатана его первая работа «Регулирование хода машин – двигателей»** [7]. В дальнейшем Г. Ф. Проскура стал выдающимся ученым - аэрогидромехаником, членом Президиума и председателем отделения технических наук АН УССР.

Директор Института механики АН СССР и председатель группы технической механики отделения технических наук АН СССР Б. Г. Галеркин в обзоре «Развитие строительной механики в СССР» первыми в числе ученых, работавших в этой области, назвал Х. С. Головина, В. Л. Кирпичева, Д. С. Зернова, «сыгравших огромную роль в подготовке инженеров».

В ХТИ с 1906 г. лекции по сопротивлению материалов и строительной механике читал заведующий механической лабораторией В. М. Серебровский. Ранее он работал под руководством Кирпичева в Киевском Политехническом институте (КПИ), где с 1903 г. сменил его на посту зав. механической лабораторией [1, 8]. Должность Серебровского в КПИ в конце 1906 г. по рекомендации своего учителя Кирпичева занял Тимошенко.

М. А. Воропаев был ассистентом и соавтором основателя прикладной механики сплошных сред Тимошенко. В 1911—1914 г. зав. лабораторией и кафедрой сопротивления материалов КПИ Воропаев впер-

вые в мире исследовал механические свойства разных сортов чугуна при повторных нагружениях, продолжив пионерские работы Кирпичева по усталости конструкционных материалов [1]. У Воропаева учились будущие академики АН УССР: директор Института строительной механики Ф. П. Белянкин, Г. И. Сухо-мел и А. О. Василенко, ставший преподавателем ХММИ, директором Института машиноведения и сельскохозяйственной механики, лауреатом Государственной премии СССР за исследования чугунов.

После того как заведующий мастерскими, выпускник ХТИ 1901 г. Воропаев возглавил «военное производство» в КПИ, на кафедре сопротивления материалов его сменил К. К. Симинский, ученик Кирпичева и Серебровского [1], в дальнейшем вице-президент АН УССР и директор Института технической механики АН Украины, основанного Тимошенко.

С 1921 года курсы «Сопротивление материалов» и «Строительная механика» читал профессор А. С. Иловайский, известный специалист в области стержневых систем, сыпучих тел и гидротехники. Среди преподававших механику в ХТИ отметим будущих академиков Н. Н. Салтыкова, Н. А. Столярова, В. Г. Фесенкова; первого директора НИИ сельскохозяйственного машиностроения А. А. Алова [8, 9].

Выпускник и профессор прикладной механики ХТИ Я. В. Столяров стал автором первой в стране книги, подробно информировавшей о схемах расчета и испытаний на прочность изделий из железобетона [10]. В 20-30-х годах он совместно с выпускником и лаборантом ХТИ Б. Г. Скрамтаевым (в дальнейшем Президент Международного союза испытательных лабораторий, председатель технического совета Наркомстроя СССР) рассматривали проблемы расчета армированных элементов до стадии разрушения; ползучести бетона в железобетонных конструкциях и др..

Механическая лаборатория ХТИ стала центральной станцией по испытанию материалов и проблемам машиностроения и обслуживала Украину и другие республики СССР. Выпускник ХПИ 1930 г. Ю. И. Лозовый стал лауреатом Ленинской премии за разработку новой технологии натяжений арматуры предварительно напряженных железобетонных конструкций для промышленного и гражданского строительства.

В журнале «Авиационно-космическая техника и технология» в 2005- 2007 годах были опубликованы сообщения по материалам докторской диссертации «Устойчивость бесконечно длинной ортотропной пластины с наклонными главными направлениями упругости» И. Г. Немана, выпускника (1929) ХТИ, главного конструктора (ГК) КБ завода № 135 (Харьковского авиационного завода), заместителя ГК в ОКБ В. М. Мяснищева.

Среди обучавшихся в 30–40-ых годах в Харькове отметим В. О. Кононенко, в дальнейшем академика и директора Института механики АН УССР. Среди аспирантов В. О. Кононенко выделим будущих академиков и директоров Института машиноведения К. В. Фролова и Р. Ф. Ганиева.

Выпускник (1931) и преподаватель (1931-1941) ХММИ Г. В. Карпенко стал основателем отечествен-

ной научной школы в области физико-химической механики материалов. Имя академика присвоено Премии АН Украины и созданному им Физико-механическому институту АН УССР, крупнейшему научно-исследовательскому институту в Западной Украине.

На территории опытного поля при ХТИ были созданы научно-исследовательские институты: Украинский физико-технический (УФТИ), Украинский НИИ математики и механики (УНИИММ) и др.; тесно связанные с ХММИ и промышленностью [1, 11]. Прообраз инновационных кластеров, говоря современным языком, был «устремлен на стимулирование синергии в разработке специальных знаний путем интенсивного взаимодействия, совместного использования объектов, обмена познаниями».

Первый декан физико-механического факультета ХММИ и первый директор УФТИ И. В. Обреимов, в дальнейшем академик АН СССР, выполнил работу по исследованию прочности слюды [12]. Значимость труда, часто цитируемого в мировой научной литературе, заключается в том, что Обреимов построил теорию роста трещины, основанную на методах сопротивления материалов (теории изгиба балки). На посту декана его сменил заведующий (1931-1950) кафедрой сопротивления материалов ХММИ В. И. Блох, автор большой монографии «Теория упругости».

Зав. кафедрой теоретической физики (1932-1937) ХММИ Л. Д. Ландау в соавторстве с выпускником физико-механического факультета (1933), преподавателем института (1933-1939) Е. М. Лифшицем издали в 1935 году «Руководство по теоретической физике», первой частью которого была «Механика» [5]. В 1937 году они завершили первый том «Курса теоретической физики», который в 1938 г. был издан в СССР и Англии. В 1962 г. академики АН СССР Л. Д. Ландау и Е. М. Лифшиц за создание всемирно известного многотомного «Курса теоретической физики», были удостоены Ленинской премии в области науки. В самом популярном их труде «Theory of Elasticity» (более 28000 цитирований в мировой научной литературе согласно Академии Google) с помощью методов классической термодинамики были получены связанные уравнения термоупругости для изотермического и адиабатического обратимых процессов деформирования.

Выпускник ХТИ В. М. Майзель организовал в ХММИ специальность «Динамика машин» (в дальнейшем кафедра «Динамика и прочность машин» (ДПМ)), которая положила начало подготовке инженеров-исследователей в области механики. Он является автором основополагающих работ по проблеме напряженного состояния упругих систем под влиянием температуры, в которых обобщил принцип взаимности Бетти, названный затем принципом Бетти-Майзеля. Зав. секцией механики УНИИММ впервые использовал этот принцип для создания метода экспериментального определения напряженно-деформированного состояния в нагретых телах, получившего название «метод Майзеля». Ученик Майзеля, выпускник ХММИ 1938 г. А. Н. Боголюбов, стал членом-корреспондентом АН УССР, лауреатом премии им.

Н. М. Крылова за цикл работ «Розвиток та дослідження конструктивних методів розв'язання задач нелінійної механіки та математичної фізики» и Международной премии им. А. Койре [11].

В соответствии с Постановлением Президиума АН УССР от 19.03. 1939 г. комиссии в составе академиком Г. Ф. Проскуры и В. М. Хрущова, члена-корреспондента В. М. Майзеля было поручено разработать проект организации Института энергетики и прикладной механики АН УССР. Институт энергетики стал прародителем базовых институтов Отделения физико-технических проблем энергетики Национальной АН (НАН) Украины: электродинамики; технической теплофизики и др. [11].

Выпускник ХТИ, зав. кафедрой ДПМ ХПИ; руководитель Харьковских филиалов Институтов механики и технической теплофизики АН УССР, академик А. П. Филиппов основал и возглавил научное направление, связанное с анализом прочности элементов машиностроительных конструкций в условиях интенсивных статических и динамических нагрузок при учете высокотемпературных полей и воздействия среды [5]. Под его руководством была образована первая в ХПИ научно-исследовательская проблемная лаборатория (решение Совета министров СССР от 28. 09. 1956 г.), уникальная организационная форма связи вузовской науки с производством. В ней были созданы первая в Украине разгонная установка ВРД-500 для исследования несущей способности моделей роторов и дисков турбомашин при больших оборотах и высоких температурах; уникальные приспособления по исследованию ползучести; устройства для исследования колебаний рабочих лопаток и дисков при больших температурах и др..

В проблемной лаборатории по исследованию динамической прочности деталей машин работали 9 докторов и более 70 кандидатов наук. В 1958 году «отец американской инженерии» С. П. Тимошенко, изучая причины успехов советской науки, посетил механическую и проблемную лаборатории ХПИ, с которыми он и его близкие много лет сотрудничали. Лидер среди украинских ученых по числу цитирований в мировой научной литературе (согласно Академии Google h-индекс=57), почетный член многих АН Тимошенко подчеркивал: «Основательная подготовка в математике и основных технических предметах давала нам громадное преимущество перед американцами, особенно при решении новых, нестандартных задач» [2].

Выпускник ХТИ А.М. Сойфер стал первым директором Куйбышевского авиационного института (ныне национальный исследовательский Самарский аэрокосмический университет им. С. П. Королева) и организовал в 1958 г. первую в СССР отраслевую научно-исследовательскую лабораторию (ОНИЛ-1) «Вибрационная прочность и надежность авиационных изделий», в настоящее время носящую его имя. Основным направлением исследований его научной школы являлось конструкционное демпфирование.

Со времен В. Л. Кирпичева математические структуры в Харькове зарождались и развивались под

мощным влиянием импульсов, исходящих из механики и физики. Организатором и первым зав. кафедрой теоретической и математической физики (ТМФ) ХММИ в 1947–1955 гг. был член-корреспондент АН УССР Н. И. Ахизер, в 1947–1950 гг. по совместительству директор УНИИММ [9]. Он был удостоен премии АН СССР им. П. Л. Чебышева (1949 г.) и медали Леонарда Эйлера АН СССР за научные работы в области математики и математических проблем механики.

Учеником зав. кафедрой ТМФ ХПИ И. М. Глазмана и академика АН УССР, США, СССР; выпускника физико-механического факультета И. М. Лифшица был Л. А. Пастур. Академик удостоен премий НАН Украины им. Н. Н. Боголюбова и им. М. В. Остроградского за научные работы в области математики и математических проблем механики. Задача оптимизации модели лопатки паровой турбины, сформулированная академиком АН УССР Л. А. Шубенко–Шубиным была первой научной проблемой, поставленной выпускнику ХПИ Е. Я. Хруслову [9]. Академик, зав. отделом математического моделирования физических процессов ФТИНТ удостоен премий НАН Украины им. М. А. Лаврентьева и им. Н. М. Крылова за научные работы в области нелинейной механики и прикладной математики.

В 1969 г. кафедрой ТМФ ХПИ стал заведовать В. Л. Рвачев, в дальнейшем академик и лауреат премии АН УССР им. А. Н. Динника за работы в области механики и машиностроения. В ХПИ развитием его теории R-функций для расчета пластин и оболочек сложной формы занимается кафедра «Прикладная математика» во главе с заведующей Л. В. Курпой [9]. На кафедре «Системы и процессы управления» проводятся исследования в области управления и динамики летательных аппаратов.

В ХПИ были сформированы научные направления: колебания сложных механических систем (основатель - Богомолов С. И.); нелинейная ползучесть оболочек (Бурлаков А. В.); нестационарные колебания механических систем (Голоскоков Е. Г.); контактные задачи нелинейного деформирования конструктивных элементов (Львов Г. И.); термоциклическая и радиационная ползучесть анизотропных конструктивных элементов (Морачковский О. К., Бреславский Д. В.); оптимизация механических систем (Гринев В. Б., Симсон Э. А.); прогнозирование надежности элементов конструкций (Жовдак В. А.); оптимизация термомеханических задач (Андреев А. Г.); теория нелинейных колебаний (Михлин Ю. В., Аврамов К. В.) и др. [13, 14, 16].

Выпускник каф. ДПМ 1956 г., профессор ХПИ А. Н. Подгорный был основателем и первым директором Института проблем машиностроения (ИПМаш) АН УССР, руководил в нем отделом термоупругости и ползучести. Выпускник каф. ДПМ 1957 г., академик НАН Украины, директор ИПМаш им. А. Н. Подгорного НАН Украины Ю. М. Мацевитый стал в 2002 г. заведующим созданной кафедры «Газогазидромеханики и теплообмена» Национального технического университета (НТУ) «ХПИ» [5, 14].

Выпускник 1961 г., профессор ХПИ, лауреат премии им. Г.Ф. Проскуры и им. В. М. Хрущева, член-корреспондент НАН Украины А. Е. Божко занимался надежностью и ресурсом машин, их динамическими испытаниями и активной виброзащитой. Выпускник 1965 г., лауреат премии им. Г. Ф. Проскуры, член-корреспондент НАН Украины А. А. Тарелин впервые разработал методы оптимального комплексного проектирования последней ступени турбины с учетом требований термодинамики, статической и динамической прочности, конструирования и эксплуатации.

Профессора и воспитанники института: Г. Ф. Проскура, А. П. Филиппов, Б. Г. Скрамтаев, Л. А. Шубенко-Шубин, Г. Е. Лозино-Лозинский, Б. Я. Коган, А. Н. Душкин; В. А. Кучеренко; М. Г. Григоренко; В. Л. Рвачев, С. И. Богомолов, А. В. Бурлаков, Ю. С. Воробьев, Е. Г. Голоскоков, А. Н. Подгорный, Ю. М. Мацевитый, Л. А. Пастур, Е. Я. Хруслов, Д. Ф. Симбирский, В. В. Бортовой, В. Б. Гринев, Ю. Т. Костенко, В. М. Лукьяненко, Л. М. Любчик, Э. А. Симсон, Е. Е. Александров, Н. Г. Шульженко; В. Н. Голошапов, П. П. Гонтаровский, В. И. Гнесин, А. А. Тарелин, А. Л. Шубенко, Ю. И. Волченко и другие были удостоены Государственных премий СССР и Украины в области науки и техники за выдающиеся исследования в области механики и внедрение их в практику при создании новых конструкций [1-14].

Заслуженными деятелями науки и техники стали профессоры И. И. Бобарыков, Г. Ф. Проскура, А. С. Иловайский, И. М. Бабаков, Я. Л. Геронимус, А. П. Филиппов, А. С. Вольмир, В. И. Ангелейко, Г. В. Карпенко, С. И. Богомолов, А. Н. Боголюбов, А. Н. Подгорный; В. Л. Рвачев, Ю. М. Мацевитый, Ю. Т. Костенко, Е. Е. Александров, Э. А. Симсон и др. [1-14].

В наше время научная школа механики НТУ «ХПИ» развивается в направлении теоретического, экспериментального и компьютерного исследования научно-технических проблем динамики, прочности, надежности, оптимизации объектов (материалов, изделий, конструкций, систем) с многоуровневой (нано-микро-мезо-макро) структурой в условиях интенсивного нагружения [14, 15]. При решении задач учитываются различные виды нелинейностей (физические; геометрические; контактные; «наследственные»; связанные с появляющимися на одном технологическом этапе полями и передающимися на последующие; учетом прогрессивного повреждения и разрушения материалов и др.).

Академик АН высшей школы Украины Г. И. Львов является руководителем программ Европейского Союза и США «Темпус-Тасис», «Инко-Коперникус», Информационного агентства США и др.. В 2011 г. впервые в Украине на кафедре ДПМ была создана новая специальность «Компьютерная механика». Выпускник каф. ДПМ К. В. Науменко (согласно Академии Google h-индекс=16) в Университете им. Мартина Лютера (Хале, Германия) защитил в 2006 г. докторскую диссертацию по моделированию высокотемпературной ползучести [5, 14].

Выводы. В статье рассмотрена эволюция основных научных достижений ученых и выпускников НТУ «ХПИ» в XIX – XXI ст. в области механики: от экспериментальной и строительной к компьютерной. Показано, как математизация исследовательской деятельности привела к появлению новых моделей и методик анализа механических систем. Благодаря усилиям многих поколений ученых и педагогов Украина занимает 30 место по «Quality of math and Science education», опережая такие страны, как Австрия (37), Швеция (49) и Польша (50). Большой научный потенциал, созданный выдающимися учеными-механиками, найдет воплощение в инновационном развитии в XXI веке и высокотехнологичных производствах мирового уровня. Преодоление нынешнего экономического кризиса будет сопровождаться повышением роли «экономики знаний» и формированием шестого технологического уклада.

Список литературы: 1. Александров Е. Е. Деятельность основателя отечественной научной школы механики и машиностроения профессора В. Л. Кирпичева / Е. Е. Александров, С. А. Назаренко, В. Л. Хавин // Механіка та машинобудування. – 2012. – № 2. – С. 230–249. 2. Timoshenko S. P. As I Remember / S. P. Timoshenko. – D. Van Nostrand. – 1968. – ASIN: B000JOI7I. 3. Андреев А. Г. Основные работы ученых ХПИ в области управления механическими системами / А. Г. Андреев, С. А. Назаренко // Вісник НТУ «ХПІ». – 2014. – № 57 (1099). – С. 3-14. 4. Академик Александр Михайлович Ляпунов. / Л. Л. Товажнянский, К. В. Аврамов, Е. Е. Александров и др. – Х.: НТУ «ХПИ». – 2007. – 288 с. 5. Андреев А. Г. Основные работы ученых ХПИ в области анализа термонапряженных конструкций / А. Г. Андреев, С. А. Назаренко // Вісник НТУ «ХПІ». – 2013. – № 63 (1036). – С. 3-11. 6. Вовкотруб Ю. М. История развития прикладной механики в Украине в XIX – первый четверти XX ст.: дис. ... канд. ист. наук : 07.00.07 / Ю. М. Вовкотруб. – К.: 2006. – 179 с. 7. Назаренко С. А. Основные работы профессора Д. С. Зернова / С. А. Назаренко, В. Л. Хавин, Н. В. Непран, Л. П. Семененко // Вісник НТУ «ХПІ». – № 51. – 2011. – С. 16–23. 8. История Харьковского технологического института в лицах. [Электронный ресурс]. – Режим доступа: http://library.kpi.kharkov.ua/PREPODAVATELY/PR_%D0%9B.html. 9. Назаренко С. А. Ключевые работы ученых НТУ «ХПИ» в области математического моделирования в технике / С. А. Назаренко, С. И. Марусенко // Вісник НТУ «ХПІ». – № 18 (1127). – С. 14–19. 10. Стрельцов Д. Г. О вкладе украинских ученых в развитие науки о сопротивлении материалов в начале XX ст. / Д. Г. Стрельцов // Очерки истории естествознания и техники. – К.: 1988. – Вып. 34. – С. 85–91. 11. Львов Г. И. Основные работы члена-корреспондента Академии Наук Украины В. М. Майзеля / Г. И. Львов, С. А. Назаренко, В. Л. Хавин // Вісник НТУ «ХПІ». – 2013. – № 58. – С. 8-15. 12. Obreimoff J. W. The Splitting Strength of Mica / J. W. Obreimoff // Proceedings of the Royal Society of London. – 1930. – Series A. – Vol. CXXXVII. – No. 804. – P. 290-297. 13. Bogomolov S. I. Application of a superparametric finite shell element to the calculation of turbine blade vibrations // S. I. Bogomolov, S. S. Lutsenko, S. A. Nazarenko // Strength of Materials. – 1982. – Vol. 14, iss. 6. – P. 796-

799. EID: 2-s2.0-0020148233. 14. Морачковский О. К. Инфиз: очерки истории творчества / О. К. Морачковский. – Х.: ЭнергоКлуб Украины. – 2005. – 372 с. Режим доступа: <http://dx.doi.org/10.1007/BF00769780>. 15. Симсон Э. А. Математические модели элементов машин при воздействии физических полей и внешней среды / Э. А. Симсон, С. А. Назаренко // Механіка та машинобудування. – 2009. – № 1. – С. 69–77. 16. Андреев А. Г. Оптимизация технологического нагрева при сборке колесных пар железнодорожного подвижного состава / А. Г. Андреев, А. В. Щепкин // Проблемы машиностроения и надежности машин. – 2012. – № 3. – С. 63-68.

Bibliography (transliterated): 1. Aleksandrov E. E. Deyatel'nost' osnovatelya otechestvennoj nauchnoj shkoly mehaniki i mashinostroeniya professora V. L. Kirpicheva. E. E. Aleksandrov, S. A. Nazarenko, V. L. Havin. *Mekhanika ta mashinobuduvannya*. 2012. No 2. 230–249 Print. 2. Timoshenko S. P. As I Remember. S. P. Timoshenko. D. Van Nostrand. 1968. ASIN: B000JOI7I Print. 3. Andreev A. G. Osnovnye raboty uchenyh KhPI v oblasti upravleniya mehanicheskimi sistemami. A. G. Andreev, S. A. Nazarenko. *Visnyk NTU "KhPI"*. 2014. No 57 (1099). 3-14 Print. 4. Akademik Aleksandr Mihajlovich Lyapunov. L. L. Tovazhnyanskij, K. V. Avramov, E. E. Aleksandrov i dr. Kharkiv: NTU "KhPI". 2007. 288 Print. 5. Andreev A. G. Osnovnye raboty uchenyh KhPI v oblasti analiza termonapryazhennykh konstrukcij. A. G. Andreev, S. A. Nazarenko. *Visnyk NTU "KhPI"*. 2013. No 63 (1036). 3-11 Print. 6. Vovkotrub Yu. M. Istoriya rozvytku prykladnoyi mekhaniky v Ukraini v XIX – pershij chverti XX st.: dys. ...kand. ist. nauk : 07.00.07. Yu. M. Vovkotrub. Kyiv: 2006. 179 Print. 7. Nazarenko S. A. Osnovnye raboty professora D. S. Zernova. S. A. Nazarenko, V. L. Havin, N. V. Nepran, L. P. Semenenko. *Visnyk NTU "KhPI"*. No 51. 2011. 16–23 Print. 8. Istoriya Har'kovskogo tehnologicheskogo instituta v licah. http://library.kpi.kharkov.ua/PREPODAVATELY/PR_%D0%9B.html. 9. Nazarenko S. A. Klyuchevye raboty uchenyh NTU "KhPI" v oblasti matematicheskogo modelirovaniya v tehnikе. S. I. Nazarenko, S. I. Marusenko. *Visnyk NTU "KhPI"*. No 18 (1127). 14–19 Print. 10. Strel'cov D. G. O vklade ukrainских uchenyh v razvitie nauki o soprotivlenii materialov v nachale XX st. D. G. Strel'cov. *Ocherki istorii estestvoznaniya i tehniki*. Kyiv: 1988. Vol. 34. 85–91 Print. 11. L'vov G. I. Osnovnye raboty chlena-korrespondenta Akademii Nauk Ukrainy V. M. Majzelya. G. I. L'vov, S. A. Nazarenko, V. L. Havin. *Visnyk NTU "KhPI"*. 2013. No 58. 8-15 Print. 12. Obreimoff J. W. The Splitting Strength of Mica. J. W. Obreimoff. *Proceedings of the Royal Society of London*. 1930. Series A. Vol. CXXXVII. No. 804. 290-297 Print. 13. Bogomolov S. I. Application of a superparametric finite shell element to the calculation of turbine blade vibrations. S. I. Bogomolov, S. S. Lutsenko, S. A. Nazarenko. *Strength of Materials*. 1982. Vol. 14, iss. 6. 796-799. EID: 2-s2.0-0020148233. 14. Morachkovskij O. K. Infiz: ocherki istorii tvorchestva. O. K. Morachkovskij. Kharkiv: EnergoKlub Ukrainy. 2005. 372 <http://dx.doi.org/10.1007/BF00769780>. 15. Simson E. A. Matematicheskie modeli elementov mashin pri vozdeystvii fizicheskikh polej i vneshnej sredy. E. A. Simson, S. A. Nazarenko. *Mekhanika ta mashinobuduvannya*. 2009. No 1. 69–77 Print. 16. Andreev A. G. Optimizaciya tehnologicheskogo nagreva pri sborke kolesnyh par zheleznodorozhnogo podvizhnogo sostava. A. G. Andreev, A. V. Schepkin. *Problemy mashinostroeniya i nadezhnosti mashin*. 2012. No 3. 63-68 Print.

Поступила (received) 26.10.15

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Андреев Арнольд Георгиевич – кандидат технических наук, доцент кафедры «Динамика и прочность машин» НТУ «ХПИ», тел.: (057) 707-68-79; e-mail: andreev@kpi.kharkov.ua.

Andreev Arnol'd Georgievich – Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, National Technical University «KhPI», Department of Dynamics and Strength of Machines, tel.: (057) 707-68-79; e-mail: andreev@kpi.kharkov.ua.

Назаренко Сергей Александрович – кандидат технических наук, старший научный сотрудник кафедры «Сопротивление материалов» НТУ «ХПИ», тел.: (057) 700-29-72; e-mail: nazarenko_serzh@mail.ua.

Nazarenko Sergej Aleksandrovich – Candidate of Technical Sciences, Senior Staff Scientist, National Technical University «KhPI», Department of Strength of Materials, tel.: (057) 700-29-72; e-mail: nazarenko_serzh@mail.ua

УДК 539.3

Л.В. АВТОНОМОВА, С.В. БОНДАРЬ, А.В. СТЕПУК, В.Л.ХАВИН**ОСОБЕННОСТИ ВЫСОКОСКОРОСТНОГО ДЕФОРМИРОВАНИЯ ТОНКОЙ ПЛАСТИНЫ С ВЫСОКОПРОЧНЫМ ПОКРЫТИЕМ**

Проведено компьютерное моделирование процесса высокоскоростного деформирования тонкой пластины из алюминиевого сплава с корундовым покрытием при ударе пробойником. Рассматривается динамическая контактная вязко-упругопластическая задача при больших деформациях с учетом изменения свойств материала от скоростей деформаций. Анализ полей деформаций и напряжений показал, что наличие высокопрочного тонкого покрытия дает перераспределение поля эквивалентных напряжений и приводит к разрушению нижнего покрытия.

Ключевые слова: защитная пластина, покрытие, пробойник, контактная задача, большие деформации, метод конечного элемента.

Введение. Разработка и исследование защитных пластин представляет собой актуальную задачу для обороноспособности Украины. На современном этапе в мировой практике при изготовлении различных конструкций таких пластин широко используется как традиционная металлическая броня, так и высокомолекулярный полиэтилен, керамика, которые характеризуются высокой противоударной стойкостью.

Существенным недостатком современных защитных пластин из новых композитных материалов в сравнении с пластинами из стали, титана или алюминия является значительно худший показатель по возможному запреградному действию, которое может быть оценено по величине прогиба пластины при ударе пробойником (пулей) с неполным ее разрушением (нет сквозного проникновения). Также следует отметить высокую стоимость облегченных композиционных защитных пластин на основе керамики и броневых высокомолекулярного полиэтилена.

Использование для защитных пластин алюминиевых сплавов с высокопрочными покрытиями, когда вес броневой защиты не является критическим параметром, позволяет существенно снизить их стоимость.

Изучение высокоскоростного деформирования пробойником тонких пластин из алюминиевого сплава с высокопрочным покрытием с учетом протекающих физических явлений возможно на основе численного моделирования и дальнейшего анализа напряженно-деформированного состояния. С этой целью необходимо решать динамическую контактную вязкопластическую краевую задачу, эффективное численное решение которой можно получить методом конечного элемента [1,2].

Анализ последних исследований и литературы. В последние годы появилось много работ, посвященных исследованиям различных защитных пластин. В частности, можно выделить следующие направления исследований:

- анализ ударного воздействия на композиты и керамику с привлечением диссипативных энергетических моделей [3];
- создание эмпирико-экспериментальных моделей с приближенной оценкой разрушающих параметров [4];
- математическое моделирование с целью опре-

деления оптимальной геометрии и баллистических коэффициентов различных видов пробойников по различным стандартам;

- экспериментальные исследования разрушения композитных защитных пластин при ударных воздействиях [5];

- расчеты баллистических пределов и результатов сравнительных испытаний для малых проникающих объектов [6];

- создание приближенных аналитических методов и моделей для исследования проникновения в слоистые структуры [7];

- численное решение различных вязкоупругих контактных задач при ударном воздействии, методом конечного элемента для исследования прочностных характеристик различных керамических покрытий [8];

- анализ прочности защитных пластин из алюминиевых сплавов при ударном воздействии [9].

Численное моделирование процесса высокоскоростного деформирования тонких пластин пробойником с учетом связанности физических полей в последние годы стало возможным после появления специализированных конечно-элементных программных комплексов ANSYS, ABAQUS / Explicit, Deform 3D. Многие публикации посвящены изучению волновых эффектов, зарождения и распространения микроповреждений и макроповреждений, нагрева, процессов появления вторичной пластичности и релаксации напряжений при ударном воздействии. Выбору прочностных характеристик материала, влиянию геометрии, формы и скорости пробойника на характер распространения больших пластических деформаций при высокоскоростном деформировании тонких пластин посвящены работы [10,11].

Однако, корректное решение в полной мере трехмерной краевой динамической контактной задачи с учетом всех физических явлений и конструктивных особенностей неоднородных пластин с помощью современных вычислительных программных комплексов без допущений не представляется возможным.

Целью данной статьи является численное моделирование процесса высокоскоростного деформирования тонкой пластины при ударном воздействии на нее пробойником и исследование влияния высокопрочного покрытия на ее напряженно-деформированное состояние.

Постановка задачи и численная реализация.

При моделировании процесса высокоскоростного деформирования тонкой пластины с высокопрочным покрытием при ударном воздействии стальным пробойником с полусферической формой рабочей части необходимо решать динамическую вязкопластическую контактную задачу с соответствующими граничными и начальными условиями [12].

Полная система уравнений, которая описывает поведение защитной пластины с покрытием, в общем случае включает в себя: уравнения неразрывности, движения и энергии; уравнение Прандтля–Рейса, которое описывает упругопластическое состояние материала; физические соотношения, записанные в терминах скоростей деформаций; уравнение учета влияния скорости деформирования, по модели Купера–Симонда; уравнение для накопления повреждений и предельной деформации, оценка наступления вязкопластического разрушения по модели Джонсона–Кука; уравнение Грюнайзена учитывающее изменение гидростатического давления для сжимаемых материалов, условия хрупкого разрушения для корунда по гипотезе Мора.

Решение методом конечного элемента (МКЭ) на основе независимого подхода Лагранжа–Эйлера нестационарной краевой контактной вязко-упругопластической задачи с учетом больших деформаций позволяет определить распределение полей напряжений и деформаций на всем временном промежутке деформирования пластины при ударе пробойником. Суть подхода Лагранжа–Эйлера состоит в том, что с целью оптимизации вычислительного процесса (сокращение вычислительного времени) движение сетки задается независимо и определяется процессом деформирования материала. Расчет напряженно-деформированного состояния защитной пластины при ударном воздействии был выполнен при помощи специализированного программного комплекса ANSYS.

В работе рассматривается задача влияния двустороннего высокопрочного корундового покрытия на поведение прямоугольной защитной пластины (30x30x6 мм), изготовленной из двух слоев алюминиевого сплава, каждый 3мм толщины, при ударном нагружении. Расчетная схема представлена на рис. 1.

Пластина взаимодействует с цилиндрическим ударником с рабочей частью полусферической формы из стали марки Ст3. Начальная скорость нормального удара составляет 400м/с. Толщина нижнего и верхнего слоя высокопрочного корундового покрытия – 300 мкм. Конечно-элементная модель защитной пластины состоит из 8837 элементов. Модель материала представляется собой таблично заданное семейство кривых деформирования полученных экспериментально в широком диапазоне скоростей деформаций.

При конечно-элементном моделировании использовались следующие допущения: нормальные напряжения на свободных поверхностях пробойника и пластины равны нулю, на контактных поверхностях между пластинами выполняются условия скольжения с трением (коэффициент трения 0,1).

Обсуждение результатов. При решении поставленной задачи были получены параметры напряженно-деформированного состояния в прямоугольной защитной пластине алюминиевого сплава с двусторонним высокопрочным корундовым покрытием. На рисунке 2 представлено распределение перемещений в конце ударного процесса.

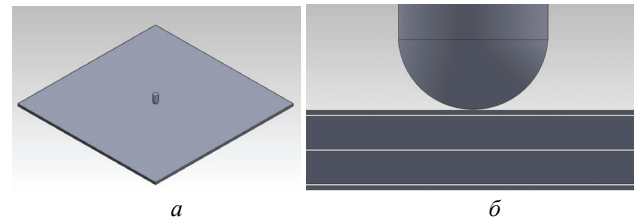


Рисунок 1 – Расчетная схема пластины при ударном воздействии: а – общий вид; б – структура защитной двухслойной пластины с покрытиями

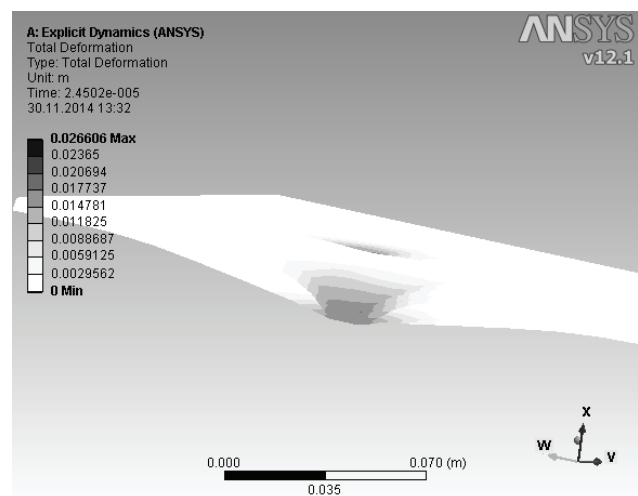


Рисунок 2 – Распределение перемещений защитной пластины при ударном воздействии

В четырехслойной композиции материалов (корунд – двухслойный алюминиевый сплав – корунд) защитной пластины слой из корунда имеет разные значения пределов прочности на растяжение и сжатие.

Распространение напряжений сжатия – растяжения (разгрузки) в процессе деформирования для многослойной конструкции происходит неоднородно, и характер разрушения определяется направлением движения пробойника и его скоростью. В результате удара по периметру пробойника происходит разрушение наружного корундового покрытия и возникают интенсивные сдвиговые перемещения между основными несущими алюминиевыми слоями пластины.

Поле напряжений, распространяющиеся от поверхностей пробойника и пластины, вызывает зоны растяжения по толщине пластин, что приводит к глубокому пластическому деформированию материала слоев пластины и разрушению (отслоению) нижнего покрытия на площади, значительно превышающей размер зоны контакта ударника с пластиной.

При высокоскоростном ударном воздействии на защитную пластину верхнее высокопрочное корундовое покрытие тормозит развитие поверхностных тре-

щин в несущей пластине, в то время как отслоение и разрушение нижнего покрытия предотвращает распространение разрушения непосредственно по толщине многослойной пластины. Одновременно происходит уменьшение значений нормальных напряжений в направлении удара и соответствующее снижение его разрушающего действия.

Выводы. Результаты выполненного численного анализа позволяют лучше понять механизмы разрушения защитных многослойных пластин с покрытиями при проникновении в них высокоскоростного пробойника. Исследование показало, что помимо кинетической энергии пробойника, на разрушение и отслоение высокопрочного корундового покрытия оказывает влияние и характер развития процесса разрушения, в свою очередь зависящего от неоднородной структуры многослойной пластины.

Представленные результаты могут быть использованы для дальнейшего изучения многокомпонентных защитных конструкций, подвергающихся воздействию высокоскоростных ударных нагрузок.

Список литературы: 1. *Matti Loikkanen* Simulation of Ballistic Impact on Composite Panels / *Loikkanen Matti* // 1-th Int LS-DYNA Users Conf. – 2008. 2. *Sai Kiran Chelluru* Finite Element Simulations of Ballistic Impact on Metal and Composite Plates / *Sai Kiran Chelluru* // Andhra Uni. – 2004. 3. *Serge Abrate*. Ballistic Impact on Composites / *Serge Abrate* // Southern Illinois University. – Carbondale. – IL 62901-6603. – USA. – 16th Int. Conf. on Composite Materials. – July 2007. – Kyoto. – Japan. 4. *Pedro Cortes* The Dynamic Properties of Sandwich Structures based on Metal-Ceramic Foams / *Pedro Cortes* // Youngstown State Uni. – CTME Newsletter. – 2012. – Vol. 5, iss. 2. 5. *Hazell P. J.* Impact, penetration and perforation of a bonded CFRP composite panel by a high velocity steel sphere: an experimental study / *P.J. Hazell, G.J. Appleby-Thomas, G. Kister* // Cranfield Defence and Security, Cranfield University. – Journal of Strain Analysis for Engineering Design. – 2010. – Vol. 45 (6). – P. 439-450. 6. *Ferriter E.A.* Techniques Used to Estimate Limit Velocity in Ballistic Testing with Small Sample Sizes / *E.A. Ferriter Ian McCulloh, William deRosett* // 1998. 7. *Patel B.P.* Penetration of Projectiles in Composite Laminates / *B.P. Patel, S.K. Bholra, M. Ganapathi, D.P. Makhecha* // Institute of Armament Technology. – Pune-411 025. – Defence Science Journal. – Vol. 54, No. 2. – April 2004. – P. 151-159. 8. *Śliwa A.* Finite Element Method application for modeling of PVD coatings properties / *A. Śliwa, L.A. Dobrzański, W. Kwaśny, W. Sitek* // Institute of Engineering Materials and Biomaterials.

– Journal of Achievements in Materials and Manufacturing Engineering. – Vol. 27, iss. 2. – April 2008. 9. *Sudhakara I.* Enhancement of wear and ballistic resistance of armour grade AA7075 aluminium alloy using friction stir processing / *I. Sudhakara, V. Madhub et al* // Defence Technology. – November 2014. 10. *Kosciuczenko K.* Numerical Analysis of Ceramic / *K. Kosciuczenko, T. Niezgoda, W. Barnat, R. Panowicz* // Steel – Composite Shield Subjected to Ballistic Impact of the Fragment. – Journal of KONES Powertrain and Transport. – Vol. 18, No 1. – 2011. 11. *Sujith N. S.* Impact Analysis of Bullet on Different Bullet Proof Materials / *N. S. Sujith, K. Y. Chethan, M. D. Sandeep, M. S. Sanjay, Shaik Khader Basha, D. S. Sowmyashree* // International Journal of Mechanical and Industrial Technology April. – September 2015. – Vol. 3, iss. 1. – P. 303-310. 12. *Assie A.E.* Modeling of viscoelastic contact-impact problems / *A.E. Assie, M.A. Eltaher, F.F. Mahmoud* // Applied Mathematical Modelling. – Vol. 34, iss. 9. – September 2010. – P. 2336-2352.

Bibliography (transliterated): 1. *Loikkanen Matti* Simulation of Ballistic Impact on Composite Panels. 1-th Int LS-DYNA Users Conf. (2008). Print. 2. *Chelluru Sai Kiran* Finite Element Simulations of Ballistic Impact on Metal and Composite Plates. Andhra Uni. (2004). Print. 3. *Abrate Serge* Ballistic Impact on Composites. Southern Illinois University, Carbondale, IL 62901-6603, USA, 16th Int. Conf. on Composite Materials, (July 2007), Kyoto, Japan. Print. 4. *Cortes Pedro* The Dynamic Properties of Sandwich Structures based on Metal-Ceramic Foams. Youngstown State Uni, CTME Newsletter. Vol. 5, iss. 2 (2012). Print. 5. *Hazell P.J., Appleby-Thomas G.J., Kister G.* Impact, Penetration and Perforation of a Bonded CFRP Composite Panel by a High Velocity Steel Sphere: an Experimental Study. Cranfield Defence and Security, Cranfield University, Journal of Strain Analysis for Engineering Design. Vol. 45 (6). (2010): 439-450. Print. 6. *E. A. Ferriter, Ian McCulloh and William de Rosett* Techniques Used to Estimate Limit Velocity in Ballistic Testing with Small Sample Sizes. (1998). Print. 7. *B.P. Patel, S.K. et al.* Penetration of Projectiles in Composite Laminates. Institute of Armament Technology, Pune-411 025, Defence Science Journal. Vol. 54, No. 2 (April 2004): 151-159. Print. 8. *Śliwa A. et al.* Finite Element Method Application for Modeling of PVD Coatings Properties. Institute of Engineering Materials and Biomaterials, Journal of Achievements in Materials and Manufacturing Engineering, Vol 27, iss. 2 (April 2008). Print. 9. *Sudhakara I et al.* «Enhancement of Wear and Ballistic Resistance of Armour Grade AA7075 Aluminium Alloy Using Friction Stir Processing». Defence Technology November 2014. Print. 10. *Kosciuczenko K. et al.* Numerical Analysis of Ceramic –Steel – Composite Shield Subjected to Ballistic Impact of the Fragment. Journal of KONES Powertrain and Transport. Vol. 18, No 1 (2011). Print. 11. *Sujith N S. et al.* «Impact Analysis of Bullet on Different Bullet Proof Materials». International Journal of Mechanical and Industrial Technology, April 2015, Vol. 3, iss. 1: 303-310. Print. 12. *Assie A.E., Eltaher M.A. and Mahmoud F.F.* Modeling of Viscoelastic Contact-Impact Problems. Applied Mathematical Modelling. Vol. 34, iss. 9. September 2010: 2336-2352. Print.

Поступила (received) 15.12.2015

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Автономова Людмила Владимировна – кандидат технических наук, ведущий научный сотрудник кафедры Соппротивление материалов, НТУ «ХПИ», тел.: (057)-70-761-78, e-mail: lavtonomova@gmail.com

Avtonomova Lyudmila Vladimirovna – Candidate of Technical Sciences, Leading Researcher, Department of Strength of Materials, NTU «KhPI», tel.: (057)-70-761-78, e-mail: lavtonomova@gmail.com

Бондарь Сергей Владимирович – кандидат технических наук, старший научный сотрудник кафедры Соппротивление материалов, НТУ «ХПИ», тел.: (057)-70-761-78, e-mail: serg_xpi@mail.ru

Bondar' Sergej Vladimirovich – Candidate of Technical Sciences, Senior Research Officer, Department of Strength of Materials, NTU «KhPI», tel.: (057)-70-761-78, e-mail: serg_xpi@mail.ru

Стенук Александр Владимирович – кандидат физико-математических наук, старший научный сотрудник кафедры Соппротивление материалов, НТУ «ХПИ», тел.: (057)-70-761-78, e-mail: abtop@yahoo.com

Stepuk Aleksandr Vladimirovich – Candidate of Physical and Mathematical Sciences, Senior Research Officer, Department of Strength of Materials, NTU «KhPI», tel.: (057)-70-761-78, e-mail: abtop@yahoo.com

Хавин Валерий Львович – кандидат технических наук, заведующий кафедрой Соппротивление материалов, НТУ «ХПИ», тел.: (057)-70-761-78, e-mail: Vkhavin@kpi.kharkov.ua

Khavin Valerij L'vovich – Candidate of Technical Sciences, Head of the Department of Strength of Materials, NTU «KhPI», tel.: (057)-70-761-78, e-mail: Vkhavin@kpi.kharkov.ua

UDC 669.018

D. V. BRESLAVSKY, O. O. BRESLAVSKA, A. S. KHOROSHUN**WEB-APPLICATION FOR ARCHIVING OF CREEP AND LONG TERM STRENGTH DATA**

The paper is devoted to description of the software, which made as web-application, for collection, storing and processing the data of creep and long term strength, including the case of creep-fatigue interaction. The short review and analysis of problem is presented. The technology for minimization of creep data storing as well as the architecture of web-application is discussed. Software contains the possibility of imaging three parts of data, which are creep curves, long term strength curves and diagrams of limiting amplitudes and stresses. The values of temperature, stress, grade and literature reference to the data are demanded database fields. The examples of the work with database and with plots are presented.

Keywords: creep, long term strength, creep-fatigue interaction, experimental results, web-application, material data storing.

Introduction. Preserving of information containing the experimental test data is very important problem. The last century was characterized by the snowballing increasing of publications in different handbooks, monographs and papers in scientific journals, in which the manifold results of experiments were published. Nonlinear Mechanics demands a number of experiments, which is a lot more than in traditional part of Mechanics. Due to their time-dependent character the creep and long term strength experiments present one of the most labor- and time consuming part of the experimental investigations in Mechanics. The creep experimental data were scattered in a lot of papers and monographs, among which the books [1–5] can be specially mentioned. The review of publications made in Russian up to end of 80th years of XX century can be find in the book of Nikitenko and Vakulenko [6], as well as the last review in this field was published in the paper of Mackerle. [7]. But the largest amount of the data contains in a scientific journal papers.

In a time, the unique experimental data became unavailable because of natural causes which firstly include the practical impossibility for the researcher to recognize the source of information with necessary knowledge. So, the large amount of experimental results remains unknown for scientist or engineer who needs the corresponding data. Such situation leads to repeating of experiments which demand a lot of time and costs.

This problem is deepened in the case of long term experiments which are necessary in investigations of creep, especially it concerns to the tests which are carried up to the rupture of specimens. The costs here are increased many times due to time dependence of this type of experiments.

The first attempt for solving of the problem in consideration was the digitizing of publications. The creating of big electronic libraries benefits the many investigations, but the problem doesn't solve finally: it is practically impossible to find the data for necessary grades with demanding values of temperatures, stresses and other test conditions by use only the title or abstract of a paper.

One way of the problem's solution, which is most general in last decades, is developing of databases containing the full set of possibilities for data collection, storage and processing. Now the best way to access the databases is installation them in Internet as a web-application.

This possibility for more common data of chemical composition, physical, mechanical and technological properties of engineering materials was realized in a few

web-portals. Among them the *MatWeb* (<http://www.matweb.com>), *Databook of Steels and Alloys* (<http://www.splav-kharkov.com>) [8], which contains the data of grades due to former Soviet standards, and *European Steels and Alloys* (<http://www.steelnumber.com>), can be marked for their completeness and availability.

It is necessary to mark that creep and long term strength data are practically absent in this web-sites. Only some examples of coefficients for equation describing the uniaxial creep by Norton law jointly with Rabotnov-Kachanov damage model [1] can be found in *Databook of Steels and Alloys* [8], but information about experimental creep and long term strength curves are absent therein.

Thereby the development of new database containing information of creep experimental data including representation of creep curves with primary, secondary and tertiary curve pieces, long term strength curves as well as amplitude diagrams for creep-fatigue tests, can be regarded as an important task.

Software description. The presented paper is devoted to description of the implementation of this goal as web-application 'CREEP DATA' with access to database of creep experimental results. It is designed as a part of web-portal '*The World of Mechanics*' (<http://www.worldmech.net>), where the information about achievements in different fields of Mechanics is planned to be loaded.

The work has two stages. The first one consists in development of database architecture, its implementation into the server, design of the web-site pages with appropriate interface sections and data completion. After the moment when the database of creep data will be initially completed, the second part, which include development of special software for analysis of data sorting, automatic deriving of creep-damage equation coefficients etc, has to be done. Just now the first part is completed and will be presented in a paper.

Let us discuss our strategy. The creep curve plots are usually presented as a bitmap figures in scientific papers or books. From the point of view of data processing such presentation is not convenient for storing both due to large dimension of each image and to practical hardness of direct access to data.

That is why another approach has been suggested. The knowledge of creep curve behavior, which generally demonstrates three above mentioned pieces, allows us to

formalize it. Only few points from creep curve are necessary for storing the data. Two-dimensional creep curve plot is built by two coordinates, which are time t and creep strain c values. The schematic representation of this partitioning is presented on Fig.1.

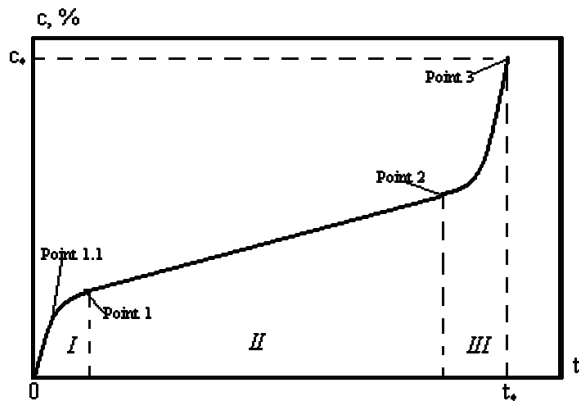


Figure 1 – Schematic representation of creep curve

Due to the fact that $c(0) = 0$, the Point1 is the point of approximate dissection between primary and secondary creep, Point 2 is the point of approximate dissection between secondary and tertiary creep, and Point 3 coincides to the moment of specimen's rupture.

Of course, we can include to the storage the curves, in which one or two creep stages are absent. Point 1.1 was additionally introduced in order to obtain the possibility of deriving the analytical expression for primary creep. So, each creep curve needs maximum four pairs of numbers for its formal representation.

The input data allows the graphical imaging. The simplified presentation of primary and tertiary creep stages by Bezier curves is used [9]. Of course, some distinctions with real curve take place, but this image is necessary only for visual control of data has been input by user.

Now let us briefly discuss the working sequence. The user who intends filling some database fields has to register in site. The page <http://worldmech.net/creep/> contains the necessary form for registration. After successful login the user has to select 'Add form' (Fig. 2) in the page where the selection of actions with different creep data is suggested. Further the information about existing points in creep curve as well as another data consists of stress and temperature value, steel grade and reference to the publication in which this plot is presented has to be added in forms.

The information which was sent to server is checked by database manager. In the case of correct checking the data are available in the web-page. User can browse the creep curve plot by use the form 'Look graphics'. Fig 3 contains the example of the plot construction for steel G91 at $T = 873$ K and stress 160 MPa [10].

The similar approach is used for the representation of two another phenomena is connected with creep process in solids. They are long term strength and data of strength due to joint action of creep and fatigue (so-called diagrams of limiting amplitudes and stresses). The form which is necessary to be filled for representation of creep

long strength data includes three points which described two pieces of curve. The first stage represents ductile part of the curve as well as the brittle one represents by the second. Each point has two coordinates: time and stress values. The logarithmic scale is used.

Figure 4 contains an example of such curve for steel S590 at $T = 921$ K [11].

Figure 2 – Form for adding of creep data

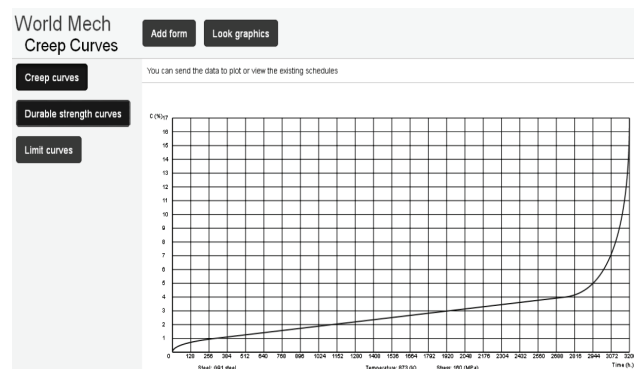


Figure 3 – Presentation of creep curve



Figure 4 – Presentation of long term strength law

The third form uses for input of experimental results which represent the data set characterizing the fracture of specimen. Coordinates here are mean and amplitude stresses which combination brings to fracture at the same time. The user has to be filled these data in an array with two columns.

Let us present in Fig. 5 an example of the limit curve built for high temperature nickel based alloy EI867 at $T = 1173$ K with equal fracture time 600 h [12]. In current version the points in diagram are connected by straight lines.



Figure 5 – Presentation of diagrams of limiting amplitudes and stresses

Both forms demand temperature value, steel or alloy grade and reference to the publication in a literature.

So, after filling the base users will obtain the possibility to implement both separate data and creep-damage equations in their numerical analysis of high temperature behavior of structural members.

Software features. Let us briefly describe the developed technology. Data-query language SQL [13] is used in order to form and work with the database.

All numerical analysis in application is written on JavaScript language [14]. Calculations for plots building, user's and administrator's interfaces structure are run in JSe. PHP language uses only for the connection of scripts with the database and for user's authorization.

Plots are built by use of Canvas technology [14]. It is available in HTML5 and now is often used for bitmap image creation by use of scripts which are written in JavaScript language. Using Canvas we not need to load the bitmap image from server, because by use of developed algorithms the picture is created in a browser immediately. Canvas contains the large amount of graphical tools including Bezier curves building.

All necessary information from database is obtained by use of AJAX (Asynchronous Javascript And Xml), which is the technology allows the data exchange without full page reloading [14]. Its use allows to reduce the server's duty cycle by obtaining in each moment only necessary information.

One of the main advantages of the developed web-based application is that information is not stored in read-only text files, but in a special database allowing the user to select a particular characteristic exactly or in the given range. Interface is a standard for web-programming, all of actions are available from the site menu, located at the page.

For user's session the personal computer with any Internet browser and Internet access is necessary.

Conclusions. The description of specialized web-application 'Creep Data' developed for storing, quick access and processing of the creep and long term strength data of modern structural metallic materials is presented. The web-application's possibilities for engineers and scientists in Mechanical Engineering and Solid Mechanics are discussed.

Bibliography: 1. *Lemaitre J. Mechanics of solid materials / J. Lemaitre, J.-L. Chaboche.* – Cambridge: University press, 1994. – 556 p. 2. *Penny R. K. Design for creep / R. K. Penny, D. L. Marriott.* – London: Chapman and Hall, 1995. – 430 p. 3. *Rabotnov Yu. N. Creep Problems in Structural Members / Yu. N. Rabotnov.* – Amsterdam/London: North-Holland Publishing, 1969. – 822 p. 4. *Viswanathan R. Damage mechanics and life assessment of high temperature components / R. Viswanathan.* – ASM International, 1989. – 497 p. 5. Шестериков С. А. Закономерности ползучести и длительной прочности: Справочник / С. А. Шестериков. – М.: Машиностроение, 1983. – 101 с. 6. Никитенко А. Ф. Ползучесть и длительная прочность элементов конструкций. Библиографический указатель отечественной и зарубежной литературы за 1970-1985 гг. / А. Ф. Никитенко, Л. Д. Вакуленко. – Новосибирск: Ин-т гидродинамики им. М. А. Лаврентьева, 1987. – 341 с. 7. *Mackerle J. Creep and creep fracture/damage finite element modelling of engineering materials and structures: An addendum / J. Mackerle // International Journal of Pressure Vessels and Piping.* – 2004. – Vol. 81, № 5. – P. 381-392. 8. *Breslavskaya E. A. Internet-portal «Database of Steels and Alloys» as an efficient tool in engineering / E. A. Breslavskaya, D. V. Breslavsky // CIS Iron & Steel Review 2011.* – 2011. – № 1. – P. 12-15. 9. *Joon Ahn Young Approximation of circular arcs and offset curves by Bézier curves of high degree / Ahn Young Joon // Journal of Computational and Applied Mathematics.* – 2004. – Vol. 167, № 2. – P. 405-416. 10. *Kim Woo-Gon Long-Term Creep Characterization of Gr. 91 Steel by Modified Creep Constitutive Equations / Woo-Gon Kim, Sung-Ho Kim, Chan-Block Lee // Metals and Materials International.* – 2011. – Vol. 17, № 3. – P. 497-504. 11. Маньковский В. А. Прогнозирование длительной прочности конструктивных сталей и сплавов / В. А. Маньковский, В. Т. Сапунов // Заводская лаборатория. Диагностика материалов. – 2006. – № 7. – С. 41-45. 12. Голуб В. П. Циклическая ползучесть жаропрочных никелевых сплавов / В. П. Голуб. – Киев: Наукова думка, 1983. – 224 с. 13. Кригель А. SQL. Библиотека пользователя / А. Кригель, Б. Трухнов. – М: Дialeктика, 2009. – 752 с. 14. *Chapman N. Digital Multimedia 2nd edition / N. Chapman, J. Chapman.* – John Wiley & Sons, 2004. – 698 с.

Bibliography (transliterated): 1. Lemaitre, J. and J.-L. Chaboche. Mechanics of solid materials. Cambridge: University press, 1994. Print. 2. Penny, R. K. and D. L. Marriott. Design for creep. London: Chapman and Hall, 1995. Print. 3. Rabotnov, Yu. N. Creep Problems in Structural Members. Amsterdam/London: North-Holland Publishing, 1969. Print. 4. Viswanathan, R. Damage mechanics and life assessment of high temperature components. ASM International, 1989. Print. 5. Shesterikov, S. A. Zakonomernosti polzuchesti i dlitel'noj prochnosti: Spravochnik. Moscow: Mashinostroenie, 1983. Print. 6. Nikitenko, A. F. and L. D. Vakulenko. Polzuchest' i dlitel'naja prochnost' jelementov konstrukcij. Bibliograficheskij ukazatel' otechestvennoj i zarubezhnoj literatury za 1970-1985 gg. Novosibirsk: In-t gidrodinamiki im. M. A. Lavrent'eva, 1987. Print. 7. Mackerle, J. "Creep and creep fracture/damage finite element modelling of engineering materials and structures: An addendum". International Journal of Pressure Vessels and Piping 81.5 (2004): 381-392. Print. 8. Breslavskaya, E. A. and D. V. Breslavsky. "Internet-portal «Database of Steels and Alloys» as an efficient tool in engineering". CIS Iron & Steel Review 2011 1 (2011): 12-15. Print. 9. Joon, Ahn Young. "Approximation of circular arcs and offset curves by Bézier curves of high degree". Journal of Computational and Applied Mathematics 167.2 (2004): 405-416. Print. 10. Kim, Woo-Gon, Sung-Ho Kim and Chan-Block Lee. "Long-Term Creep Characterization of Gr. 91 Steel by Modified Creep Constitutive Equations". Metals and Materials International 17.3 (2011): 497-504. Print. 11. Man'kovskij, V. A. and V. T. Sapunov. "Prognozirovanie dlitel'noj prochnosti konstrukcionnyh stalej i splavov". Zavodskaja laboratorija. Diagnostika materialov. 7 (2006): 41-45. Print. 12. Golub, V. P. Ciklicheskaja polzuchest' zharoprochnykh nikelovyh splavov. Kiev: Naukova dumka, 1983. Print. 13. Krigel, A. and B. Truhnov. SQL. Biblioteka pol'zovatelja. Moscow: Dialektika, 2009. Print. 14. Chapman, N. and J. Chapman. Digital Multimedia 2nd edition. John Wiley & Sons, 2004. Print.

Hadiiuvna (received) 21.12.2015

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Бреславський Дмитро Васильович – доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри систем і процесів управління, Національний технічний університет «ХПІ»; тел.: (057)-707-64-54; e-mail: brdm@kpi.kharkov.ua.

Breslavsky Dmytro Vasylovych – Doctor of Technical Sciences, Professor, Head of the Department of Control Systems and Processes, National Technical University "KhPI"; tel.: (057)-707-64-54; e-mail: brdm@kpi.kharkov.ua.

Бреславська Олена Олександрівна – кандидат технічних наук, науковий співробітник кафедри теоретичної механіки, Національний технічний університет «ХПІ»; тел.: (057)-707-63-73; e-mail: breslavska@ukr.net.

Breslavska Olena Oleksandrivna – Candidate of Technical Sciences, Research Associate of the Department of Theoretical Mechanics, National Technical University "KhPI"; tel.: (057)-707-63-73; e-mail: breslavska@ukr.net.

Хорошун Андрій Сергійович – магістр з інформатики, web-розробник у компанії SKALAR; тел.: (057)-707-64-54; e-mail: a.s.khoroshun@gmail.com.

Khoroshun Andriy Sergiyovych – Master of Informatics, Web-developer of the company SKALAR; tel.: (057) 707-64-54; e mail: a.s.khoroshun@gmail.com.

УДК 539.3

Д. В. БРЕСЛАВСЬКИЙ, В. М. КОНКІН, В. О. МЕТЕЛЬОВ**ПЛАСТИЧНІСТЬ ТА ПОВЗУЧІСТЬ СТАЛІ 3 ПРИ КІМНАТНІЙ ТЕМПЕРАТУРІ**

В статті наведено отримані авторами експериментальні результати з деформування зразків зі сталі 3 при кімнатній температурі й напруженнях, що перевершують межу міцності. Обговорюються рівняння стану, що можуть бути застосовані для опису деформування цієї сталі за часом. Виявлено істотну анізотропію властивостей повзучості. Порівняння даних, отриманих розрахунками, з експериментальними показало задовільну можливість використання запропонованих рівнянь.

Ключові слова: пластичність, повзучість, рівняння стану, криві повзучості, анізотропія властивостей повзучості, прокатка, експериментальні дослідження, плоскі зразки.

Вступ. Деформування матеріалів за межами пружності призводить до виникнення незворотних деформацій. Зазвичай вони розподіляються на миттєві деформації пластичності та деформації повзучості, що залежать від часу. Як відмічають Ж. Леметр та Ж.-Л. Шабош [1], для більшості металів деформації повзучості є суттєвими при температурі $T > T_{nl}/3$, де T_{nl} – температура плавлення, однак існують метали, що виявлять властивості повзучості й при кімнатній температурі $T = 300$ К, навіть якщо $T_{nl} = 1400$ К. Часто деформації повзучості виникають на тлі миттєвих пластичних деформацій. При цьому часто рівень напружень є досить високим, що призводить до дуже швидкого руйнування матеріалу. У цьому випадку таке явище носить назву короткочасної повзучості [2, 3].

Особливо важливим є аналіз рівня деформацій повзучості, які є короткочасними, при розрахунках технологічних процесів, наприклад прокатки, волочиння тощо, у зв'язку з необхідністю точного визначення розмірів листових заготовок та їхнього напружено-деформованого стану у будь-який момент часу [4, 5]. Розрахункове оцінювання незворотних деформацій потребує формулювання відповідних рівнянь стану та проведення експериментальних досліджень для визначення значень констант, що до них входять.

Для опису плинності матеріалу при складному напруженому стані найкращі результати як в теорії повзучості, так й в теорії пластичності надають теорії інкрементального типу [6-9]. При аналізі деформування

листових матеріалів, отриманих прокаткою, часто встановлюють ортотропію залежностей деформацій чи їхніх швидкостей від напружень. У цьому випадку застосовують спеціальні форми визначальних співвідношень, що її враховують [1, 7, 10-12].

Дану статтю присвячено дослідженню деформування Сталі 3 при кімнатній температурі. Надано опис методики експериментів при простому напруженому стані. Наведено отримані експериментальні результати: діаграми деформування зразків, криві повзучості зразків, що були вирізані в трьох напрямках з листового матеріалу. Запропоновано рівняння стану, які враховують присутність складових, викликаних миттєвою пластичністю та повзучістю матеріалу, та отримано значення констант, що до них входять.

Експериментальні дослідження плоских зразків.

В роботі виконано дослідження деформування зразків зі Сталі 3. Для всіх експериментів було використано сталеві листи однієї партії постачання. Було проведено дві групи експериментів: зняття кривих деформування для встановлення залежності «напруження-деформація» при одноісному розтягу; отримання залежності повної деформації зразків від часу. Всі дослідження було виконано при нормальній температурі 293 К.

Для зняття діаграми деформування зразків з листового матеріалу було вирізано по три зразки: вздовж, поперек напрямку прокатки та під кутом 45° до нього. Зразки виготовлялись фрезеруванням за вимогами ДСТУ 3248-81. До експериментів було залучено ви-

пробувальну машину Neckert FP-100/1 кафедри опору матеріалів НТУ «ХП».

За результатами досліджень встановлено ізотропію миттєвого деформування матеріалу. Похибка не перевищувала 10 % та була однаковою для різних зразків, вирізаних з різних напрямів. Експериментальні дані використано для побудови діаграми деформування (рис. 1).

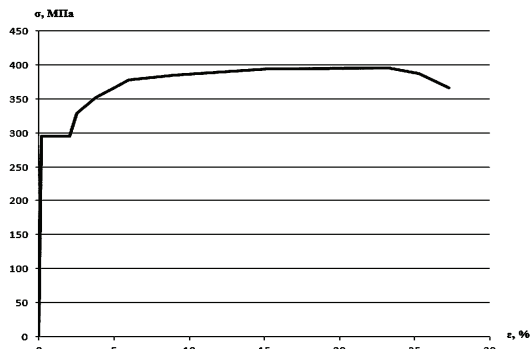


Рисунок 1 – Діаграма деформування Сталі 3

За дослідними даними встановлено, що модуль пружності матеріалу, що розглядається, дорівнює $E = 2 \cdot 10^5$ МПа, межа плинності $\sigma_T = 295,8$ МПа, межа міцності $\sigma_B = 395,3$ МПа. Відмітимо, що діаграма має досить значну площадку плинності. Значення руйнівної деформації складала 27-28 %.

До експериментів на повзучість було залучено стандартну випробувальну машину АІМА-5-2 [13] лабораторії кафедри динаміки та міцності машин НТУ «ХП». Використовувався модифікований пристрій для закріплення плоских зразків. Зразки також вирізалися з тих самих трьох напрямів та виготовлялись фрезеруванням за ДСТУ 3248-81. На рис. 2 надано загальний вигляд та їхні основні розміри. Вимірювання переміщень здійснювалось за допомогою індикаторів годинникового типу з можливістю вимірювань до 0,01 мм.

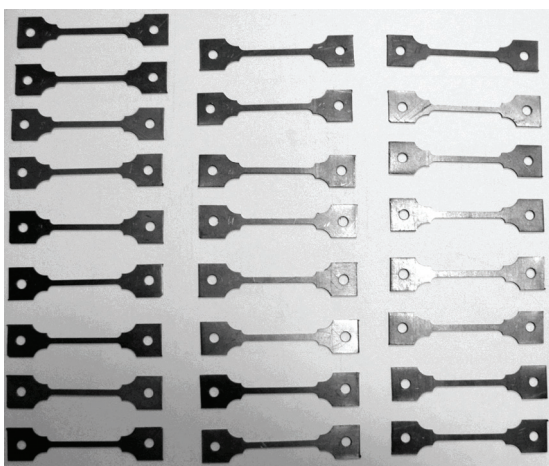


Рисунок 2 – Зразки для випробувань на повзучість

Для досліджень було обрано діапазон напружень, що суттєво перебільшує межу плинності. Експерименти виконувались для трьох значень напруження розтягу: 378,7 МПа, 366,8 МПа та 352,3 МПа.

Проведено випробування 27 зразків: три групи

експериментів для кожного значення напруження, в кожній з яких випробувалося по 9 зразків. Досліджено по три зразки для трьох напрямків – вздовж, поперек напрямку прокатки та під кутом 45° до нього. Розкид даних не перевищував 18-23 %, що є типовим для експериментів на повзучість [6].

За результатами дослідів встановлено, що для Сталі 3, яка розглядається, у прийнятному діапазоні напружень є характерною короткочасна повзучість. Деформації повзучості розвиваються після миттєвих деформацій пластичності. Зауважимо, що повзучість має обмежений у часі характер: вона інтенсивно розвивається у перші хвилини, та практично зупиняється після 30 хвилин деформування. Один з зразків (вирізаний поперек прокатки, при дії напруження 378,8 МПа) було залишено під навантаженням на термін 2 місяці (61 день), при цьому за цей час деформація не була зафіксована датчиками, що застосовувались. У зв'язку з цим було прийнято рішення проводити експерименти на часовій базі 0,5 години. По одному зі зразків було випробувано на часовій базі 1,5 години (90 хвилин). Додаткова деформація була на рівні $1-2 \cdot 10^{-3}$ %.

Загальні криві деформування наведено на рис. 3–5. Тут кривою 1 позначено дані експериментів з напруженням 378,7 МПа, кривою 2 – 366,8 МПа та кривою 3 – 352,3 МПа.

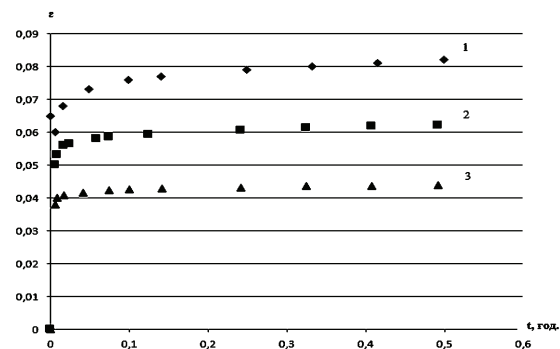


Рисунок 3 – Залежність повної деформації зразку від часу. Зразки, що вирізано вздовж напрямку прокатки

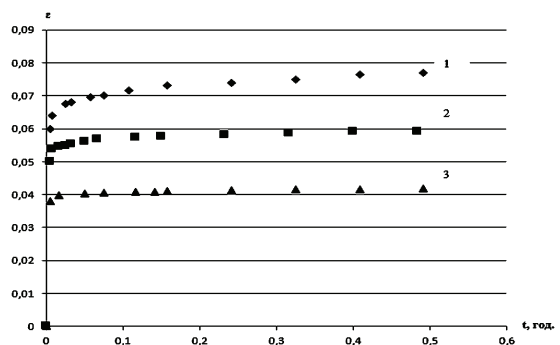


Рисунок 4 – Залежність повної деформації зразку від часу. Зразки, що вирізано поперек напрямку прокатки

З кривих деформування за часом було виділено криві повзучості (рис. 6–8). Для цього від значень повних деформацій віднімалися миттєві пружні та пластичні, які були визначені для даного напруження за діаграмою деформування. На рис. 6 наведено дані для

зразків, що було вирізано вздовж прокатки, рис. 7 – поперек прокатки, рис. 8 – під кутом 45° до напрямку прокатки. На цих графіках кривими 1, 2, 3 позначені дані для трьох значень напруження розтягу: 378,7 МПа, 366,8 МПа та 352,3 МПа відповідно.

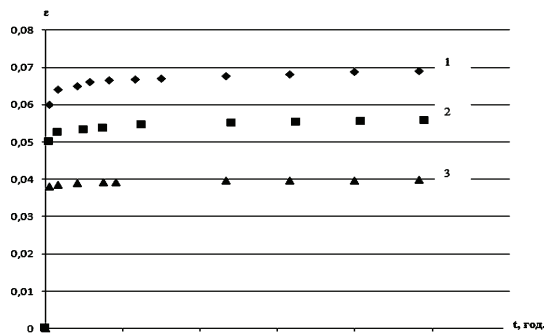


Рисунок 5 – Залежність повної деформації зразку від часу. Зразки, що вирізано під кутом 45° до напрямку прокатки

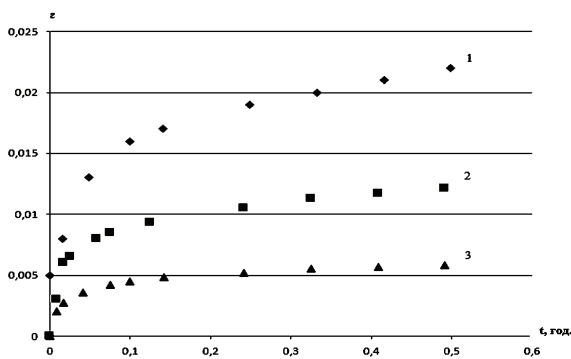


Рисунок 6 – Криві повзучості. Зразки, що вирізано вздовж напрямку прокатки

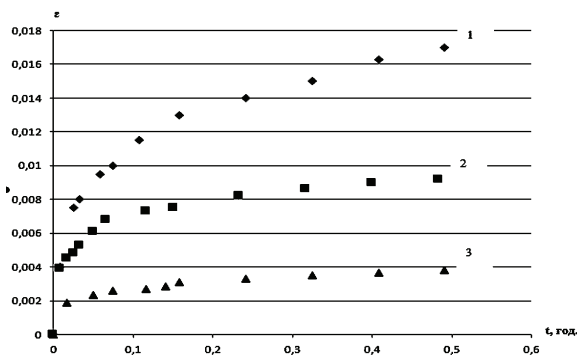


Рисунок 7 – Криві повзучості. Зразки, що вирізано поперек напрямку прокатки

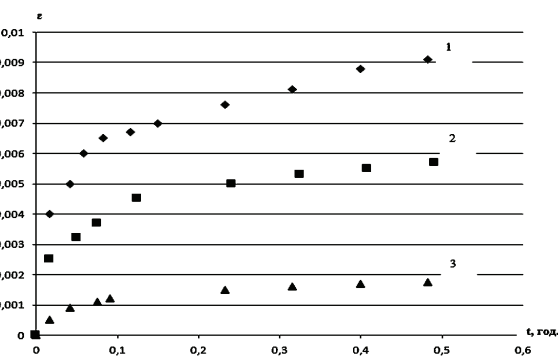


Рисунок 8 – Криві повзучості. Зразки, що вирізано під кутом 45° до напрямку прокатки

Аналіз отриманих експериментальних результатів для всіх напрямків показує, що для всіх значень напружень з обраного діапазону форма кривих повзучості відповідає першому етапу повзучості матеріалів – неусталеної повзучості.

Рівняння стану. Надамо опис рівнянь стану для однорідного матеріалу з ізотропією властивостей пружності та пластичності та ортотропними (транверсально-ізотропними) властивостями повзучості. Розглядаємо випадок малих деформацій. Для повної деформації $\underline{\varepsilon}$ приймаємо гіпотезу адитивності її складових: пружної \underline{e} та незворотної деформації $\underline{\varepsilon}^{in}$:

$$\underline{\varepsilon} = \underline{e} + \underline{\varepsilon}^{in} \quad (1)$$

У загальному випадку, коли початкове навантаження є таким, що другий інваріант тензору напружень σ_i (інтенсивність напружень за Мізесом) перевищує межу плину [1], незворотна деформація $\underline{\varepsilon}^{in}$ складається з деформації пластичності \underline{p} та деформації повзучості \underline{c} :

$$\underline{\varepsilon}^{in} = \underline{p} + \underline{c} \quad (2)$$

Розглядаємо адіабатичні процеси при незмінних температурах. При цьому всі основні невідомі - вектори напружень $\underline{\sigma}$, деформацій $\underline{\varepsilon}$, $\underline{\varepsilon}^{in}$, \underline{e} , \underline{p} , переміщень \underline{u} – є функціями, що визначені при заданій температурі.

Для визначення пластичних деформацій застосуємо теорію інкрементального типу – теорію плину з ізотропним зміцненням [6]. Використаємо умову пластичності Губера-Мізеса:

$$f(\sigma_{ij}) = \frac{3}{2} s_{ij} s_{ij} - [\Phi(\int d\bar{p}_i)]^2, \quad (3)$$

де $s_{ij} = \sigma_{ij} - \delta_{ij} \sigma_{ii}$ – компоненти девіатора тензору напружень, $\int d\bar{p}_i$ – параметр Удквіста, та інтенсивність деформацій Мізеса: $p_i = \Phi(\int d\bar{p}_i)$. В цьому випадку компоненти приростів пластичних деформацій визначаються наступним чином:

$$dp_{ij} = \frac{3}{2} \frac{d\bar{p}_i}{\sigma_i} s_{ij} \quad (4)$$

Далі розглянемо визначальні співвідношення повзучості. Застосуємо тензорні співвідношення інкрементальної теорії повзучості [1, 6]. Використовуємо запропоновані О.К.Морачковським [11] визначальні тензорно-лінійні рівняння для матеріалів з анізотропією властивостей повзучості та пошкоджуваності. Рівняння формуємо в головних осях симетрії повзучості і пошкоджуваності анізотропного тіла. Обмежимо випадком двовимірних задач теорії повзучості. Розглядаємо плоский напружений стан з векторами напружень $\underline{\sigma} = (\sigma_{11}, \sigma_{22}, \sigma_{12})^T$ та швидкостей деформацій повзучості $\underline{\dot{c}} = (\dot{c}_{11}, \dot{c}_{22}, 2\dot{c}_{12})^T$.

По-перше розглянемо визначальні співвідношення для закону повзучості. Зв'язок між компонентами

вектору деформацій повзучості та напружень приймаємо у вигляді [1, 11] за умов його модифікації для застосування закону зміцнення (за термінологію роботи [1] – закону у формі добутку)

$$\dot{\underline{c}} = c_{vM}^{-\alpha} \frac{\dot{D}}{\sigma_v} [B] \underline{\sigma}. \quad (5)$$

Тут вжито такі позначення

$\dot{D} = \dot{D}(\sigma_v; T) = \sigma_{ij} \dot{c}_{ij}$ – потенціал дисипації для швидкостей деформацій повзучості;

$$[B] = \begin{bmatrix} b_{1111} & b_{1122} & 0 \\ b_{1122} & b_{2222} & 0 \\ 0 & 0 & b_{1212} \end{bmatrix} \text{ – матриця, що містить}$$

постійні до закону ортотропної повзучості матеріалу при двовимірному напруженому стані, при цьому b_{ijkl} – компоненти тензору властивостей повзучості матеріалу. $b_{1122} = -0,5 \cdot b_{1111}$ [11];

$$c_{vM} = \sqrt{\frac{2}{3}} c_{ij} c_{ij} \text{ – інтенсивність деформацій повзучості; } \alpha \text{ – матеріальна постійна до закону зміцнення;}$$

$\sigma_v = \underline{\sigma}^T [B] \underline{\sigma}$ – еквівалентне напруження, яке є спільним інваріантом тензорів напружень та матеріальних констант, $\sigma_v = (b_{1111} \sigma_{11}^2 + 2b_{1122} \sigma_{11} \sigma_{22} + b_{2222} \sigma_{22}^2 + 4b_{1212} \sigma_{12}^2)^{1/2}$ [11].

Потенціал повзучості приймаємо у формі $D = \sigma_v^{n+1}$, де n – значення степені у законі повзучості. При цьому отримуємо узагальнення закону зміцнення (закону первісної повзучості), який є перевіреним для ізотропних та трансверсально-ізотропних матеріалів [1, 11]:

$$\dot{\underline{c}} = c_{vM}^{-\alpha} \sigma_v^{n-1} [B] \underline{\sigma}. \quad (6)$$

Як відомо [6], значення матеріальних постійних, що входять до співвідношення (6), визначаються за експериментальними даними. Застосовуються результати досліджень з одновісної повзучості зразків, що їх вирізано з листового матеріалу. При цьому вже відпрацьовано є методика, згідно з якою визначаються напрямки у сталевому листі, в яких вирізають зразки. Це 0° , 90° та 45° відносно до напрямку прокатки [11].

Наведемо результати, що їх отримано після статистичної обробки даних проведених в роботі експериментальних досліджень з повзучості зразків зі сталі 3 (криві на рис. 6-8). Аналіз графіків показує, що залежність деформації від часу є характерною для першої ділянки повзучості, чи нествановленої повзучості. Відомо [6], що при цьому найкращі результати з опису експериментальних кривих надає застосування гіпотези зміцнення:

$$\dot{c}_i = B_i c_i^{-\alpha_i} \sigma^{n_i}. \quad (7)$$

Тут індексом i , $i = 1, 2, 3$ позначено напрямки орієнтації зразку: 1 відповідає куту до напрямку прокатки $\varphi = 0^\circ$, 2 – $\varphi = 90^\circ$, 3 – $\varphi = 45^\circ$; B_i , n_i , α_i – константи, що визначаються експериментально. За аналізом експериментальних кривих приймаємо: $n_i = n$, $\alpha_i = \alpha$, $i = 1, 2, 3$. Визначення констант ефективно проводити для проінтегрованого співвідношення (7):

$$c_i = b_i \sigma^{m_i} t^k. \quad (8)$$

Тут введено позначення: $b_i = ((\alpha + 1) B_i)^{\frac{1}{\alpha + 1}}$, $i = 1, 2, 3$, $m = \frac{n}{\alpha + 1}$, $k = \frac{1}{\alpha + 1}$.

Обробка експериментальних даних надає можливість визначити значення констант b_i , m , k . Для цього по-перше розглядають дані, отримані в експериментах з $\varphi = 0^\circ$ (рис. 6). З трьох кривих повзучості, отриманих в дослідах з трьома різними значеннями напруження σ_j , визначають три пари експериментальних даних (c_j , t_j), $j = 1, 2, 3$. За розв'язком системи алгебраїчних рівнянь

$$c_j = b_1 \sigma_j^m t_j^k \quad (9)$$

визначають значення констант b_1 , m , k , де b_1 – константа у рівнянні нествановленої повзучості, що відноситься до першого напрямку $\varphi = 0^\circ$. Далі, за відповідними кривими, одержаними у двох інших напрямках $\varphi = 90^\circ$ та $\varphi = 45^\circ$, визначають значення констант b_2 та b_3 .

Далі проінтегруємо залежності (6) та представимо їх у наступному вигляді:

$$\underline{c} = b_{1111}^{\frac{m+1}{2}} \sigma_v^{m-1} [\underline{B}]^k, \quad (10)$$

$$\text{де } [\underline{B}] = \begin{bmatrix} 1 & \beta_{12} & 0 \\ \beta_{12} & \beta_{22} & 0 \\ 0 & 0 & 4\beta \end{bmatrix};$$

$$\beta_{12} = -\frac{1}{2} b_{1111}, \beta_{22} = \frac{b_{2222}}{b_{1111}}, 4\beta = \frac{b_{1212}}{b_{1111}}.$$

Зіставлення співвідношень (9) з рівняннями стану (10) надає можливість визначення компонентів тензору властивостей повзучості матеріалу b_{ijkl} . Для напрямків 1 і 2, в яких розтяг зразків співпадає з напрямками головних осей симетрії, отримуємо:

$$b_{1111} = b_1^{\frac{2}{m+1}}, b_{2222} = b_2^{\frac{2}{m+1}}. \quad (11)$$

Для напрямку 3, де $\varphi = 45^\circ$ та ($\cos \varphi = \sin \varphi = \frac{\sqrt{2}}{2}$),

компоненти вектору напружень обчислюються як:

$$\sigma_{11} = \frac{1}{2} \sigma_3, \sigma_{22} = \frac{1}{2} \sigma_3, \sigma_{12} = \frac{1}{2} \sigma_3,$$

а еквівалентне напруження

$$\sigma_v = \sigma_3 \left(\frac{1}{4} (1 + 2\beta_{12} + \beta_{22} + 4\beta) \right)^{1/2}. \text{ З урахуванням цього}$$

го визначаємо:

$$\beta = \frac{1}{4} \left[\frac{1}{\cos^4(\pi/4)} (b_3 / b_1)^{\frac{2}{m+1}} - (b_2 / b_1)^{\frac{2}{m+1}} \right] \text{ та} \\ b_{1212} = 4\beta b_{1111}. \quad (12)$$

Після цього з застосуванням залежностей

$$\tilde{B} = \frac{\left(b_{1111}^{\frac{m+1}{2}} \right)^{\alpha+1}}{\alpha+1}, n = m(\alpha+1), \alpha = \frac{1}{k} - 1 \quad (13)$$

виконується зворотний перерахунок констант, що входять до співвідношень типу (6). Остаточоно отримуємо

$$\dot{\epsilon} = \tilde{B} c_{vM}^{-\alpha} \sigma_V^{n-1} [\tilde{B}] \sigma \quad (14)$$

В експериментах з деформування зразків зі Сталі 3 було визначено, що вони виявляють властивості невстановленої повзучості. Далі наведемо значення постійних матеріалу, що отримані після обробки експериментальних даних.

Розглядалися криві 1-ї стадії повзучості, що було отримано у експериментах при трьох значеннях напружень на зразках, вирізаних у трьох напрямках: 0° (1), 90° (2) та 45° (3) відносно до напрямку прокатки. Обробкою кривих з застосуванням співвідношень (9) було отримано такі значення констант повзучості:

$$m = 18,305, k = 0,1887;$$

$$\left((\alpha + 1) \tilde{B} \right)^{\frac{1}{\alpha+1}} = b_1 = 3,166 \cdot 10^{-31} \text{ (10 МПа)}^{-m}/г;$$

$$b_2 = 0,75 \cdot b_1; \quad b_3 = 0,42 \cdot b_1; \quad n = 97,35; \quad \alpha = 4,32. \quad (15)$$

Також для матеріалу, що розглядається, за формулами (11), (12) отримано значення компонентів тензору b_{ijkl} :

$$b_{1111} = 6,9 \cdot 10^{-4}; \quad b_{1122} = -3,45 \cdot 10^{-4};$$

$$b_{2222} = 6,7 \cdot 10^{-4}; \quad b_{1212} = 1,85 \cdot 10^{-4}.$$

Отримані значення констант повзучості матеріалу було застосовано до побудови кривих повзучості та подальшого порівняння їх з експериментальними, (рис. 6-8).

На рис. 9 наведено криві повзучості зразків, що вирізані вздовж прокатки при напруженні 378,7 МПа (крива 1), 366,8 МПа (крива 2) та 352,3 МПа (крива 3). Точками позначено експериментальні дані, розрахункові надано суцільними лініями. Обробку дослідних даних виконано за співвідношеннями (9), $i = 1$.

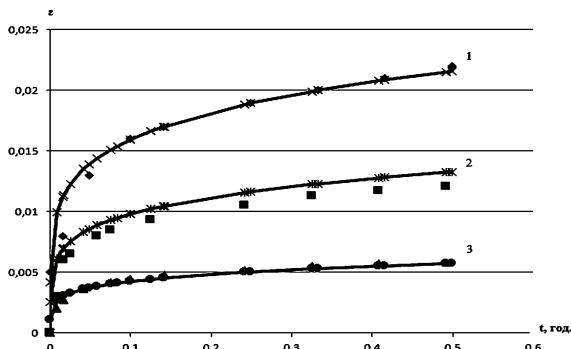


Рисунок 9 – Порівняння чисельних та експериментальних результатів. Зразки, вирізані вздовж прокатки

Порівняння чисельних та експериментальних результатів, що наведені на рис. 9, показує, що запропоноване рівняння (9) цілком задовільно надає опис даних повзучості при розтягу. Найбільша відміна є для кривої 2, де різниця між розрахунковими та експериментальними даними не перевершує 15 %.

Після отримання значень констант повзучості для рівняння (15) було виконано порівняння даних для всіх варіантів. Рис. 10–12 містять такі дані для трьох значень напружень 378,7 МПа, 366,8 МПа та 352,3 МПа відповідно. Тут також точками позначено експериментальні дані, розрахункові надано суцільними лініями, крива 1 відповідає напрямку 1 (вздовж

прокатки), крива 2 – 2 (поперек), крива 3 – 3 під кутом 45° до напрямку прокатки.

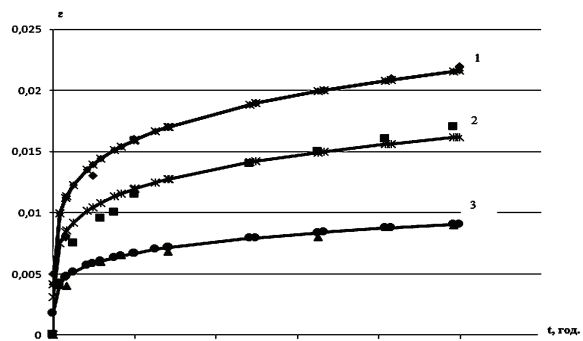


Рисунок 10 – Порівняння чисельних та експериментальних результатів. Зразки, вирізані у трьох напрямках при напруженні 378,7 МПа

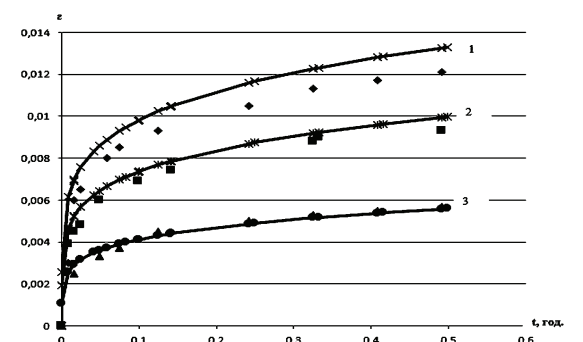


Рисунок 11 – Порівняння чисельних та експериментальних результатів. Зразки, вирізані у трьох напрямках при напруженні 366,8 МПа

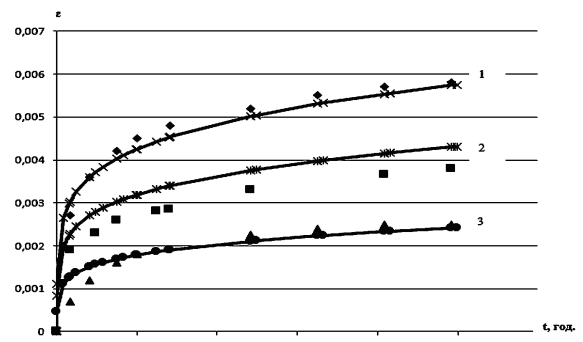


Рисунок 12 – Порівняння чисельних та експериментальних результатів. Зразки, вирізані у трьох напрямках при напруженні 352,3 МПа

За аналізом побудованих кривих робимо висновок, що отримані залежності цілком задовільно описують дані експериментальних досліджень з повзучості у всіх трьох напрямках, відмінність даних не перевершує 15 %, причому найгірша відповідність має місце для напружень 366,8 МПа (зразки, вирізані у 1-му напрямку) та 352,3 МПа (зразки, вирізані у 2-му напрямку). Такі відмінності вважаються прийнятними при обробці даних з анізотропними властивостями повзучості [11], та тому отримані значення констант матеріалу можуть бути застосовані у подальших розрахунках.

Висновки. В статті містяться результати експериментального дослідження зразків зі Сталі 3 при кімнатній температурі (20°C). Виявлено, що Сталь 3 демонструє при кімнатній температурі істотну (більш 2%) повзучість. Встановлено анізотропію властивостей невідновленої повзучості для сталі, що розглядається. Наведено рівняння стану для опису деформування Сталі 3 з урахуванням деформацій пластичності та повзучості. Для Сталі 3 при температурі 20°C знайдено значення констант, що входять до запропонованих рівнянь стану. Порівняння експериментальних та розрахункових даних показало задовільну можливість використання запропонованих рівнянь для розрахунків змінювання напружено-деформованого стану в умовах, коли навантаження є таким, що напруження перебільшують межу плинності та виникають миттєві пластичні деформації.

Список літератури: 1. *Lemaitre J.* Mechanics of solid materials / *J. Lemaitre, J.-L. Chaboche.* – Cambridge: University press, 1994. – 556 р. 2. *Хофф Н.* Кратковременная (быстрая) ползучесть в конструкциях / *Н. Хофф* // Проблемы высоких температур в авиационных конструкциях. Сборник статей. – М.: Изд. иностр. лит., 1961. – С. 365–394. 3. *Работнов Ю. Н.* Кратковременная ползучесть / *Ю. Н. Работнов, С. Т. Милейко.* – М.: Наука, 1970. – 224 с. 4. *Saanouni K.* On the numerical prediction of the ductile fracture in metal forming / *K. Saanouni* // Engineering Fracture Mechanics. – 2008. – Vol. 75. – P. 3545–3559. 5. *Баркая В. Ф.* Формоизменение листового металла / *В. Ф. Баркая, С. Е. Рокотян, Ф. И. Рузанов.* – М.: Металлургия, 1976. – 264 с. 6. *Работнов Ю. Н.* Ползучесть элементов конструкций / *Ю. Н. Работнов.* – М.: Наука, 1966. – 752 с. 7. *Малинин Н. Н.* Прикладная теория пластичности и ползучести / *Н. Н. Малинин.* – М.: Машиностроение, 1975. – 399 с. 8. *Шевченко Ю. Н.* Физические уравнения термовязкопластичности / *Ю. Н. Шевченко, Р. Г. Терехов.* – К.: Наукова думка, 1982. – 239 с. 9. *Стрижало В. А.* Циклическая прочность и ползучесть металлов при малоцикловом нагружении в условиях низких и высоких температур / *В. А. Стрижало.* – К.: Наукова думка, 1988. – 230 с. 10. *Badreddine H.* On non associative anisotropic finite plasticity fully coupled with isotropic ductile damage for metal forming / *H. Badreddine, K. Saanouni, A. Dogui* // International Journal of Plasticity. – 2010. – Vol. 26. – P. 1541–1575. 11. *Morachkovsky O.* Computational modelling of creep damage evolution in transversally-isotropic structures / *O. Morachkovsky, H. Altenbach, M. Pasynok* // Динамика и прочность машин. – Х.: ХГПУ, 1998. – Вып. 56. – С. 9–18. 12. *Бреславский Д. В.* Анизотропия ползучести и повреждаемости элементов конструкций при циклическом нагружении / *Д. В. Бреславский, В. А. Метелев, О. К. Морачковский* // Международный научно-технический журнал Проблемы прочности. – Киев: Институт проблем прочности им. Г. С. Писаренко НАН Украины, 2015. – № 2 (434). – С. 21–29. 13. *Машина для испытания металлов на ползучесть и длительную прочность модели АИМА-5-2.* Техническое описание и инструкция по эксплуатации / Гб 2.773.С33 ТО. – Иваново: Ивановский ЗИП, 1977. – 63 с.

Bibliography (transliterated): 1. *Lemaitre, J. and J.-L. Chaboche.* Mechanics of solid materials. Cambridge: University press, 1994. Print. 2. *Hoff, N.* Kratkovremennaja (bystraja) polzuchest' v konstrukcijah. Problemy vysokih temperatur v aviacionnyh konstrukcijah. Sbornik statej (1961): 365–394. Print. 3. *Rabotnov, Ju. N. and S. T. Milejko.* Kratkovremennaja polzuchest'. Moscow: Nauka, 1970. Print. 4. *Saanouni, K.* On the numerical prediction of the ductile fracture in metal forming. Engineering Fracture Mechanics 75 (2008): 3545–3559. Print. 5. *Barkaja, V. F., S. E. Rokotjan and F. I. Ruzanov.* Formoizmenenie listovogo metalla. Moscow: Metallurgija, 1976. Print. 6. *Rabotnov, Ju. N.* Polzuchest' jelementov konstrukcij. Moscow: Nauka, 1966. Print. 7. *Malinin, N. N.* Prikladnaja teorija plastichnosti i polzuchesti. Moscow: Mashinostroenie, 1975. Print. 8. *Shevchenko, Ju. N. and R. G. Terehov.* Fizicheskie uravnenija termovjazkoplastichnosti. Kiev: Naukova dumka, 1982. Print. 9. *Strizhalo, V. A.* Ciklicheskaja prochnost' i polzuchest' metallov pri malociklovom nagruzenii v uslovijah nizkih i vysokih temperatur. Kiev: Naukova dumka, 1988. Print. 10. *Badreddine, H., K. Saanouni and A. Dogui.* On non associative anisotropic finite plasticity fully coupled with isotropic ductile damage for metal forming. International Journal of Plasticity 26 (2010): 1541–1575. Print. 11. *Morachkovsky, O., H. Altenbach and M. Pasynok.* Computational modelling of creep damage evolution in transversally-isotropic structures. Dinamika i prochnost' mashin 56 (1998): 9–18. Print. 12. *Breslavsky, D. V., V. A. Metelev and O. K. Morachkovsky.* Anizotropija polzuchesti i povrezhdaemosti jelementov konstrukcij pri ciklicheskom nagruzenii. Mezhdunarodnyj nauchno-tehnicheskij zhurnal Problemy prochnosti 2.434 (2015): 21–29. Print. 13. *Gb 2.773.S33 TO.* Mashina dlja ispytaniya metallov na polzuchest' i dlitel'nuju prochnost' modeli AIMA-5-2. Tehnicheskoe opisanie i instrukcija po jekspluatcii. Ivanovo: Ivanovskij ZIP, 1977. Print.

Надійшло (received) 21.12.2015

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Бреславський Дмитро Васильович – доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри систем і процесів управління, Національний технічний університет «ХПІ»; тел.: (057)-707-64-54; e-mail: brdm@kpi.kharkov.ua.

Breslavsky Dmytro Vasylovych – Doctor of Technical Sciences, Professor, Head of the Department of Control Systems and Processes, National Technical University "KhPI"; tel.: (057)-707-64-54; e-mail: brdm@kpi.kharkov.ua.

Конкін Валерій Миколайович – кандидат технічних наук, професор НТУ «ХПІ», декан інженерно-фізичного факультету, Національний технічний університет «ХПІ»; тел.: (057)-707-60-58; e-mail: konkin@kpi.kharkov.ua.

Konkin Valeriy Mykolayovych – Candidate of Technical Sciences, Professor of NTU "KhPI", Dean of the Engineering and Physics Faculty, National Technical University "KhPI"; tel.: (057)-707-60-58; e-mail: konkin@kpi.kharkov.ua.

Метельов Володимир Олександрович – аспірант, Національний технічний університет «ХПІ»; тел.: (057)-370-44-70; e-mail: vometel@gmail.com.

Mietelov Volodymyr Oleksandrovych – Postgraduate Student, National Technical University "KhPI"; tel.: (057)-370-44-70; e-mail: vometel@gmail.com.

УДК 539.3

Д. В. БРЕСЛАВСЬКИЙ, С. О. ПАЩЕНКО, О. А. ТАТАРІНОВА

РОЗРАХУНКИ ПОВЗУЧОСТІ ПРИ НЕПЕРЕРВНОМУ ЗРОСТАННІ ТЕМПЕРАТУРИ

В статті надано математичну постановку трьохвимірних задач повзучості та нестационарної теплопровідності. Як метод розв'язання використано метод скінченних елементів. Описано розроблені алгоритми, які є основою створеного програмного забезпечення. Отримано константи до рівняння стану повзучості бронзи у широкому діапазоні температур. Проведено одночасний розв'язок сформульованих задач на прикладі нагрівання бронзового стрижня та визначено достовірність роботи розробленого програмного забезпечення.

Ключові слова: повзучість, рівняння стану, теплопровідність, температура, метод скінченних елементів, бронзовий стрижень.

Вступ. Повзучість матеріалів може істотно обмежувати довготривалі властивості елементів конструкцій [1]. У більшості випадків істотні деформації повзучості мають місце при підвищених температурах, коли температура процесу є більшою за 0.3-0.5 від температури плавлення [2]. Для врахування залежності функції швидкості деформації повзучості від температури використовують різні залежності, однією з найбільш поширених та фізично обґрунтованих з яких є експоненціальна [3]. Для отримання розподілу температури у конструкції використовують розв'язки задач стаціонарної чи нестационарної теплопровідності. На теперішній час у більшості робіт (див., наприклад, [4-7]) виконуються розрахунки при постійних температурах, чи при їхньому змінюванні в обмежених діапазонах за часом чи за координатами точок в конструкції. Окремим випадком є циклічне змінювання температури за часом, яке, зокрема, є випадком наведених вище умов. Для моделювання цього процесу використовують ефективний метод осереднення на періоді змінювання температури за часом та отримують осереднені рівняння стану, в яких застосовується значення незмінної за часом температури [8]. Розглядаючи ці задачі, можливо зробити висновок, що в усіх з них знаходження температурних полів передують розрахункам повзучості, в яких попередньо знайдені розподіли температури грають роль початкових умов.

Між іншим, на практиці зустрічаються процеси, що характеризуються постійним зростанням температури в усіх точках твердого деформованого тіла внаслідок його постійного нагріву. При цьому такі тіла знаходяться під дією істотних механічних навантажень. Подібні задачі виникають при моделюванні зварювання, газового різання, технологічних процесів у металургії тощо. Дуже важливими є задачі визначення деформування авіаційних конструкцій при надзвуковому нагріванні [9]. Ще одною царинною застосування розглянутих постановок є аналіз аварійних режимів у ядерних реакторах [10]. Для адекватної оцінки змінювання напруженого стану в навантаженому твердому тілі при його постійному нагріванні необхідно застосовувати метод розв'язання, що є побудованим на базі математичної постановки задачі, в якій рівняння нестационарної теплопровідності та початково-крайової задачі повзучості мають розв'язуватись одночасно. Рівняння стану мають вірно відбивати залежність

швидкості деформації повзучості від температури в усьому діапазоні її змінювання. В даній роботі зроблено спробу надання таких постановки, методу та алгоритмів, які покладено в основу розробленого прикладного програмного забезпечення для розв'язання задач теорії повзучості при неперервному зростанні температури.

Математична постановка задачі термовзучості. Розв'яжемо тривимірну задачу термовзучості в замкненій області Ω , що обмежена поверхнею S , яка задається у вигляді системи рівноваги Нав'є (1), записаної в тензорному вигляді [1]:

$$\frac{d\sigma_{ij}}{dx_j} = \bar{X}_i, \quad i, j = 1, 2, 3, \quad (1)$$

де σ_{ij} – тензор напружень, \bar{X}_i – вектор об'ємних сил.

Для дослідження властивостей деформації тіла в кожній його точці розглянемо тензор повної деформації, що внаслідок гіпотези про адитивність деформацій є сумою тензорів пружних деформацій e_{ij} , тензора температурних деформацій e^T_{ij} та тензора деформацій повзучості e^c_{ij} відповідно (2):

$$\varepsilon_{ij} = e_{ij} + e^T_{ij} + e^c_{ij}, \quad (2)$$

де $e^T_{ii} = \alpha_i T$, α_i ($i = 1, 2, 3$) – коефіцієнт лінійного розширення. Системи геометричних та фізичних рівнянь відповідно матимуть вигляд:

$$\varepsilon_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right), \quad \sigma_{ij} = D_{ijkl} (\varepsilon_{kl} - e^c_{kl}), \quad (3)$$

де D_{ijkl} – тензор пружних властивостей матеріалу. Тензор деформацій повзучості визначають за рівняннями стану [1-3]:

$$\dot{e}^c_{ij} = \mu \frac{\partial \dot{g}}{\partial \sigma_{ij}}, \quad (4)$$

де \dot{g} – потенціал швидкості деформації повзучості, який залежить від компонент тензора напружень та його інваріантів.

В залежності від того, який вигляд має даний потенціал, виділяють ту або іншу гіпотезу повзучості, наприклад, течіння або зміцнення.

Для опису процесів накопичення прихованого руйнування внаслідок повзучості застосовують підходи континуальної механіки пошкоджуваності [3]. Кінетичне рівняння для параметру пошкоджуваності ω приймаємо у вигляді [1,3]:

$$\dot{\omega} = \frac{D \cdot (\sigma_e)^r}{(1 - \omega)^l}, \quad (5)$$

де l, r, D – коефіцієнти, що визначаються з кривих повзучості матеріалів; σ_e – еквівалентне напруження, яке визначається за критерієм руйнування, що відповідає даному матеріалу.

Крайові умови у вигляді функції заданих перемішень задаються наступним чином:

$$\bar{\varphi}|_{S_1} = \bar{\varphi}_0, \quad (6)$$

де $\bar{\varphi}$ – вектор перемішень; $\bar{\varphi}_0$ – його задане значення на поверхні S_1 .

Крайові умови на деякій поверхні S_2 у вигляді заданих поверхневих сил задаються наступним чином:

$$\sigma_{ij} n_j |_{S_2} = p_j, \quad (7)$$

де n_j – вектор-нормаль до поверхні, на якій прикладено силу; p_j – вектор поверхневих сил.

Вважаємо, що в початковий момент часу параметр пошкоджуваності та деформація повзучості відповідно приймають нульові значення:

$$\omega(0) = 0, \quad e^e_{ij}(0) = 0. \quad (8)$$

Для знаходження значень температур $T(x, y, z, t)$

на цій же області Ω для того часового інтервалу розв'язується трьохвимірною задачею нестационарної теплопроводності, що задається у вигляді наступного рівняння [11]:

$$\begin{aligned} \frac{\partial T}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial x} \left(k_x(T) \cdot \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(k_y(T) \cdot \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \\ \frac{\partial}{\partial z} \left(k_z(T) \cdot \frac{\partial T}{\partial z} \right) + f(x, y, z, t), \end{aligned} \quad (9)$$

де $f(x, y, z, t)$ – функція розподілу теплових джерел; $k_x(T), k_y(T), k_z(T)$ – коефіцієнти теплопроводності в напрямках осей OX, OY, OZ відповідно, що залежать від температури.

Крайові умови другого роду (теплообмін за законом Неймана) на деякій поверхні S_3 має вигляд:

$$\frac{\partial T}{\partial n} |_{S_3} = q(t), \quad (10)$$

де $\frac{\partial T}{\partial n}$ – проекція температурного градієнта на нормаль до поверхні S_3 ; $q(t)$ – інтенсивність теплового потоку.

Вважаємо, що на деякій поверхні S_3 задано крайові умови Дирихле у вигляді функції теплового режиму:

$$T|_{S_3} = h(t), \quad (11)$$

де $h(t)$ – функція заданого температурного режиму.

Початкові умови мають вигляд:

$$T(x, y, z, 0) = \psi(x, y, z), \quad (12)$$

де $\psi(x, y, z)$ – функція початкового розподілу температури в момент часу $t_0 = 0$.

Метод розв'язання задачі теорії повзучості та нестационарної теплопроводності. Для розв'язання задачі використовуємо метод скінченних елементів [12]. Проведемо дискретизацію області Ω на скінченні

елементи. Для кожного елемента введемо до розгляду варіаційний функціонал потужності [2]:

$$\begin{aligned} \int_{V^{(\beta)}} \dot{\sigma}_{ij}^{(\beta)} \dot{\varepsilon}_{ij}^{(\beta)} dV = \int_{V^{(\beta)}} \dot{\phi}_i^{V^{(\beta)}} \cdot \dot{P}_i^{V^{(\beta)}} dV + \int_{S^{(\beta)}} \dot{\phi}_i^{S^{(\beta)}} \cdot \dot{P}_i^{S^{(\beta)}} dS + \\ + \sum_{i=1}^k \dot{\phi}_i^{d^{(\beta)}} \cdot \dot{P}_i^{d^{(\beta)}}, \end{aligned} \quad (13)$$

де $\dot{\sigma}_{ij}^{(\beta)}$ – тензор швидкостей напружень; $\dot{\varepsilon}_{ij}^{(\beta)}$ – тензор повних швидкостей деформації; $\dot{P}_i^{V^{(\beta)}}$ – тензор швидкості об'ємних сил; $\dot{P}_i^{S^{(\beta)}}$ – тензор швидкості поверхневих сил; $\dot{P}_i^{d^{(\beta)}}$ – тензор швидкості зосереджених сил; $\dot{\phi}_i^{V^{(\beta)}}$, $\dot{\phi}_i^{S^{(\beta)}}$, $\dot{\phi}_i^{d^{(\beta)}}$ – швидкості перемішень, викликаних дією об'ємних, поверхневих та зосереджених сил відповідно; β – номер скінченного елемента; $V^{(\beta)}$ – об'єм елемента; $S^{(\beta)}$ – площа елемента, на якій прикладено силу.

Розв'язання задачі будемо знаходити у швидкостях перемішень. Застосуємо восьмивузловий трилінійний скінченний елемент [12]. Представимо шуканий розв'язок у вигляді інтерполяційного ряду:

$$\dot{\phi} \approx \left(\sum_{i=1}^K \dot{u}_i N_i, \sum_{i=1}^K \dot{v}_i N_i, \sum_{i=1}^K \dot{w}_i N_i \right)^T, \quad (14)$$

де $\dot{u}_i, \dot{v}_i, \dot{w}_i$ – швидкості вузлових перемішень;

$N_i = \begin{pmatrix} x - x_j \\ x_i - x_j \end{pmatrix} \begin{pmatrix} y - y_j \\ y_i - y_j \end{pmatrix} \begin{pmatrix} z - z_j \\ z_i - z_j \end{pmatrix}$ – трилінійні базисні функції.

Зв'язок повного тензора швидкості деформацій зі швидкістю перемішень має наступний вигляд:

$$\dot{\varepsilon}_{ij} = B_{ijk} \dot{\phi}_k, \quad (15)$$

де B_{ijk} – тензор зв'язку швидкостей перемішень з швидкостями деформацій.

Зв'язок тензора швидкості напруження з тензором швидкості повної деформації приймає вигляд:

$$\dot{\sigma}_{ij} = D_{ijkl} \dot{\varepsilon}_{kl}. \quad (16)$$

Праві частини виразів (15) та (16) представляють собою згортку тензорів по «глухих» індексах. Підставляючи отримані співвідношення (15) та (16) до виразу (13), отримуємо наступний функціонал:

$$\begin{aligned} \int_{V^{(\beta)}} \dot{\varepsilon}_{ij}^{T^{(\beta)}} D_{ijkl}^{(\beta)} \dot{\varepsilon}_{kl}^{(\beta)} dV = \int_{V^{(\beta)}} \dot{\phi}_i^{V^{(\beta)}} \cdot \dot{P}_i^{V^{(\beta)}} dV + \\ + \int_{S^{(\beta)}} \dot{\phi}_i^{S^{(\beta)}} \cdot \dot{P}_i^{S^{(\beta)}} dS + \sum_{i=1}^k \dot{\phi}_i^{d^{(\beta)}} \cdot \dot{P}_i^{d^{(\beta)}}. \end{aligned} \quad (17)$$

Підставляючи до виразу (17) з урахуванням (2) повний тензор швидкості деформацій, виражений через суму швидкостей пружного, температурного та тензора деформацій повзучості, отримуємо:

$$\begin{aligned} \int_{V^{(\beta)}} \dot{\phi}_i^{T^{(\beta)}} B_{ij}^{T^{(\beta)}} D_{ijkl}^{(\beta)} B_{kl}^{(\beta)} \cdot \dot{\phi}_i^{(\beta)} dV + \\ + \int_{V^{(\beta)}} \dot{\phi}_i^{Temp^{(\beta)}} B_{ij}^{Temp^{(\beta)}} D_{ijkl}^{(\beta)} B_{kl}^{(\beta)} \cdot \dot{\phi}_i^{Temp^{(\beta)}} dV + \\ + \int_{V^{(\beta)}} \dot{\phi}_i^{Creep^{(\beta)}} B_{ij}^{Creep^{(\beta)}} D_{ijkl}^{(\beta)} B_{kl}^{(\beta)} \cdot \dot{\phi}_i^{Creep^{(\beta)}} dV = \\ = \int_{S^{(\beta)}} \dot{\phi}_i^{S^{(\beta)}} \cdot \dot{P}_i^{S^{(\beta)}} dS + \int_{V^{(\beta)}} \dot{\phi}_i^{V^{(\beta)}} \cdot \dot{P}_i^{V^{(\beta)}} dV + \end{aligned}$$

$$+ \sum_{i=1}^k \dot{\varphi}_i^{d(\beta)} \cdot \dot{P}_i^{d(\beta)}, \quad (18)$$

де $\dot{\varphi}_i^{(\beta)}$, $\dot{\varphi}_i^{Temp(\beta)}$, $\dot{\varphi}_i^{Creep(\beta)}$, $\dot{\varphi}_i^{V(\beta)}$, $\dot{\varphi}_i^{S(\beta)}$, $\dot{\varphi}_i^{d(\beta)}$ – компоненти вектора швидкостей переміщень на елементі β .

Складова швидкості переміщення $\dot{\varphi}_i^{(\beta)}$ виникає від дії пружних сил на елементі, складова швидкості $\dot{\varphi}_i^{Temp(\beta)}$ – від дії температурних сил, складова швидкості $\dot{\varphi}_i^{Creep(\beta)}$ – від дії об’ємних сил, обумовлених деформацією повзучості, а складові $\dot{\varphi}_i^{V(\beta)}$, $\dot{\varphi}_i^{S(\beta)}$, $\dot{\varphi}_i^{d(\beta)}$ обумовлені дією об’ємних, поверхневих та зосереджених навантажень на елементі, індекс T означає транспонування.

У зв’язку з тим, що компоненти локального вектора швидкості переміщення на елементі β входять до глобальності, то варіація по локальних компонентах зводиться до варіації глобального вектора швидкості переміщення.

Знаходячи варіацію виразу (18) за компонентами $\delta\dot{\varphi}$, отримуємо рівняння задачі термоповзучості у наступному вигляді:

$$\begin{aligned} & \sum_{\beta=1}^K \left[\int_{V^{(\beta)}} B_{ij}^{T(\beta)} D_{ijkl}^{(\beta)} B_{kl}^{(\beta)} dV \right] \cdot \{\dot{\varphi}_i^{(\beta)}\} = - \\ & - \sum_{\beta=1}^K \int_{V^{(\beta)}} B_{ij}^{T(\beta)} D_{ijkl}^{(\beta)} \cdot (\dot{e}_{ij})_0 dV - \\ & - \sum_{\beta=1}^K \left(\int_{V^{(\beta)}} B_{ij}^{T(\beta)} D_{ijkl}^{(\beta)} \cdot \dot{e}_{ij}^c dV + \int_{V^{(\beta)}} \dot{P}_i^{V(\beta)} dV + \int_{S^{(\beta)}} \dot{P}_i^{S(\beta)} dS \right) + \\ & + \sum_{\beta=1}^K \sum_{i=1}^k \dot{P}_i^{d(\beta)}. \end{aligned} \quad (19)$$

Переходячи до векторно-матричної форми запису виразу (19), отримуємо рівняння для знаходження компонент вектора швидкості переміщень на елементі:

$$[K^\beta] \cdot \{\dot{\varphi}^\beta\} = \dot{E}^{Temp(\beta)} + \dot{E}^{Creep(\beta)} + \dot{P}^{V(\beta)} + \dot{P}^{S(\beta)} + \dot{P}^{d(\beta)}, \quad (20)$$

де $K^\beta = \int_{V^{(\beta)}} B_{ij}^{T(\beta)} D_{ijkl}^{(\beta)} B_{kl}^{(\beta)} dV$ – матриця жорсткості на елементі;

$\dot{E}^{Temp(\beta)} = \int_{V^{(\beta)}} B_{ij}^{T(\beta)} D_{ijkl}^{(\beta)} \cdot (\dot{e}_{ij})_0 dV$ – вектор об’ємних сил, викликаних швидкістю температурних деформацій;

$\dot{E}^{Creep(\beta)} = \int_{V^{(\beta)}} B_{ij}^{T(\beta)} D_{ijkl}^{(\beta)} \cdot \dot{e}_{ij}^c dV$ – вектор об’ємних сил, викликаних швидкістю деформації повзучості;

$\dot{P}^{V(\beta)} = \int_{V^{(\beta)}} \dot{P}_i^{V(\beta)} dV$ – вектор швидкості об’ємних сил;

$\dot{P}^{S(\beta)} = \int_{S^{(\beta)}} \dot{P}_i^{S(\beta)} dS$ – вектор швидкості поверхневих сил;

$\dot{P}^{d(\beta)} = \sum_{i=1}^k \dot{P}_i^{d(\beta)}$ – вектор швидкості зосереджених сил.

Матриця B «вбирає» в себе базисні функції, а ма-

триця D описує властивості матеріалу

Застосовуючи даний підхід для кожного елемента, знаходимо локальні матриці вкладу та результуючу глобальну матрицю жорсткості:

$$[K] \cdot \{\dot{\varphi}\} = \dot{E}^{Temp} + \dot{E}^{Creep} + \dot{P}^V + \dot{P}^S + \dot{P}^d. \quad (21)$$

Розв’язання СЛАР проводимо за допомогою методу Холецкого, тому що матриця вихідної системи є додатно визначеною.

Отриманий вектор швидкості переміщення підставляємо до виразів (3), записаних через швидкості, і знаходимо компоненти тензорів швидкості напруження і швидкості деформації. Застосовуючи чисельну схему інтегрування Ейлера, на кожному кроці за часом знаходяться вузлові переміщення, напруження та деформації відповідно:

$$\begin{aligned} \varphi(t + \Delta t) &= \varphi(t) + \dot{\varphi} \cdot \Delta t, \quad \varepsilon_{ij}(t + \Delta t) = \varepsilon_{ij}(t) + \dot{\varepsilon}_{ij} \cdot \Delta t, \\ \sigma_{ij}(t + \Delta t) &= \sigma_{ij}(t) + \dot{\sigma}_{ij} \cdot \Delta t. \end{aligned} \quad (22)$$

В початковий момент часу при $t = 0$ складові вектора переміщення $\varphi(0)$, тензора повної деформації $\varepsilon_{ij}(0)$ та тензора напруження $\sigma_{ij}(0)$ знаходяться із розв’язання задачі термопружності. При $t = 0$ складова повзучості у тензорі повних деформацій буде відсутня. Розв’язання задачі термопружності проводиться у переміщеннях, тобто СЛАР (21) для початкового моменту часу $t = 0$ запишеться у вигляді:

$$[K] \cdot \{\varphi\} = E^{Temp} + \bar{P}^V + \bar{P}^S + \bar{P}^d. \quad (23)$$

В результаті розв’язання даної задачі буде визначено $\varphi(0)$, а по співвідношенням (3) – $\varepsilon_{ij}(0)$ та $\sigma_{ij}(0)$ відповідно, які є початковими умовами для інтегрування системи рівнянь (21), що відповідає задачі термоповзучості. Знаходження температурного поля для визначення температурних деформацій відбувається шляхом розв’язання задачі нестационарної теплопровідності, метод та алгоритм якого з використанням даного скінченного елемента наведений у [13].

Для розв’язання задачі термоповзучості розроблений раніше програмний засіб [13] було доповнено відповідними методами, які дозволяють знаходити швидкості температурних деформацій на кожному кроці інтегрування з урахуванням механічних навантажень на конструкцію. Задачі нестационарної теплопровідності та теорії повзучості розв’язуються у послідовному порядку на кожному кроці інтегрування за часом.

Розв’язання задачі термоповзучості стрижня.

Виконаємо дослідження придатності описаного алгоритму на прикладі задачі деформування при повзучості стрижня, який для його скінченноелементного моделювання представимо як трьохвимірне тіло – циліндр. В розрахунках внаслідок симетрії скінченноелементну сітку побудуємо до чверті циліндру. Остаточно прийнята до розрахунків сітка складалась з 850 елементів та 914 вузлів. За дослідженнями збіжності чисельної схеми інтегрування крок за часом для методу Ейлера обрано 0,001 с.

Розміри стрижня прийнято наступними: радіус $R = 5$ см, довжина $L = 100$ см. Вважаємо, що правий торець стрижня жорстко закріплено, а лівий знахо-

диться під дією розтягуючого навантаження, інтенсивність якого складає 3 МПа.

В початковий момент часу розподіл температурного поля є рівномірним, а його значення складає 20 °С. Починаючи з цього моменту, стрижень з правого торця прогрівається рівномірним тепловим потоком, інтенсивність якого складає:

$$q|_{L=100} = 10 \frac{Bm}{\text{мм}^2}, \quad (24)$$

Коефіцієнт теплопровідності для бронзи при температурі 20 °С складає $k_x = k_y = k_z = 56$ Вт/мм К, а при температурі 950 °С – $k_x = k_y = k_z = 32$ Вт/мм К. В роботі застосовано лінійну апроксимацію залежності зміни коефіцієнта теплопровідності від температури:

$$k(T) = -\frac{24}{930} \cdot T + \frac{5256}{93}. \quad (25)$$

Рівняння стану для деформації повзучості конкретизуємо з застосуванням експоненціальної залежності від температури та закону Нортона (гіпотези течіння) [3]:

$$\dot{\epsilon}_{ij}^c = B \cdot \sigma^n \cdot e^{-\left(\frac{Q}{T}\right)}. \quad (26)$$

Значення констант B , Q , n визначаються шляхом обробки експериментальних кривих повзучості при різних рівнях температур та навантажень [1,3]. В результаті обробки даних, наведених у роботах [14, 15], при температурах $T_1 = 150$ °С, $T_2 = 150$ °С, $T_3 = 950$ °С та навантаженнях $\sigma_1 = 500$ МПа, $\sigma_2 = 740$ МПа, $\sigma_3 = 1,7$ МПа було отримано наступні константи для закону (17):

$$B = 3,823 \cdot 10^3 \text{ (МПа}^{-1}\text{)}^n/\Gamma, n = 3,437, \\ Q = 5,852 \cdot 10^3 \text{ }^\circ\text{C}. \quad (27)$$

Застосуємо рівняння стану (26) з знайденими константами (27) до розрахунків повзучості бронзового стрижня. Одночасно з задачею термповзучості розв'язуємо задачу нестационарної теплопровідності та визначимо для цього ж стрижня функцію змінювання температури від координат та часу. Час розрахунку – 10 хв. На рис. 1 надано графік змінювання температури від часу на правому торці стрижня внаслідок неперервної дії теплового потоку.

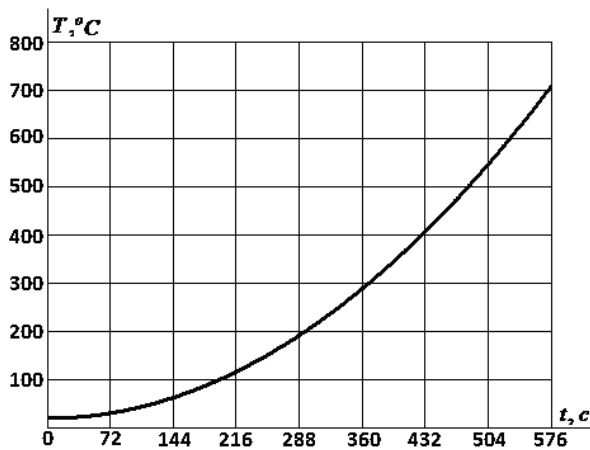


Рисунок 1 – Змінювання температури від часу на правому торці стрижня

Як видно з графіку, має місце істотне зростання температури, яка за 10 хв підвищується до 707 °С.

Рис. 2 містить результати розрахунків – графік залежності деформації повзучості стрижня від часу (перша шкала осі абсцис) та температури (друга шкала). Як видно з графіку, властивості повзучості сплаву, що розглядається, при заданому напруженні розтягу починають істотно виявлятися, починаючи з температури 400 °С. До цього значення деформації є відмінним від нуля, але достатньо малим. За менш, ніж за 200 с стрижень набуває деформації, що перевищує 18 %. Після цього розрахунок був зупинений. Для більш точного опису повзучості стрижня у цей часовий інтервал необхідно отримання констант до кінетичного рівняння для параметру пошкоджуваності типу (5), в якому враховано залежність від температури (див, наприклад [7]).

Обрану задачу можливо розв'язати у одновимірній постановці, приймаючи до уваги незмінне значення напруження у стрижні про розтягу. Проведені розрахунки продемонстрували збіжність отриманої залежності з наведеною на рис. 2, що надає можливість зробити висновок про задовільну якість першого тестування методу та алгоритму.

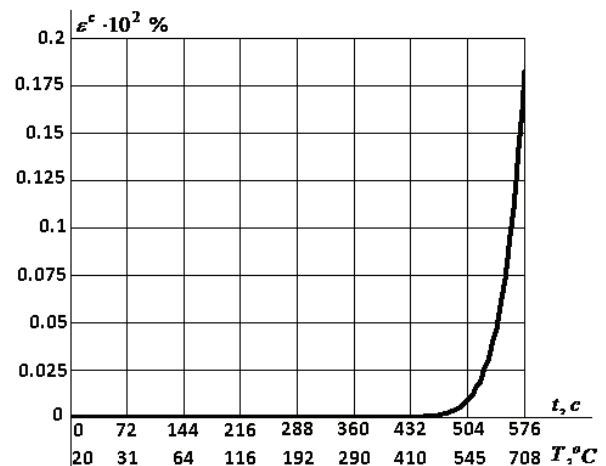


Рисунок 2 – Залежність деформації повзучості стрижня від температури та часу

Висновки. В статті розроблено метод та алгоритм одночасного розрахунку задач нестационарної теплопровідності та термповзучості. За експериментальними даними знайдено константи для рівняння стану повзучості бронзи для широкого діапазону температур. На спеціальному прикладі перевірено можливість застосування методу до розрахунків повзучості при зростанні температури.

Список літератури: 1. Работнов Ю. Н. Ползучесть элементов конструкций / Ю. Н. Работнов. – М.: Наука, 1966. – 752 с. 2. Малинин Н. Н. Прикладная теория пластичности и ползучести / Н. Н. Малинин. – М.: Машиностроение, 1975. – 399 с. 3. Lemaître J. Mechanics of solid materials / J. Lemaître, J.-L. Chaboche. – Cambridge: University press, 1994. – 556 p. 4. Shibli A. Creep and fracture in high-temperature components: design and life assessment / A. Shibli, S. Holdsworth, G. Merckling. – London: Destech Publications, 2005. – 1131 p. 5. Naumenko K. Multi-axial thermo-mechanical analysis of power

plant components from 9-12%cr steels at high temperature / K. Naumenko, A. Kutschke, Ye. Kostenko, T. Rudolf // Engineering Fracture Mechanics 78. – 2011. – P. 1657–1668. **6.** Laengler F. A constitutive model for inelastic behavior of casting materials under thermo-mechanical loading / F. Laengler, K. Naumenko, H. Altenbach, M. Ievdokymov // Journal of Strain Analysis. – 2014. – P. 1–8. **7.** Бреславський Д. В. Модель циклічної термоповзучості для тіл обертання / Д. В. Бреславський, Ю. Н. Корытко, О. К. Морачковський // Проблеми прочності. – К.: 2011. – № 2. – С. 33–46. **8.** Breslavsky D. V. Creep and damage in shells of revolution under cyclic loading and heating / D. V. Breslavsky, O. K. Morachkovsky, O. A. Tatarinova // International Journal of Nonlinear Mechanics. – 2014. – № 66. – P. 87–95. **9.** Замула Г. Н. Ползучесть подкрепленных панелей при нестационарном нагреве / Г. Н. Замула, С. Н. Иванов // Ученые записки ЦАГИ. – 1976. – Т. 7, № 7. – С. 115–126. **10.** Ма Б. М. Материалы ядерных энергетических установок / Б. М. Ма. – М.: Энергоатомиздат, 1987. – 408 с. **11.** Беляев М. М. Математичні методи теплопровідності / М. М. Беляев, О. А. Рядно. – К.: Вища школа, 1992. – 415 с. **12.** Морган О. Конечные элементы и аппроксимации / О. Морган, К. Зенкевич. – М.: Мир, 1986. – 309 с. **13.** Бреславський Д. В. Розробка алгоритмічного та програмного забезпечення для розв'язку трьохвимірних нестационарних задач теплопровідності методом скінченних елементів / Д. В. Бреславський, С. О. Пащенко // Динаміка і міцність машин. – Х.: НТУ «ХП», 2012. – № 67. – С. 31–38. **14.** Бреславський Д. В. Уравнения состояния циклической ползучести бронзовых сплавов / Д. В. Бреславський, О. М. Хорошилов, О. А. Татаринова // Вісник НТУ «ХП». – Х.: НТУ «ХП», 2007. – № 38. – С. 36–41. **15.** Арзамасова Б. Н. Конструкционные материалы. Справочник / Б. Н. Арзамасова. – М.: Машиностроение, 1990. – 668 с.

Bibliography (transliterated): 1. Rabotnov Ju. N. Polzuchest' jelementov konstrukcij. Moscow: Nauka press, 1966. Print. 2.

Malinin N. N. Prikladnaja teorija plastichnosti i polzuchesti. Moscow: Mashinostroenie press, 1975. Print. 3. Lemaitre, J. and J.-L. Chaboche. Mechanics of solid materials. Cambridge: University press, 1994. Print. 4. A. Shibli, S. Holdsworth, G. Merckling Creep and fracture in high-temperature components: design and life assessment. Destech Publications, 2005. Print. 5. K. Naumenko, A. Kutschke, Ye. Kostenko, T. Rudolf Multi-axial thermo-mechanical analysis of power plant components from 9-12%cr steels at high temperature. Engineering Fracture Mechanics 78: 1657-1668. Print. 6. F. Laengler, K. Naumenko, H. Altenbach, M. Ievdokymov A constitutive model for inelastic behavior of casting materials under thermo-mechanical loading. Journal of Strain Analysis: 1-8. Print. 7. D. V. Breslavskyy, Yu. N. Korytko, O. K. Morachkovskyy Model' tsyklichnoyi termopovzuchosti dlya til obertannya. Problemy prochnosti: 33–46. Print. 8. D. V. Breslavsky, O. K. Morachkovsky, O. Tatarinova Creep and damage in shells of revolution under cyclic loading and heating. International Journal of Nonlinear Mechanics: 87–95. Print. 9. G. N. Zamula, S. N. Ivanov Polzuchest' podkreplennykh panelej pri nestacionarnom nagreve. Uchenye zapiski CAGI: 115–126. Print. 10. Ma B.M. Materialy jadernyh jenergeticheskikh ustanovok. Moscow: Energoatomizdat, 1987. Print. 11. M. M. Byelyayev, O. A. Ryadno. Matematychni metody teploprovodnosti. Kyiv: Vyshcha shkola, 1992. Print. 12. Morgan O. Konechnye jelementy i approksimacii. Moscow: Mir, 1986. Print. 13. D. V. Breslavsk'ky, S.O.Pashchenko Rozrobka alhorytmichnoho ta proqramnoho zabezpechennya dlya rozvyazku tr'okhvimirnykh nestatsionarnykh zadach teploprovodnosti metodom skinchennykh elementiv. Dynamika i mitsnist' mashyn: 2012. No 67. 31–38. Print. 14. D. V. Breslavsk'kij, O. M. Horoshilov, O. A. Tatarinova Uravnenija sostojanija ciklicheskoj polzuchesti bronzovykh splavov. Visnik NTU «KhPI»: 2007. No 38. 36 – 41. Print. 15. B. N. Arzamasova. Konstrukcionnye materialy. Moscow: Mashinostroenie, 1990. Print.

Надійшла (received) 21.12.2015

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Бреславський Дмитро Васильович – доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри систем і процесів управління, НТУ «ХП»; тел.: (057)-707-64-54; e-mail: brdm@kpi.kharkov.ua.

Breslavsky Dmytro Vasylovych – Doctor of Technical Sciences, Professor, Head of the Department of Control Systems and Processes, NTU "KhPI"; tel.: (057)-707-64-54; e-mail: brdm@kpi.kharkov.ua.

Пащенко Сергій Олександрович – аспірант, НТУ «ХП»; тел.: (057)-370-44-70; e-mail: Molat@mail.ru.

Paschenko Serhii Oleksandrovych – Postgraduate Student, NTU "KhPI"; tel.: (057)-370-44-70; e-mail: Molat@mail.ru.

Татаринова Оксана Андріївна – кандидат технічних наук, доцент, НТУ «ХП»; тел.: (057)-707-64-54; e-mail: ok.tatarinova@gmail.com

Tatarinova Oksana Andriivna – Candidate of Technical Sciences, Dozent, NTU "KhPI"; tel.: (057)-707-60-58; e-mail: ok.tatarinova@gmail.com

УДК 539.3

А. В. ВОРОПАЙ**ОБРАТНАЯ ЗАДАЧА ПРИ НЕСТАЦИОНАРНОМ ДЕФОРМИРОВАНИИ ПРЯМОУГОЛЬНОЙ ПЛАСТИНЫ С ДОПОЛНИТЕЛЬНОЙ ВЯЗКОУПРУГОЙ ОПОРОЙ**

Приведены постановки и решение одной обратной нестационарной задачи для механической системы, состоящей из прямоугольной пластины средней толщины шарнирно-опертой по контуру и дополнительной сосредоточенной вязкоупругой опоры при импульсном воздействии. В работе описана задача идентификации неизвестной нагрузки, вызывающей нестационарное деформирование пластины с дополнительной опорой. Пластина моделируется в рамках уточненной теории пластин типа С. П. Тимошенко. Исследования сводятся к анализу интегральных уравнений Вольтерра, которые решаются численно с использованием регуляризирующего алгоритма А. Н. Тихонова.

Ключевые слова: пластина средней толщины, идентификация, нестационарное нагружение, вязкоупругая опора, интегральные уравнения Вольтерра, регуляризирующий алгоритм А. Н. Тихонова.

Введение. Зачастую конструкторы и расчетчики сталкиваются с проблемой недостаточной информации о действии нагрузок на механические системы. Особенно серьезные проблемы возникают при нестационарном деформировании элементов конструкций. В ряде случаев при анализе напряженно-деформированного состояния ударные и другие подобные нагружения моделируются приблизительно или вообще заменяются коэффициентами запаса, динамичности нагрузки и т.п. И только для особо ответственных элементов или конструкций в целом производится ряд дорогостоящих экспериментальных исследований. Решение обратных задач идентификации неизвестных нестационарных нагружений при обработке экспериментальных данных может существенно снизить стоимость и время исследований, а иногда частично или полностью заменить реальные исследования специальными вычислительными экспериментами.

В настоящей работе рассматриваются вопросы, связанные с нестационарным деформированием шарнирно-опертых пластин с дополнительными опорами. Опоры принимаются вязкоупругими, так как в реальности редко встречаются чисто упругие или чисто вязкие опоры. Для рассматриваемой механической системы возможны следующие постановки обратных задач:

– идентификация параметров внешнего нагружения или зависимость изменения внешнего нестационарного нагружения пластины во времени при известной реакции между пластиной и дополнительной опорой;

– определение параметров дополнительной вязкоупругой опоры при известном (тарированном) нагружении;

– идентификация полной системы нагружения, как возмущающей силы, так и реакции между пластиной и дополнительной опорой;

– подбор требуемых характеристик вязкоупругой опоры (жесткости и коэффициента демпфирования) для обеспечения требуемых параметров напряженно-деформированного состояния или удовлетворения некоторым ограничениям,

– идентификация полной системы нагружения, как возмущающей силы, так и составляющих реакций между пластиной и дополнительной опорой, а также мест приложения возмущающей нагрузки и дополни-

тельной опоры.

В качестве исходных данных для перечисленных обратных задач используются изменения прогиба или деформации пластины во времени (они известны или могут быть измерены экспериментально), причем погрешность их задания (измерения) не превышает величины $\delta > 0$, то есть $\|w_\delta - \bar{w}\| \leq \delta$.

В работе [1] решается задача для прямоугольной пластины с дополнительной линейно-упругой опорой, а в работе [2] рассмотрены нестационарные колебания пластины с дополнительным амортизатором. Настоящая работа является логическим продолжением этих двух работ, и в целом опирается на работу [3], где описана методика решения прямой задачи для исследуемой механической системы с дополнительной сосредоточенной вязкоупругой опорой.

Постановка задачи. На пластину в некоторой точке действует поперечная импульсная нагрузка $P(t)$, вызывающая нестационарные колебания пластины с дополнительной опорой. Деформирование пластины моделируется в рамках уточненной теории пластин средней толщины типа С. П. Тимошенко. Воздействие дополнительной опоры на пластину заменяется неизвестной нестационарной силой $R(t)$, приложенной к пластине в месте установки опоры.

Коэффициенты жесткости и демпфирования опоры считались постоянными, а сила сопротивления изменялась по формуле:

$$R(t) = c \cdot w_C(x_C, y_C, t) + \kappa \cdot \frac{dw_C(x_C, y_C, t)}{dt}, \quad (1)$$

где c – коэффициент жесткости дополнительной опоры, Н/м; κ – коэффициент демпфирования, Н·с/м.

Для прогиба пластины было получено следующее аналитическое выражение:

$$w(x, y, t) = \int_0^t K_P^W(x, y, t - \tau) P(\tau) d\tau - \int_0^t K_P^W(x, y, t - \tau) R(\tau) d\tau, \quad (2)$$

где $K_i^W(x, y, t)$ – соответствующие ядра интегралов, полученные после выполнения обратного преобразования Лапласа с использованием теоремы о свертке.

При решении обратной задачи предполагалось, что координаты точек приложения нагрузки и координаты установки дополнительной опоры известны (рис. 1), а также известно изменение во времени прогиба пластины в одной из ее точек.

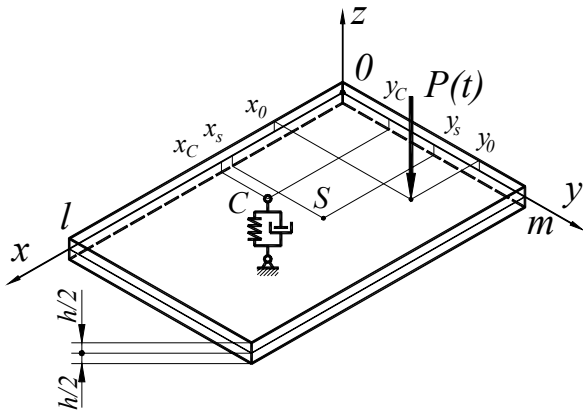


Рисунок 1 – Схема нагружения

В точке $S(x_s, y_s)$ (см. рис. 1) аналитическое выражение для определения прогиба пластины будет иметь следующий вид:

$$w(x_s, y_s, t) \equiv w_s(t) = \int_0^t K_P^W(x_s, y_s, t - \tau) P(\tau) d\tau - \int_0^t K_P^W(x_s, y_s, t - \tau) R(\tau) d\tau. \quad (3)$$

Если в выражении (3) неизвестно изменение во времени возмущающей нагрузки $P(t)$ и реакция между пластиной и дополнительной опорой $R(t)$, то это выражение является интегральным уравнением (ИУ) Вольтера с двумя неизвестными. Для решения обратной задачи интегральное уравнение (3) необходимо дополнить двумя выражениями для прогиба в точке контакта пластины и дополнительной опоры:

$$\begin{cases} R(t) = c \cdot w_C(x_C, y_C, t) + \kappa \cdot \frac{dw_C(x_C, y_C, t)}{dt}, \\ w(x_C, y_C, t) = \int_0^t P(\tau) K_P^W(x_C, y_C, t - \tau) d\tau - \int_0^t K_R^W(x_C, y_C, t - \tau) R(\tau) d\tau. \end{cases} \quad (4)$$

Система интегро-дифференциальных уравнений (4) может быть преобразована к системе интегральных уравнений путем замены первого уравнения в (4) его интегральным аналогом:

$$w_C(x_C, y_C, t) = \int_0^t K_e(t - \tau) R(\tau) d\tau,$$

где $K_e(t) = \frac{1}{\kappa} \cdot e^{-\frac{c}{\kappa} t}$.

Тогда из (3) и (4) можно составить следующую систему ИУ:

$$\int_0^t K_{11}(t - \tau) P(\tau) d\tau + \int_0^t K_{12}(t - \tau) R(\tau) d\tau = w_s(t);$$

$$\int_0^t K_{21}(t - \tau) P(\tau) d\tau + \int_0^t K_{22}(t - \tau) R(\tau) d\tau = 0, \quad (5)$$

где ядра можно определить как $K_{11}(t) = K_P^W(x_s, y_s, t)$, $K_{12}(t) = K_P^W(x_s, y_s, t)$, $K_{21}(t) = K_P^W(x_C, y_C, t)$, $K_{22}(t) = K_R^W(x_C, y_C, t) + K_e(t)$.

Решение задачи. Решение системы ИУ Вольтера можно отнести к некорректным задачам математической физики (причем, как по Адамару, так и по Тихонову) и для решения системы (5) использовался регуляризирующий алгоритм А. Н. Тихонова [4].

Дискретный аналог системы ИУ (5) имеет следующий вид:

$$\begin{bmatrix} \mathbf{A}_{11} & \mathbf{A}_{12} \\ \mathbf{A}_{21} & \mathbf{A}_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \mathbf{p}_1 \\ \mathbf{p}_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{w}_s \\ 0 \end{bmatrix}. \quad (6)$$

В матричной системе (6) вектор \mathbf{p}_1 соответствует неизвестной функции изменения во времени внешней нагрузки $P(t)$, вектор \mathbf{p}_2 – реакции между пластиной и дополнительной вязкоупругой опорой $R(t)$, \mathbf{w}_s – исходным данным для идентификации (изменением прогиба) $w_s(t)$; матрицы \mathbf{A}_{11} , \mathbf{A}_{12} , \mathbf{A}_{21} и \mathbf{A}_{22} – соответствуют ядрам $K_{11}(t)$, $K_{12}(t)$, $K_{21}(t)$ и $K_{22}(t)$.

Матричная система (6) сводится к двум независимым матричным уравнениям на основе обобщения метода Крамера, то есть применения обобщенного алгоритма Крамера для блочных матриц:

$$\mathbf{D} \cdot \mathbf{p}_j = \mathbf{D}_j, \quad (7)$$

где \mathbf{D} – определитель блочной матрицы \mathbf{A} , а \mathbf{D}_j – определитель блочной матрицы \mathbf{A}_j , в которой j -й столбец заменялся столбцом правой части.

Каждое матричное уравнение (7) является независимой системой линейных алгебраических уравнений (СЛАУ) и согласно регуляризирующему алгоритму Тихонова здесь решались эквивалентные регуляризованные СЛАУ вида:

$$(\mathbf{D}^T \mathbf{D} + \alpha_j \mathbf{C}) \cdot \mathbf{p}_j = \mathbf{D}^T \mathbf{D}_j, \quad (8)$$

где \mathbf{C} – симметричная трехдиагональная матрица, вид которой для безразмерной задачи приведен в [4], а в работе [5] указаны варианты обезразмеривания, $\alpha_j > 0$ – параметр регуляризации, оптимальный выбор которого в подобных задачах также описан в [5] и производится путем введения и минимизации функционалов типа невязки с учетом дополнительных условий и ограничений, базирующихся на априорной информации об искомых неизвестных силах.

В результате решения двух СЛАУ вида (8) находится сила взаимодействия между пластиной и дополнительной вязкоупругой опорой $R(t)$ и неизвестная возмущающая нагрузка $P(t)$.

Результаты расчетов. При расчетах срединная плоскость пластины была связана с плоскостью xOy декартовой системы координат. Численные расчеты производились при следующих значениях: $\rho = 7890 \text{ кг/м}^3$; $\nu = 0,3$; $E = 2,07 \cdot 10^{11} \text{ Па}$; $h = 0,04 \text{ м}$; $l = 0,6 \text{ м}$, $m = 0,4 \text{ м}$. Координаты точки приложения возмущающей нагрузки: $x_0 = 0,4 \text{ м}$, $y_0 = 0,2 \text{ м}$. Коорди-

наты точки крепления дополнительной вязкоупругой опоры к пластине: $x_c = 0,2$ м, $y_c = 0,2$ м. Координаты точки, в которой изменение прогиба считается известным: $x_s = 0,3$ м, $y_s = 0,2$ м. Значение коэффициента жесткости дополнительной опоры $c = 10^8$ Н/м, а коэффициент демпфирования $\kappa = 4 \cdot 10^4$ Н·с/м; число членов в соответствующих двойных рядах Фурье 50×50 .

В настоящей работе описывается вычислительный эксперимент, в котором значения прогиба не измеряются на реальной пластине, а определяются из решения прямой (тестовой) задачи, в которой возмущающая нагрузка $\overline{P}(t)$ задается. В качестве исходных данных (рис. 2) брались значения прогиба в точке $S - \overline{w}(t)$, взятые из решения прямой задачи – толстая (незашумленная) кривая, а также использовались значения прогиба, на которые был наложен шум по зависимости:

$$w_\delta(t) = \overline{w}(t) + w_{\max} \cdot \delta \cdot Rnd(t),$$

где w_{\max} – максимальное значение прогиба пластины в исследуемой точке при действии нагрузки $\overline{P}(t)$, $Rnd(t)$ – случайные числа в диапазоне $[-1;1]$, $\delta = 20\%$ – уровень накладываемого шума.

В случае правильного решения обратной задачи, идентифицированные силы $P(t)$ и $R(t)$ должны быть близки (или совпадать) с тестовой силой $\overline{P}(t)$ и определенной при решении прямой задачи реакцией $\overline{R}(t)$, что наглядно показывает достоверность полученных результатов. Также появляется возможность как качественной, так и количественной оценки решения обратной задачи.

На рис. 3 сплошными линиями показано изменение во времени возмущающей нагрузки $\overline{P}(t)$ (полуволна синусоиды) и определенная в результате решения прямой задачи реакция между пластиной и дополнительной вязкоупругой опорой $\overline{R}(t)$, а точками показаны идентифицированные значения сил $P(t)$ и $R(t)$ найденные из численно-аналитического решения обратной задачи по незашумленным исходным данным.

На рис. 4 показаны идентифицированные значения сил $P(t)$ и $R(t)$ найденные на основе численного решения интегральных уравнений Вольтера с неточно заданной правой частью (по зашумленным исходным данным).

На рис. 5 показаны функционалы, на основе которых выбирался параметр регуляризации α при решении регуляризованных СЛАУ вида (8), причем рис. 5, а соответствует невозмущенной правой части $\overline{w}(t)$, а рис. 5, б – зашумленным исходным данным $w_\delta(t)$.

Кривым 1 на рис. 5, а и 5, б соответствуют значения функционала «невязки» вида:

$$\|\mathbf{A}_P \cdot \mathbf{P}^\alpha + \mathbf{A}_R \cdot \mathbf{R}^\alpha - \mathbf{w}\|_{l_2}^2.$$

Укажем, что в случае незашумленной правой части «невязка» должна стремиться к нулю и опти-

мальные значения параметра регуляризации соответствуют глобальному минимуму функционала, как видно на рис. 5, а кривая 1 – это значение параметра регуляризации $\alpha_{opt} = 10^{-51}$. Использование в качестве исходных данных зашумленных исходных данных (в тестовой задаче – случайное зашумление, при реальных измерениях – погрешности усиления, преобразования и пр.) влечет отсутствие механической обусловленности зашумления, Следовательно нас интересует не нахождение глобального минимума функционала «невязки» (которого может не существовать, или же параметр регуляризации может соответствовать не физическим значениям определяемых функций $P(t)$ и $R(t)$), а локального минимума или перегиба, что на рис. 5, б кривая 1 соответствует значениям параметра регуляризации $\alpha \leq 10^{-42}$.

Для дальнейшего выбора параметра регуляризации требуется используя априорную информацию об идентифицируемых нагрузках вводить дополнительные ограничения или функционалы, например, кривые 2 на рис. 5, а и 5, б соответствуют значениям функционала «суммарного воздействия» возмущающей нагрузки и реакции дополнительной опоры:

$$\|\mathbf{P}^\alpha\|_{l_2}^2 + \|\mathbf{R}^\alpha\|_{l_2}^2,$$

так как внешняя возмущающая нагрузка $\overline{P}(t)$ конечна (и ограничена определенной максимальной величиной), а величина реакции между пластиной и дополнительной опорой $\overline{R}(t)$ должна по возможности принимать минимальные значения, но не равные нулю (что соответствовало бы отсутствию реакции).

На рис. 5, а кривая 2 для незашумленных данных видно, что величина функционала «суммарного воздействия» практически не изменяется в диапазоне $\alpha \in [10^{-53}; 10^{-42}]$, что объясняется вычислительной устойчивостью алгоритма при невозмущенной правой части. В случае зашумленных исходных данных функционал «суммарного воздействия» оказывается очень чувствителен к возмущению, это позволяет нам выделить рациональную зону параметра регуляризации в диапазоне $\alpha \in [10^{-44}; 10^{-42}]$ (см. рис. 5, б кривая 2).

Так как решается тестовая обратная задача (известны точные значения искоемых функций $\overline{P}(t)$ и $\overline{R}(t)$), то имеется возможность «оценки» идентификации посредством анализа функционала вида:

$$\|\mathbf{P}^\alpha - \overline{\mathbf{P}}\|_{l_2}^2 + \|\mathbf{R}^\alpha - \overline{\mathbf{R}}\|_{l_2}^2,$$

значения которого представлены на рис. 6, где кривая 1 получена для решения обратной задачи с невозмущенными исходными данными, а кривая 2 – для зашумленных значений прогиба $w_\delta(t)$.

Отметим, что на рис. 5 и 6 значения вдоль оси абсцисс для наглядности отложены на логарифмической шкале, а на рис. 5, а и рис. 6 также на логарифмической шкале отложены и значения вдоль оси ординат (на рис. 5, а в левом нижнем углу показана кривая 2 с осью ординат отложенной на обычной шкале).

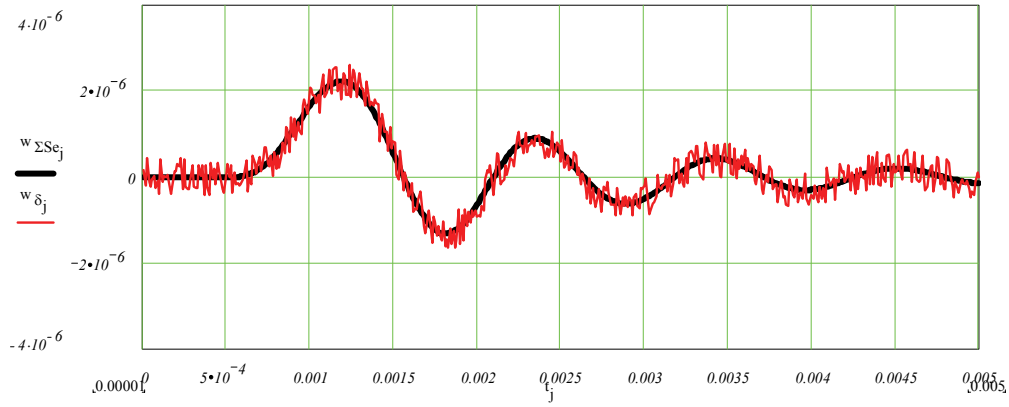


Рисунок 2 – Исходные данные для обратной задачи

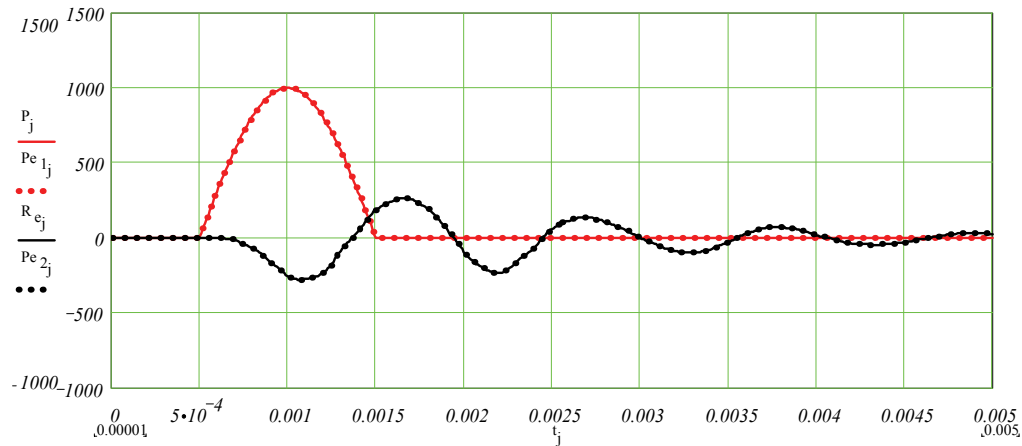


Рисунок 3 – Возмущающая нагрузка и реакция дополнительной вязкоупругой опоры

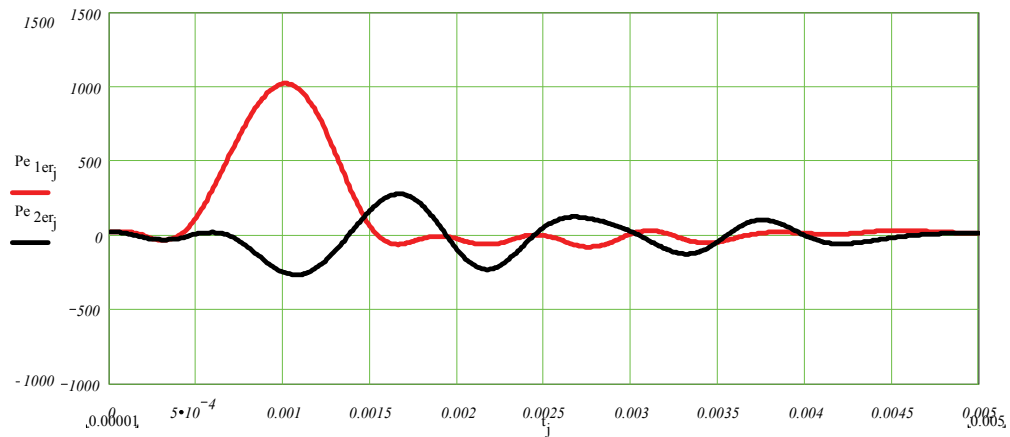


Рисунок 4 – Результаты решения задачи идентификации

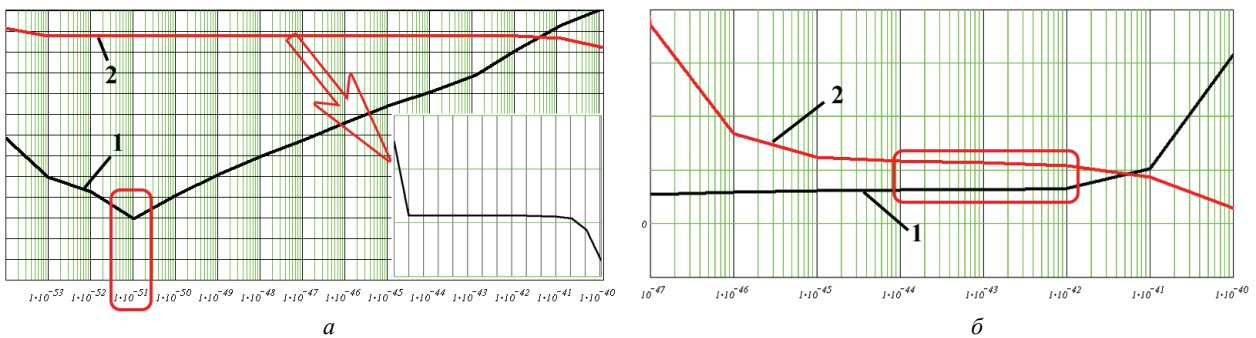


Рисунок 5 – Выбор параметра регуляризации: а – для точно заданной правой части; б – для зашумленной правой части

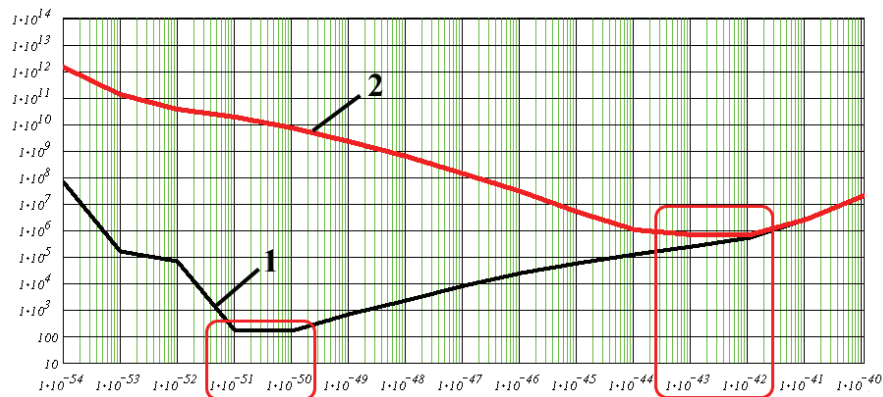


Рисунок 6 – Оценка идентификации

На рис. 6 можно четко выделить оптимальные значения параметра регуляризации для незашумленного случая $\alpha_{opt} \in [10^{-51}; 10^{-50}]$ (значение функционала немного меньше при $\alpha = 10^{-51}$) и для зашумленного – $\alpha_{opt} \in [10^{-43}; 10^{-42}]$ (значение функционала немного меньше при $\alpha = 10^{-43}$). Отметим, что не используя точные значения сил $\overline{P}(t)$ и $\overline{R}(t)$ (в реальной задаче они были бы неизвестны) удалось определить значения параметра регуляризации близкие к оптимальным. Идентифицированные нагрузки, приведенные на рис. 3 и рис. 4 посчитаны как раз при этих оптимальных значениях $\alpha = 10^{-51}$ и $\alpha = 10^{-43}$ соответственно.

Выводы. В работе описана методика решения обратной задачи идентификации неизвестной нагрузки вызывающей нестационарное деформирование пластины с дополнительной опорой, согласно которой получено устойчивое аналитико-численные решения без использования итерационных схем.

Список литературы: 1. Воронай А. В. Обратная задача для шарнирно-опертой пластины с дополнительной упругой опорой при нестационарном нагружении / А. В. Воронай, А. Н. Шутиков // Вестник НТУ «ХПИ». Серия: Динамика и прочность машин. – Х.: НТУ «ХПИ», 2013. – № 63 (1036). – С. 29-34. 2. Воронай А. В. Нестационарные колебания прямоугольной пластины с амортизатором / А. В. Воронай // Вестник НТУ «ХПИ». Серия: Динамика и прочность машин. – Х.: НТУ «ХПИ», 2011. – № 52. – С. 42-48. 3. Воронай А. В. Нестационарные колебания пластины с дополнительной

вязкоупругой опорой / А. В. Воронай // Вестник НТУ «ХПИ». Серия: Динамика и прочность машин. – Х.: НТУ «ХПИ», 2015. – № 55 (1164). – С. 43-46. 4. Тихонов А. Н. Регуляризирующие алгоритмы и априорная информация / А. Н. Тихонов, А. В. Гончаровский и др. – М.: Наука, 1983. – 200 с. 5. Воронай А. В. Регуляризирующий алгоритм А. Н. Тихонова в некорректных задачах нестационарной динамики упругих элементов конструкции / А. В. Воронай // Вестник НТУ «ХПИ». Серия: Математическое моделирование в технике и технологиях. – Х.: НТУ «ХПИ», 2015. – № 55 (1097). – С. 17–22.

Bibliography (transliterated): 1. Voropaj A. V. Obratnaja zadacha dlja sharnirno-opertoj plastiny s dopolnitel'noj uprugoj oporoj pri nestacionarnom nagruzenii. A. V. Voropaj, A. N. Shupikov. Vestnik NTU "KhPI". Seriya: Dinamika i prochnost' mashin. Kharkiv: NTU "KhPI", 2013. No 63 (1036). 29-34 Print. 2. Voropaj A. V. Nestacionarnye kolebanija prjamougol'noj plastiny s amortizatorom. A. V. Voropaj. Vestnik NTU "KhPI". Seriya: Dinamika i prochnost' mashin. Kharkiv: NTU "KhPI", 2011. No 52. 42-48 Print. 3. Voropaj A. V. Nestacionarnye kolebanija plastiny s dopolnitel'noj v'язkouprugoj oporoj. A. V. Voropaj. Vestnik NTU "KhPI". Seriya: Dinamika i prochnost' mashin. Kharkiv: NTU "KhPI", 2015. No 55 (1164). 43-46 Print. 4. Tihonov A. N. Reguljarizirujushhie algoritmy i apriornaja informacija. A. N. Tihonov, A. V. Goncharovskij i dr. Moscow: Nauka, 1983. 200 Print. 5. Voropaj A. V. Reguljarizirujushhij algoritm A. N. Tihonova v nekorrektnyh zadachah nestacionarnoj dinamiki uprugih jelementov konstrukcii. Vestnik NTU "KhPI". Seriya: Matematicheskoe modelirovanie v tehnikе i tehnologijah. Kharkiv: NTU "KhPI", 2015. No 55 (1097). 17–22 Print.

Поступила (received) 11.12.2015

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Воронай Алексей Валериевич – кандидат технических наук, доцент, докторант НТУ «ХПИ», тел.: (050) 524-92-54; e-mail: voropay@mail.ru.

Voropay Alexey Valerievich – Candidate of Technical Sciences, Docent, Doctoral Candidate, NTU "KhPI", tel.: (050) 524-92-54; e-mail: voropay@mail.ru.

УДК 621.75

В.М.ГРИЩЕНКО;Р.В.БОЙКОВ**КОМП'ЮТЕРНИЙ ПІДХІД ВРІВНОВАЖЕННЯ ШВИДКООБЕРТОВИХ ВАЛІВ
ТРАНСМІСІЙНИХ МАШИН**

На базі пакету ANSYS запропоновано алгоритм стартового комп'ютерного балансування швидкооберткових деталей, які по даним електронних креслень неврівноважені. Пропонується ще на стадії проектування вносити ціленаправлені корективи у задалегідь вибрані проектні параметри, які покращують якість функціоналу. Проведені розрахунки моделі колінчастого вала дизеля показали, що шляхом незначних змін варіюваних розмірів противаг можливо суттєво зменшити стартову неврівноваженість.

Ключові слова: балансування роторів, колінчастий вал, метод скінченних елементів, оптимальне проектування

1. Актуальність проблеми. В задачах проектування машинобудівних конструкцій різноманітних за призначенням та конструктивному виконанню значне місце посідають проблеми динамічної міцності. Саме вібраційний стан багато в чому визначає надійність машин, точність виконання технологічних операцій, втомні руйнування, послаблення кріплень, призводить до падіння потужності, скорочення ресурсу тощо.

Одна із складових динамічного навантаження пов'язана з силами інерції рухомих з великими швидкостями ланок неврівноважених механізмів. Неврівноваженість виникає на стадіях виготовлення, монтажу, експлуатації, внаслідок несиметричного розміщення мас відносно осі, неточності розмірів, неоднорідності матеріалу, порушення співвісності деталей і таке інше. Неврівноважені сили, змінні за величиною та напрямком, викликають змінні складові реакції підшипників, вібрації всієї установки, шум та інше.

Актуальність цієї проблеми для техніки зростає у зв'язку з прагненням до створення більш потужних та продуктивних машин для реалізації високошвидкісних технологічних процесів у металообробній, хімічній, харчовій, текстильній та інших галузях промисловості.

Теоретичні основи проблеми зовнішньої врівноваженості механізмів та швидкооберткових валів можна знайти в класичних роботах І.І.Артоболевського [1]. Систематичне викладення питань балансувальної техніки, починаючи з теоретичних основ і закінчуючи практичними прийомами виконання робіт, дано в роботах В.Л.Щепетільнікова [2,3,18]. Основні питання балансувальної техніки необхідні для практичного балансування деталей та вузлів наведені в роботах Н.В.Колесніка та інших [4,5,16]. Колінчастий вал є однією з основних деталей ДВЗ, від надійної та довговічної роботи якого залежить безаварійна та надійна експлуатація авто та тракторної техніки. Питання класичної кінематики та динаміки КШМ ДВЗ, аналіз його неврівноваженості та балансування достатньо розроблені в роботах К.Г.Полика, А.Д.Назарова та інших [7,10,12,13,14]. Колінчастий вал піддають динамічному балансуванню в зібраному вигляді разом з маховиком та навіть муфтою зчеплення. При великому випуску колінчастих валів балансування виконують на автоматичних балансувальних верстатах.

Спеціальним питанням та особливостям балансування роторних машин, турбоагрегатів присвячено

багато робіт і серед них [6,9,17]. Окрім спеціальних монографій, питання врівноваження механізмів викладаються в загальних курсах ТММ [1,8,10,19], довідниках [11], підручниках з опору матеріалів, розглядаються в аспекті оптимального проектування [15].

Задачу зовнішнього врівноваження для оберткових деталей таких як трансмісійні вали, колінчасті вали, якорі електродвигунів, барабани, шпінделі та інші можна звести до більш загальної задачі врівноваження ротора. Всі вживані на практиці прийоми статичного та динамічного врівноваження спрямовані на більше або менше наближення до умов:

$$R^{in} \rightarrow 0; \quad M^{in} \rightarrow 0, \quad (1)$$

де R^{in} , M^{in} – головний вектор та момент сил інерції рухомих мас в системі координат, пов'язаній з корпусом. Неврівноваженість безпосередньо впливає на термін служби та якість роботи. Тому її потрібно вміти оцінити та при необхідності зменшити або повністю усунути. Усунення неврівноваженості оберткових мас (балансирування) зводиться до підбору в процесі конструювання такої форми ротора, при якій вісь обертання буде центральною головною віссю інерції, а саме:

$$x_s \rightarrow 0; \quad y_s \rightarrow 0; \quad I_{xz} \rightarrow 0; \quad I_{yz} \rightarrow 0, \quad (2)$$

де z – вісь обертання.

Вище приведені описання проблеми відоме як балансування жорсткого ротора, коли для нього призначається модель кінестатики. В цьому випадку достатньо використовувати 2-х площинне балансування. Прагнення до збільшення швидкості обертання роторів у сучасних машин призводить до ситуацій, коли їх значення досягають зарезонансних та закритичних величин і це вносить значні ускладнення. В цьому випадку потрібно розглядати модель гнучкого ротора, для якого принцип 2-х площинного балансування не діє.

В повній мірі це відноситься і до ДВЗ, який є потужним джерелом коливальної енергії. Стійка тенденція до збільшення питомої потужності дизелів, збільшення швидкодії призводять до збільшення змінних складових напружень в машині.

Колінчастий вал сприймає великі навантаження, є найскладнішою в конструктивному відношенні та найбільш напруженою деталлю КШМ. Тому колінчасті вали піддають багаторазовому контролю. Остаточне врівноваження виконується свердлінням отворів в противагах при використанні балансувальних верста-

тів. Але такий варіант можливий лише для заздалегідь врівноважених за кресленнями колінчастих валів. Форма колінчастого валу залежить від кількості та розміщення циліндрів, порядку роботи та тактності двигунів. Якщо розміщення колін не забезпечує самоврівноваження сил інерції та моментів, то встановлюються противаги.

Сучасні тенденції в механіці та машинобудуванні направлені на повну автоматизацію процесу проектування. Для цього використовуються програмні комплекси в тому числі і CAE ANSYS, CAD Solid Works та інші. Зважаючи на розширення використання електронних креслень, зокрема, колінчастих валів, є доцільним застосування сучасних інформаційних технологій та систем автоматизованого проектування (САПР) в якості попередньої саме комп'ютерної технології балансування, яка дозволяє знизити вартість процесу та зменшити початкову неврівноваженість в 30-100 разів.

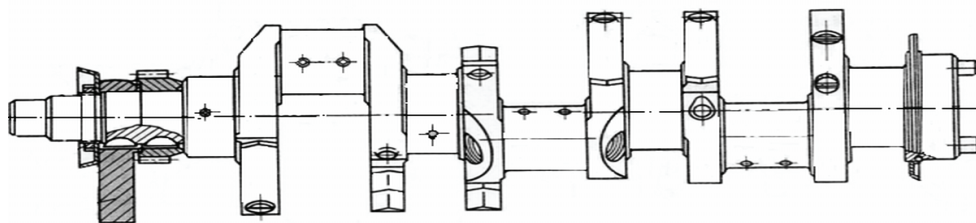


Рисунок 1 – Колінчастий вал трьохциліндрового дизеля

Проведені дослідження включають:

- розробку параметричної та скінченно-елементної моделей колінчастого валу з використанням пакета ANSYS;

- оцінку початкової неврівноваженості моделі;

- вибір множини параметрів-розмірів для варіювання формою валу, що чутливо впливають на врівноваженість, тобто зміною яких не складно «керувати» положенням центра мас і відцентровими моментами інерції;

- побудову 2-х функціоналів цілі задачі балансування параметричної моделі окремо для жорстких та гнучких роторів;

- проведення процесу безумовної оптимізації в даному випадку по критерію мінімізації моменту сил інерції при збереженні статичного врівноваження:

$$R^{in} = 0; \quad M^{in} \rightarrow \min;$$

- оцінку напружено-деформованого стану колінчастого валу в полі відцентрових сил без впливу шатунно-поршневої групи.

3. Основні положення алгоритму. Приведемо основні елементи алгоритму комп'ютерного балансування ротора. В першу чергу потрібно розробити комп'ютерну параметричну модель об'єкту балансування. На рис. 2 зображена прийнята в даній роботі параметрична модель валу 3-х циліндрового дизеля.

Модель побудована з окремих об'ємних блоків при використанні операцій копіювання подібних частин. Не виникає принципових труднощів у відтворенні більш детальної геометрії, яка характерна для реальних валів. Вважається, що подібна детальна модель

2. Постановка задачі комп'ютерного врівноваження колінчастих валів. В роботі запропоновано підхід стартового комп'ютерного врівноваження на базі пакету ANSYS швидкообертюваних деталей (на прикладі колінчастого валу дизеля), які по даним електронних креслень мають статичну або динамічну неврівноваженість. Розглядається можливість ще на стадії проектування в рамках САПР вносити цілеспрямовані корективи у ряд заздалегідь вибраних розмірів. Процес цілеспрямованого вибору пов'язується з методами оптимального проектування. В контексті поставленої проблеми добре працює метод покоординатного спуску. Розглядаються варіанти як жорстких так і гнучких роторів. Чисельні експерименти використання запропонованого підходу проводяться на спрощеній моделі колінчастого валу трьох циліндрового дизеля. Вал з трьома шатунними шийками розташованими під кутом 120° та чотирма корінними має моментну неврівноваженість (рис. 1).

будується по даним електронних креслень конструкторських розробок.

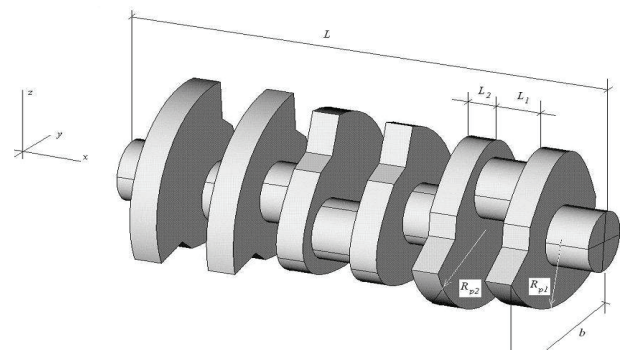


Рисунок 2 – Комп'ютерна модель колінчастого валу

Конфігурація приведеної моделі визначається певним набором параметрів-розмірів валу. Деякі приведені на рис. 2. Зокрема, прийняті незмінними:

$L_1 = 0,035$ м, $L_2 = 0,020$ м, $L = 0,353$ м та інші.

Але серед них призначаються й такі, які потрібно підібрати з міркувань кращої якості ротора. Особливість постановки задачі оптимального проектування полягає в тому, що важливо дотримуватись певних обмежень у виборі варіюваних параметрів. Введено заборону на варіювання «значимих» конструктивних розмірів, таких, наприклад, як довжини корінних та шатунних шийок, діаметри валів та інших. Враховуючи це в якості варіюваних прийняті три «незначимих» на наш погляд конструктивних розміри $\{R_{p1}, R_{p2}, b\}$.

R_{p1}, R_{p2} – радіуси противаг усіх сусідніх щік, та b – ширина щік всіх противаг (рис. 2). Подібний вибір

обумовлений також тією обставиною, що по кресленню на кожному кроці процесу модифікації вала вісь обертання буде залишатись центральною, а ротор буде змінювати лише моментну неврівноваженість. Це також буде означати, що використовується принцип багато площинного балансування. Цілком ймовірні й інші більш вдалі варіанти вибору, погоджені з проєктувальниками.

Моделювання валу виконувалось в програмній системі скінченно-елементного аналізу (МСЕ) ANSYS. Для побудови СЕ-сітки використовувався СЕ Solid 95 – об'ємний 20-ти вузловий елемент з 3-ма степенями вільності у вузлі. Всього було використано біля 9500 СЕ. На рис. 3 зображена побудована таким чином СЕ-модель колінчастого валу дизеля.

Такий підхід дозволяє визначити не тільки інерційні характеристики ротора як абсолютно твердого тіла, але також і напружено-деформований стан на робочих обертах, тобто проводити балансування гнучких роторів на робочих режимах.

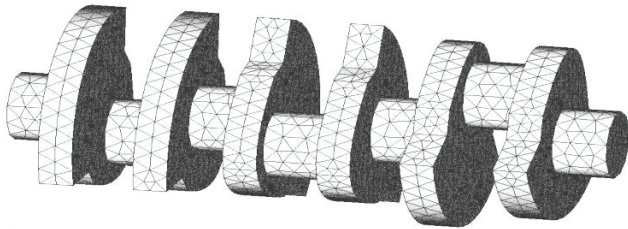


Рисунок 3 – СЕ модель колінчастого валу

Для цілей балансування по моделі жорсткого ротора колінчастий вал був закріплений у 2-х точках осі, що відповідають положенням крайніх корінних підшипників. Кутова швидкість обертання прийнята 1500 об/хв (157,1 рад/с).

Ціль чисельних експериментів полягає в аналізі поведінки чисельної процедури, яка для неврівноваженого за кресленням вала шляхом варіювання вибраними параметрами-розмірами направлена на покращення якостей колінчастого вала. Варіювання – це зміна значень у певних межах. Для стартових значень $\{R'_{p1}, R'_{p2}, b'\}$, шляхом розрахунків на ANSYS, визначаються контрольні значення параметрів неврівноваженості $\{x'_s, y'_s, I'_{xz}, I'_{yz}\}$ та реакції в опорах $\{R'_{1x}, R'_{2x}, R'_{1y}, R'_{2y}\}$ (рис. 4).

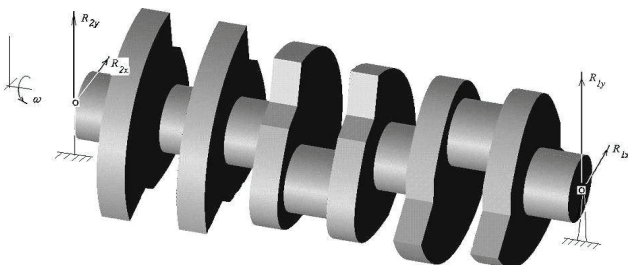


Рисунок 4 – Схема закріплення вала для проведення розрахунків

Організація обчислень відповідає схемі метода покоординатного спуску. Спочатку варіюється розмір R''_{p1} при фіксованих R'_{p2}, b' , потім R''_{p2} і т.д. Для кож-

ного випробування визначаються координати центра мас x_s, y_s , відцентрові моменти інерції I_{xz}, I_{yz} та реакції у вузлах $R_{1x}, R_{2x}, R_{1y}, R_{2y}$. Для контролю якості кожного з поточних проєктів введено два функціонали:

$$f_x = |\alpha x_s| + |\beta y_s| + |I_{xz}| + |I_{yz}| \rightarrow \min; \quad (3)$$

$$f_R = |R_{1x}| + |R_{2x}| + |R_{1y}| + |R_{2y}| \rightarrow \min. \quad (4)$$

4. Результати чисельних експериментів. Для чисельних розрахунків прийняті наступні характеристики матеріалу: $E = 2 \cdot 10^{11}$ Па, $\nu = 0.3$, $\rho = 7800$ кг/м³. Так як для врівноваження колінчастого вала по моделі жорсткого ротора потрібно виконання умов: $x_s \rightarrow 0$, $y_s \rightarrow 0$, $I_{xz} \rightarrow 0$, $I_{yz} \rightarrow 0$, то для контролю процесу модифікації в цьому випадку використовується функціонал f_x . При цьому α, β – масштабні коефіцієнти прийнятні рівними 10^{-3} .

В табл. 1 приведені деякі з характерних результатів модифікації проєкту з використанням цього критерію. Кожний рядок відповідає одному «випробувальному» розгону ротора. До якого ступеня доцільно знижувати дисбаланс ротора вирішують виходячи з компромісу між низкою факторів (норми точності процесу балансування, економічні вимоги і т.д.). Від вибору допустимої неврівноваженості безпосередньо залежать рівень вібрацій машин і приладів, якість технологічних процесів, ресурс підшипників та інше. В нашому випадку потрібно враховувати також, що характер процесу балансування попередній.

Перший рядок таблиці для стартових значень параметрів проєкту $\{0,050$ м, $0,060$ м, $0,070$ м $\}$ визначає початкову неврівноваженість ротора, яка узагальнено характеризується величиною $f_x = 680,12 \cdot 10^{-9}$ кгм². Сьомий рядок відповідає кращому варіанту проєкту при варіюванні першого параметра R_{p1} . Також виявилось, що ця модифікація залишається кращою і при подальшому варіюванні інших параметрів. Тому його можна прийняти в якості оптимального при залишковій неврівноваженості $(f_x)_{залиши} = 1,4746 \cdot 10^{-9}$ кгм². При цьому $|I_{xz}|_{\max}, |I_{yz}|_{\max} < 1,0 \cdot 10^{-9}$ кгм². Таким чином, кращими значеннями варіюваних параметрів при використанні моделі жорсткого ротора можуть бути такі: $R_{p1} = 0,07805$ м, $R_{p2} = 0,060$ м, $b = 0,070$ м. Стартова неврівноваженість по прийнятому критерію зменшена приблизно в 100 разів.

В якості умов врівноваження колінчастого вала по моделі гнучкого ротора пропонуються такі: $R_{1x} \rightarrow 0, R_{2x} \rightarrow 0, R_{1y} \rightarrow 0, R_{2y} \rightarrow 0$. Тобто, узагальнена сумарна динамічна складова реакцій в підшипниках повинна зменшуватись наближаючись до нуля. Для контролю цих умов використовується інший функціонал f_R , який при обчисленнях враховує пружну деформацію колінчастого вала. Безумовно, для випадку суттєвого впливу пружних деформацій колінчастий вал потрібно закріпити по всім корінним підшипникам та включити до складу f_R інші складові реакцій. В даній роботі обмежились двома точками закріплення.

Результати модифікації проєкту з використанням цього критерію наведені в табл. 2. В ній представлені результати проведених випробувань, коли при варіюванні тих же параметрів щокі колінчастого вала

методом покоординатного спуску знаходились реакції в підшипниках. Кожний рядок таблиці відповідає одному випробувальному розгону. Перший - для тих же стартових значень проекту визначає початкову неврівноваженість, яка узагальнено характеризується величиною $f_R = 2965,15$ Н.

Сьомий рядок таблиці 2 відповідає оптимальному проекту по критерію f_R . Він досягнутий варіюванням уже першого параметра. Стартова неврівноваженість $(f_R)_{\text{старт}} = 2965,15$ Н зменшена до рівня $(f_R)_{\text{залиш}} = 6,270$ Н. При цьому початкова маса вала 16,09 кг змінюється на величини порядку 0,1 кг. Та-

ким чином, шляхом невеликих змін величин варіюваних параметрів досягнуте суттєве зменшення (в сотні разів) реакцій в опорах. Оптимальні значення варіюваних розмірів по критерію f_R можуть бути прийнятими такими: $R_{p1} = 0,07805$ м, $R_{p2} = 0,060$ м, $b = 0,070$ м.

Деякі з проміжних модифікацій форми щік колінчастого вала в процесі варіювання приведені на рис. 5.

Деформований стан колінчастого вала (сумарні переміщення) та напружений стан (інтенсивність напружень) оптимального проекту при обертах 1500 об./хв. є очікуваними та приведені на рис. 6.

Таблиця 1 – Результати модифікації вала по моделі f_x (жорсткий ротор)

№	R_{p1} , м	R_{p2} , м	b , м	x_s , м	y_s , м	I_{xz} , 10^{-9} , кгм ²	I_{yz} , 10^{-9} , кгм ²	f_x , 10^{-9} , кгм ²
1	0.050	0.060	0.070	0	0	-248.94	-431.18	680.12
2	0.055	0.060	0.070	0	0	-205.94	-356.71	562.65
3	0.065	0.060	0.070	0	0	-118.02	-204.42	322.44
4	0.095	0.060	0.070	0	0	155.01	268.48	423.49
5	0.080	0.060	0.070	0	0	17.212	29.812	47.024
6	0.0785	0.060	0.070	0	0	3.5529	6.1539	9.7068
7	0.07805	0.060	0.070	0	0	-0.5400	-0.9348	1.4746
8	0.07800	0.060	0.070	0	0	-1.1535	-1.9978	3.1512
9	0.07805	0.0605	0.070	0	0	5.1950	8.9980	14.1930
10	0.07805	5.9925	0.070	0	0	-1.3948	-2.4159	3.8107
11	0.07805	0.060	0.0705	0	0	6.4782	11.2206	17.6989
12	0.07805	0.060	0.0699	0	0	-1.5865	-2.7479	4.3345

Таблиця 2 – Результати модифікації по моделі f_R (гнучкий ротор)

№	R_{p1} , м	R_{p2} , м	b , м	R_{1x} , Н	R_{2x} , Н	R_{1y} , Н	R_{2y} , Н	f_R , Н
1	0.050	0.060	0.070	-542.66	542.66	-939.92	939.92	2965.15
2	0.055	0.060	0.070	-448.93	448.93	-777.57	777.57	2452.99
3	0.065	0.060	0.070	-257.25	257.25	-445.58	445.58	1405.66
4	0.095	0.060	0.070	337.95	-337.95	585.34	-585.34	1846.57
5	0.0785	0.060	0.070	7.776	-7.775	13.466	-13.467	42.484
6	0.0763	0.060	0.070	-36.782	36.782	-63.709	63.708	200.981
7	0.07805	0.060	0.070	-1.148	1.148	-1.987	1.987	6.270
8	0.07800	0.060	0.070	-2.486	2.486	-4.305	4.304	13.581
9	0.07805	0.0605	0.070	11.354	-11.354	19.666	-19.667	62.041
10	0.07805	0.0593	0.070	-19.657	19.657	-34.047	34.047	107.408
11	0.07805	0.060	0.0705	14.152	-14.152	24.512	-24.512	77.327
12	0.07805	0.060	0.0699	-3.430	3.430	-5.940	5.939	18.739

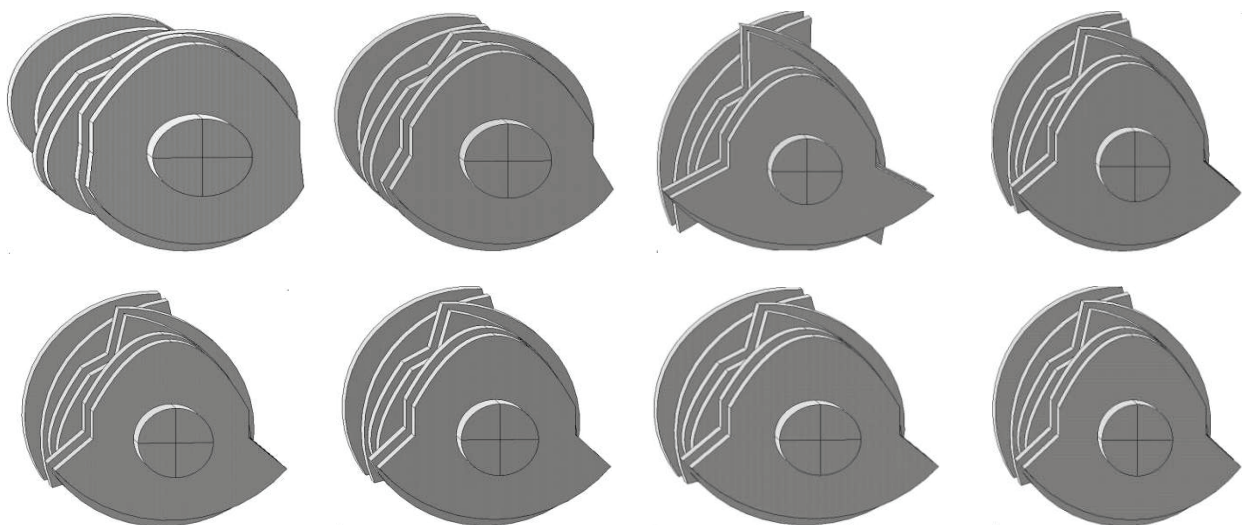


Рисунок 5 – Проміжні форми щік колінчастого вала в процесі варіювання

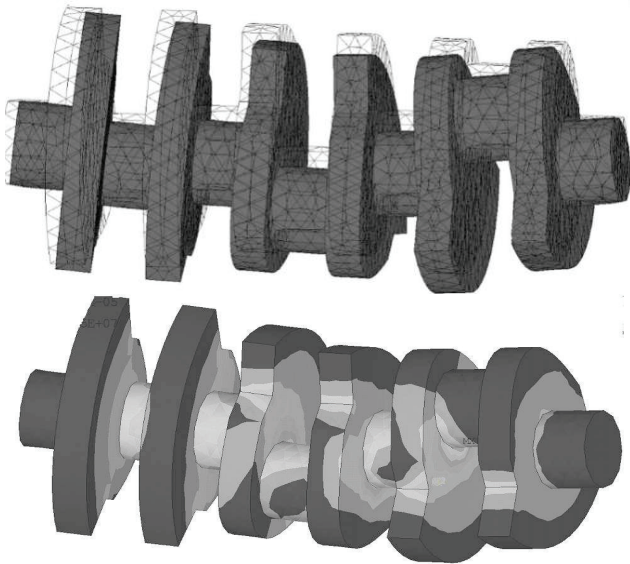


Рисунок 6 – Деформований стан та інтенсивність напружень оптимального проекту

Максимальні значення переміщень точок при деформації вала досягають $0.828 \cdot 10^{-5}$ м, а інтенсивності напружень до 7.5 МПа. Аналіз проведених розрахунків показує, що в розглянутому випадку часткової (моментної) неврівноваженості, оптимальна форма колінчастого вала досягається варіюванням уже першого параметру R_{pl} . Тобто, оптимальних по критерію врівноваженості проектів багато і кожен з них може бути одержаний варіюванням окремого відповідного розміру.

Висновки. Загалом по результатам проведених досліджень можна зробити такі висновки:

Запропонований алгоритм попереднього комп'ютерного балансування швидкообертюваних деталей, які по даним електронних креслень неврівноважені, працює задовільно і можливі варіанти включення його до складу САПР як стартової процедури. При цьому потрібно лише підготувати макрос побудови геометричної та скінченно-елементної моделей ротора.

Процедура оптимізації, побудована на базі методу покоординатного спуску дає задовільні результати. При цьому незначні зміни варіюваних розмірів дозволяють зменшити стартову неврівноваженість у десятки разів а залишкові значення не перевищують допустимих.

Список літератури: 1. Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин / И.И.Артоболевский. – М.: Наука, 1988. – 640 с. 2. Щепетильников В.А. Уравновешивание механизмов / В.А. Щепетильников. – М.: Машиностроение, 1982. – 256 с. 3. Основы балансировочной техники / Под ред. В. А. Щепетильникова. Т. 1, 2. – М.: Машиностроение, 1975. – 527 с., 679 с. 4. Колесник Н.В. Статическая и динамическая балансировка / Н.В.Колесник. – М.: Mashgiz, 1954. – 243 с. 5. Левит М.Е. Балансировка деталей и узлов / М.Е.Левит, В.М.Рыженков. – М.: Машиностроение, 1986. – 248 с. 6. Рунов Б.Т. Уравновешивание турбоагрегатов на электростанциях / Б.Т.Рунов. – М.-Л.: Госэнергоиздат, 1963. – 224 с. 7. Попык К.Г. Динамика автомобильных и тракторных двигателей / К.Г.Попык. – М.: Высшая школа, 1970. – 328 с. 8. Теория механизмов и машин / Под ред. К.В. Фролова. – М.: Высшая школа, 1987. – 496 с. 9. Куинджи А.А. Автоматическое уравновешивание роторов быстроходных машин / А.А.Куинджи, Ю.А.Колосов, Ю.И.Народицкая. – М.: Машино-

строение, 1974. – 152 с. 10. Штейнвольф Л.И. Динамические расчеты машин и механизмов / Л.И. Штейнвольф. – М.: Mashgiz, 1961. – 157 с. 11. Вибрации в технике: Справочник / Под ред. К.В.Фролова. Т. 6. – М.: Машиностроение, 1981. – 456 с. 12. Назаров А.Д. Теоретические основы компенсации неуравновешенной массы деталей кривошипно-шатунного механизма двигателя V-8 увеличением радиуса сектора противовесов коленчатого вала / А.Д.Назаров // Вестник машиностроения. – 2005. – № 11. – С. 3-7. 13. Назаров А.Д. Компенсация суммарной неуравновешенной массы деталей кривошипно-шатунного механизма увеличением углов расположения противовесов коленчатого вала / А.Д.Назаров // Вестник машиностроения. – 2005. – № 5. – С. 23-31. 14. Назаров А.Д. Теоретические основы расчета масс балансировочных грузов при балансировке коленчатого вала двигателя / А.Д.Назаров // Вестник машиностроения. – 2013. – № 6. – С. 11-19. 15. Глейзер А.И. Определение оптимальных параметров балансировки с учетом ограничений величин корректирующих дисбалансов / А.И.Глейзер, Н.В.Корнеев // Машиностроитель. – 2004. – № 7. – С. 43-45. 16. Васильев В.С. Станки и приборы для динамической балансировки / В.С. Васильев, П.С.Кутко. – М.: Mashgiz, 1959. – 167 с. 17. Брановский М.А. Балансировка роторов турбоагрегатов / М.А. Брановский, А.П. Сивков. – М.: Энергия, 1966. – 143 с. 18. Теория и конструкция балансировочных машин: Сборник статей / Под ред. В.А.Щепетильникова. – М.: Mashgiz, 1963. – 444 с. 19. Левицкий Н.И. Теория механизмов и машин / Н.И.Левицкий. – М.: Наука, 1990. – 592 с.

Bibliography (transliterated): 1. Artobolevskij I.I. Teoriya mehanizmov i mashin. I.I.Artobolevskij. Moscow: Nauka, 1988. 640 Print. 2. Schepetil'nikov V.A. Uravnoveshivanie mehanizmov. V.A.Schepetil'nikov. Moscow: Mashinostroenie, 1982. 256 Print. 3. Osnovy balansirovochnoj tehniky. Pod red. V. A. Schepetil'nikova. Vol. 1, 2. Moscow: Mashinostroenie, 1975. 527, 679 Print. 4. Kolesnik N.V. Statischeckaya i dinamichesckaya balansirovka. N.V.Kolesnik. Moscow: Mashgiz, 1954. 243 Print. 5. Levit M.E. Balansirovka detalej i uzlov. M.E.Levit, V.M.Ryzenkov. Moscow: Mashinostroenie, 1986. 248 Print. 6. Runov B.T. Uravnoveshivanie turboagregatov na elektrostanciyah. B.T.Runov. Moscow: Leningrad: Gosenergoizdat, 1963. 224 Print. 7. Popyk K.G. Dinamika avtomobil'nyh i traktornyh dvigatelej. K.G.Popyk. Moscow: Vysshaya shkola, 1970. 328 Print. 8. Teoriya mehanizmov i mashin. Pod red. K.V. Frolova. Moscow: Vysshaya shkola, 1987. 496 Print. 9. Kuindzhi A.A. Avtomaticheskoe uravnoveshivanie rotorov bystrohodnyh mashin. A.A.Kuindzhi, Yu.A.Kolosov, Yu.I. Narodickaya. Moscow: Mashinostroenie, 1974. 152 Print. 10. Shtejnvol'f L.I. Dinamicheskie raschety mashin i mehanizmov. L.I. Shtejnvol'f. Moscow: Mashgiz, 1961. 157 Print. 11. Vibracii v tehnikе: Spravochnik. Pod red. K.V.Frolova. Vol. 6. Moscow: Mashinostroenie, 1981. 456 Print. 12. Nazarov A.D. Teoreticheskie osnovy kompensacii neuravnoveshennoj massy detalej krivoshipno-shatunnogo mehanizma dvigatelej V-8 uvelicheniem radiusa sektora protivovesov kolenчатого вала. A.D.Nazarov Vestnik mashinostroeniya. 2005. No 11. 3-7 Print. 13. Nazarov A.D. Kompensaciya summarnoj neuravnoveshennoj massy detalej krivoshipno-shatunnogo mehanizma uvelicheniem uglov raspolozheniya protivovesov kolenчатого вала. A.D.Nazarov. Vestnik mashinostroeniya. 2005. No 5. 23-31 Print. 14. Nazarov A.D. Teoreticheskie osnovy rascheta mass balansirovochnyh gruzov pri balansirovke kolenчатого вала dvigatelya. A.D.Nazarov. Vestnik mashinostroeniya. 2013. No 6. 11-19 Print. 15. Glejzer A.I. Opredelenie optimal'nyh parametrov balansirovki s uchedom ogranichenij velichin korrekturnyuschihsy disbalansov. A.I.Glejzer, N.V.Korneev. Mashinostroitel'. 2004. No 7. 43-45 Print. 16. Vasil'ev V.S. Stanki i pribory dlya dinamicheskoj balansirovki. V.S.Vasil'ev, P.S.Kutko. Moscow: Mashgiz, 1959. 167 Print. 17. Branovskij M.A. Balansirovka rotorov turboagregatov. M.A. Branovskij, A.P. Sivkov. Moscow: Energiya, 1966. 143 Print. 18. Teoriya i konstrukciya balansirovochnyh mashin: Sbornik statej. Pod red. V.A.Schepetil'nikova. Moscow: Mashgiz, 1963. 444 Print. 19. Levickij N.I. Teoriya mehanizmov i mashin. N.I.Levickij. Moscow: Nauka, 1990. 592 Print.

Надійшла (received) 27.10.2015

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Грищенко Володимир Миколайович – кандидат технічних наук, доцент кафедри динаміки та міцності машин, Національний технічний університет «ХПІ»; тел.: 707 68 79

Grischenko Volodimir Mikolayovich – Candidate of Technical Sciences (Ph.D), Docent of the Dynamical and strength Department, National Technical University «Kharkiv Polytechnic Institute»; tel.: 707 68 79

Бойков Роман Владиславович – магістр, Національний технічний університет «ХПІ»; тел.: 707 68 79

Boikov Roman Vladislavovich – magistr, National Technical University «Kharkiv Polytechnic Institute»; tel.: 707 68 79

УДК 531

Д.В. ДАНИЛОВ, А.Г. АНДРЕЄВ, О.В. ЩЕПКІН

НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНИЙ СТАН ПРОФІЛЬНИХ З'ЄДНАНЬ З НАТЯГОМ ПРИ ТЕХНОЛОГІЧНИХ І ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ НАВАНТАЖЕННЯХ

У роботі проводиться порівняльний аналіз різних варіантів профільних з'єднань з натягом для визначення впливу форми валу і втулки на розподіл основних параметрів, які характеризують напружено-деформований стан: сумарних переміщень, еквівалентного напруження за критерієм Мізеса і контактного тиску під дією натягу, відцентрових навантажень при обертанні й температури. Виконані дослідження дозволяють зіставити напружено-деформований стан різних варіантів профільних з'єднань і визначити вплив параметрів з'єднання на його міцність, намітити раціональні шляхи зміцнення.

Ключові слова: профільне з'єднання, натяг, математичне моделювання, ANSYS.

Вступ. З'єднання з натягом поширені в будівництві та машинобудуванні у вигляді розбіраних або рідко розбіраних з'єднань, які часто заміщують болтові й заклепувальні, частково шпони і шліцьові з'єднання. Опір взаємному зміщенню деталей в таких з'єднаннях створюється і підтримується силами пружної деформації стиснення (у охоплюваній деталі) і розтягування (у зовнішній деталі), пропорційними величині натягу в з'єднанні.

Найбільш просте з'єднання з натягом – у вигляді циліндрової втулки і валу – детально вивчено. Відомо, що міцність такого з'єднання з діаметром d залежить перш за все від величини відносного натягу δ/d і визначається контактним тиском, який також залежить від матеріалу й тонкостінності деталей, що сполучаються. Максимальні напруження стиснення валу і розтягування втулки спостерігається на внутрішніх поверхнях деталей, що сполучаються. Для збільшення міцності валу доцільно збільшувати товщину його стінок і зменшувати товщину стінок втулки, коли міцність втулки не викликає побоювання. Для збільшення міцності втулки доцільно збільшувати товщину її стінки і зменшувати товщину валу, коли міцність валу достатня. Зниження контактного тиску зі зменшенням товщини стінок деталей, що сполучаються, можна компенсувати збільшенням площі посадочної поверхні, тобто діаметру d і осьового розміру l .

Метою даного дослідження є порівняльний аналіз НДС найбільш поширених в інженерній практиці варіантів профільних з'єднань з натягом, які перебувають під дією відцентрових навантажень при обертанні та температури.

Постановка задачі. У даній роботі проводиться дослідження 10 варіантів профільних з'єднань з натягом для визначення впливу форм валу і втулки на розподіл основних параметрів, які характеризують НДС:

- сумарних переміщень,
- еквівалентного напруження за критерієм Мізеса,
- контактного тиску під дією натягу,
- відцентрових навантажень при обертанні,
- температури.

За цими параметрами можна зробити висновки про надійність з'єднання деталей. Варіанти профільних з'єднань зображені на рис. 1, геометричні розміри приведені в табл. 1, характеристики матеріалу деталей Сталь 40Х – в табл. 2.

При дослідженні обертання деталей, з'єднаних між собою з натягом, критичною швидкістю вважаються така, що призводить до зникнення контактної тиску в з'єднанні або спричиняє пластичні деформації в зоні контакту. Обидва стани є небезпечними з погляду надійності з'єднання деталей, що робить вивчення цієї проблеми актуальним.

При дослідженні впливу температури на міцність профільних з'єднань з натягом за критичне значення зміни температури вважаються таке, яке призводить до зникнення контактної тиску між з'єднаними деталями, виготовленими з матеріалів з різними коефіцієнтами теплового розширення (у даному дослідженні розглядаються два матеріали – Сталь 40Х і Мідь М1Ф). Передбачається, що величина зміни температури – це різниця між температурою деталей, за якою відбулося зменшення до нуля контактної тиску, і початковою температурою. При початковій температурі величина натягу складає 0,12 мм для всіх варіантів

Таблиця 1 – Геометричні розміри профільних з'єднань з натягом

Назва геометричного параметра	Значення, мм
Радіус великого круглого отвору r_0	62
Зовнішній радіус круглої втулки r_d	110
Периметр зони контакту S	390
Зовнішній периметр втулки S_1	691
Велика піввісь великого еліпса (втулки) a	122
Мала піввісь великого еліпса (втулки) b	97
Відстань від центру великого еліпса (втулки) до фокусу c	74
Велика піввісь малого еліпса (валу) \tilde{a}	69
Мала піввісь малого еліпса (валу) \tilde{b}	55
Відстань від центру малого еліпса (валу) до фокусу \tilde{c}	42
Величина ексцентриситету e	20
Відстань від центру до вершин допоміжного трикутника a_2	48
Великий радіус криволінійного трикутника R	102
Малий радіус криволінійного трикутника r_1	18
Малий радіус криволінійного квадрата (валу) r_2	14
Довжина прямої сторони криволінійного квадрата (валу) a_1	75
Довжина сторони шестикутника m_1	65
Великий радіус криволінійного квадрата (втулки) r'_0	30
Величина прогину криволінійного квадрата (втулки) f	5
Довжина зігнутої сторони криволінійного квадрата (втулки) n	63

конструкцій. Зникнення контактної тиску під впливом температури є небезпечний для цілісності з'єднання, що визначає актуальність цієї проблеми.

Таблиця 2 – Характеристики матеріалу

Назва фізичного параметра	Значення
Модуль пружності E , МПа	$0,21 \cdot 10^6$
Коефіцієнт Пуассона ν	0,3
Щільність ρ , кг/м ³	7800
Коефіцієнт теплового розширення α , град. ⁻¹	$11,7 \cdot 10^{-6}$
Межа текучості σ_T , МПа	785
Межа міцності σ_B , МПа	980
Коефіцієнт тертя μ	0,15

Для порівняльного аналізу профільних з'єднань прийняті такі умови: у всіх видах з'єднань передбачалася рівність зовнішніх периметрів втулок S_1 , рівність периметрів посадочних поверхонь S , рівність величин натягу $\delta = 0,12$ мм.

Профільні з'єднання характеризуються досить рівномірним розподілом напруження вздовж подовжньої осі з'єднання, що дозволяє розглядати НДС такого з'єднання як плоский напружений стан.

В ході роботи з метою мінімізації часу проведення одного розрахунку по можливості розглядалася найменша представницька частина симетричної конструкції із застосуванням граничних умов симетричного закріплення.

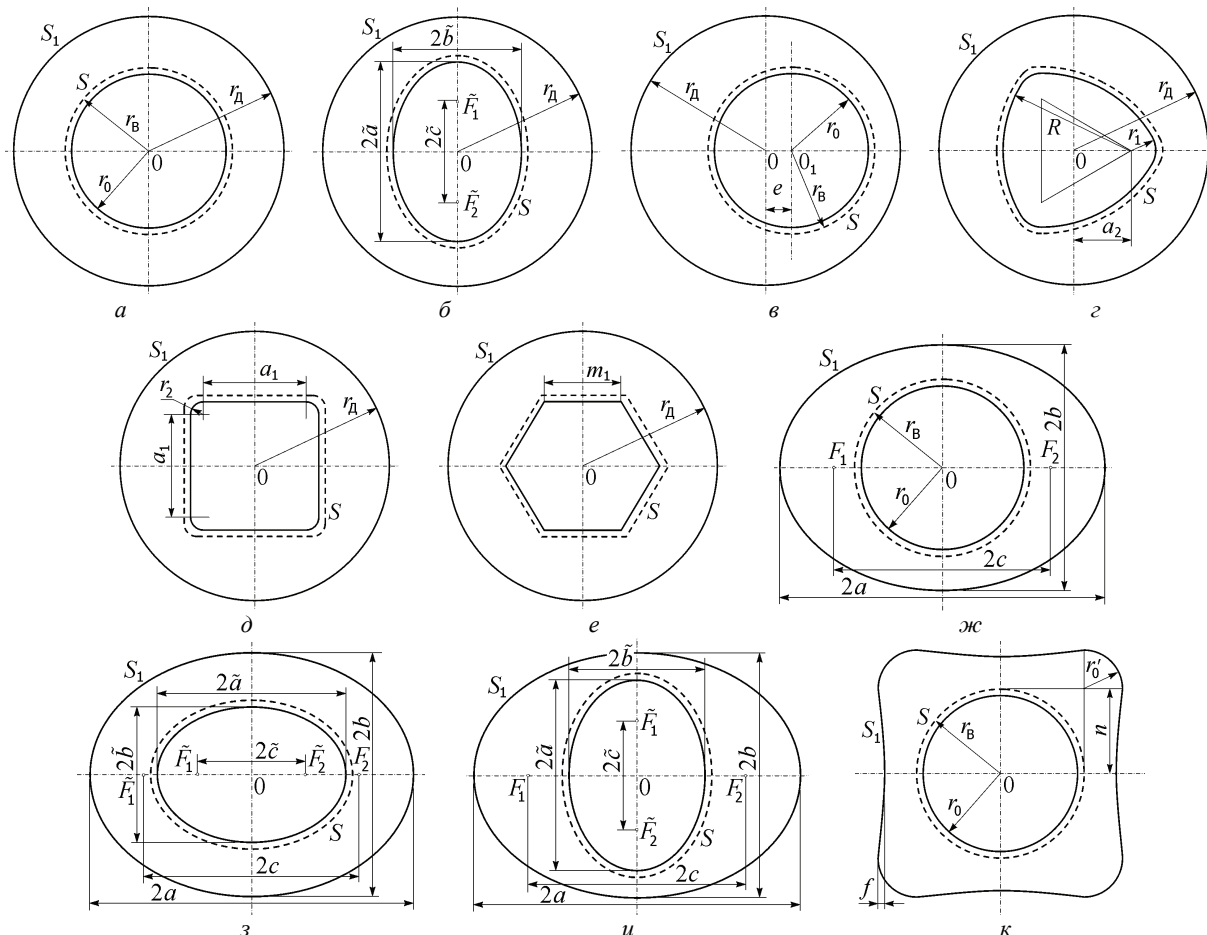


Рисунок 1 – Досліджувані варіанти профільних з'єднань

Теоретичні основи МСЕ для розрахунку НДС профільних з'єднань з натягом, реалізованих в ПК ANSYS. Поставлена задача моделювалася за допомогою МСЕ в ПК ANSYS. Для розв'язання проблеми використовувався стандартний скінченний елемент програмного пакету – плоский восьмикутний прямокутний елемент, PLANE 82, який має два ступеня свободи в кожному вузлі. Такий елемент має велику точність в порівнянні з лінійним і квадратичним трикутним елементами.

Реалізація контактної поверхні деформування (для двовимірної постановки задачі) вимагає створення на цій поверхні контактних елементів CONTA 172 і цільових елементів TARGE 169, відповідних першим. Розв'язання задачі МСЕ призводить до системи лінійних рівнянь алгебри:

$$[K]\{U\} = \{F\},$$

де $[K]$ – матриця жорсткості тіла, яка складається з матриць жорсткості скінченних елементів, $\{U\}$ – вектор-стовпець вузлових переміщень, $\{F\}$ – вектор приведеного зовнішнього навантаження.

Отримані результати і їх аналіз. Унаслідок дослідження були отримані основні характеристики НДС десяти варіантів з'єднань, які перебувають під дією контактних навантажень.

Для перевірки правильності проведених за допомогою ПК розрахунків були зіставлені значення характеристик НДС третього варіанту з аналогічними даними, отриманими Тарабасовим Н. Д. [1] в результаті аналітичного розрахунку методами теорії пружності. Розбіжність значень еквівалентного напруження під дією контактних навантажень при цьому склала 1,395 %.

Таблиця 3 – Розшифровка нумерації малюнків, результати розрахунків (дія натягу)

Варіант	Номери рисунків схеми з'єднання	Номери малюнків еквівалентного напруження	Максимальне значення сумарних переміщень, мм	Максимальне значення еквівалентного напруження, МПа	Максимальне значення контактного тиску, МПа
1	1, а	2, а	0,0420·10 ⁻³	164	63,7
2	1, б	2, б	0,0472·10 ⁻³	231	76,7
3	1, в	2, в	0,0438·10 ⁻³	199	60,5
4	1, г	2, г	0,0475·10 ⁻³	338	127
5	1, д	2, д	0,0505·10 ⁻³	473	128
6	1, е	2, е	0,0423·10 ⁻³	520	108
7	1, ж	2, ж	0,0453·10 ⁻³	167	67,1
8	1, з	2, з	0,0501·10 ⁻³	214	80,6
9	1, и	2, и	0,0491·10 ⁻³	264	75,2
10	1, к	2, к	0,0480·10 ⁻³	187	64,4

У табл. 3 представлені результати розрахунків профільних з'єднань під дією натягу, в ній також приводиться розшифровка нумерації рисунків з результатами і рисунків, які зображують схему профільного з'єднання. З метою наочного зіставлення представлені

максимальні значення сумарних переміщень, еквівалентні напруження і контактний тиск для кожного варіанту. Еквівалентні напруження отримані за критерієм Мізеса.

Значення критичних швидкостей обертання, максимальні значення сумарних переміщень і еквівалентні напруження для всіх варіантів з'єднань, що знаходяться під дією відцентрових навантажень, дані в табл. 4. Розподіл еквівалентного напруження, що виникає при обертанні цих профільних з'єднань на критичних швидкостях, представлений на рис. 3.

Таблиця 4 – Розшифровка нумерації малюнків, результати розрахунків (дія відцентрових навантажень)

Варіант	Номери рисунків схеми з'єднання	Номери рисунків еквівалентного напруження	Значення критичної швидкості обертання, рад/с	Максимальне значення сумарних переміщень, мм	Максимальне значення еквівалентної напружки, МПа
1	1, а	3, а	1613	0,0640·10 ⁻³	217
2	1, б	3, б	2336	0,241·10 ⁻³	785
3	1, в	3, в	584	0,626·10 ⁻³	885
4	1, г	3, г	2075	0,136·10 ⁻³	791
5	1, д	3, д	1870	0,105·10 ⁻³	706
6	1, е	3, е	1827	0,0867·10 ⁻³	789
7	1, ж	3, ж	2342	0,254·10 ⁻³	783
8	1, з	3, з	1994	0,132·10 ⁻³	403
9	1, и	3, и	1999	0,222·10 ⁻³	786
10	1, к	3, к	1610	0,0649·10 ⁻³	254

Критичні значення зміни температури деталей десяти варіантів з'єднань, що перебувають під дією рівномірного нагріву, дані у вигляді табл. 5, у перших двох стовпцях якої вказані номери варіантів з'єднань і їх схеми, в третьому – критичні зміни температури деталей, в четвертому – максимальні значення сумарних переміщень. Матеріал валу – сталь, втулки – мідь. При критичних значеннях температур контактний тиск між деталями відсутній, рівень напруження в з'єднанні близький до нуля.

Таблиця 5 – Результати розрахунків при дії температурних навантажень

Варіант	Номери рисунків схеми з'єднання	Критичне значення зміни температури деталей Δt , град.	Максимальне значення сумарних переміщень, мм
1	1, а	201,6	0,366·10 ⁻³
2	1, б	226,8	0,412·10 ⁻³
3	1, в	201,6	0,433·10 ⁻³
4	1, г	235,9	0,413·10 ⁻³
5	1, д	244,3	0,444·10 ⁻³
6	1, е	222,0	0,403·10 ⁻³
7	1, ж	201,2	0,406·10 ⁻³
8	1, з	227,0	0,459·10 ⁻³
9	1, и	227,0	0,459·10 ⁻³
10	1, к	202,1	0,397·10 ⁻³

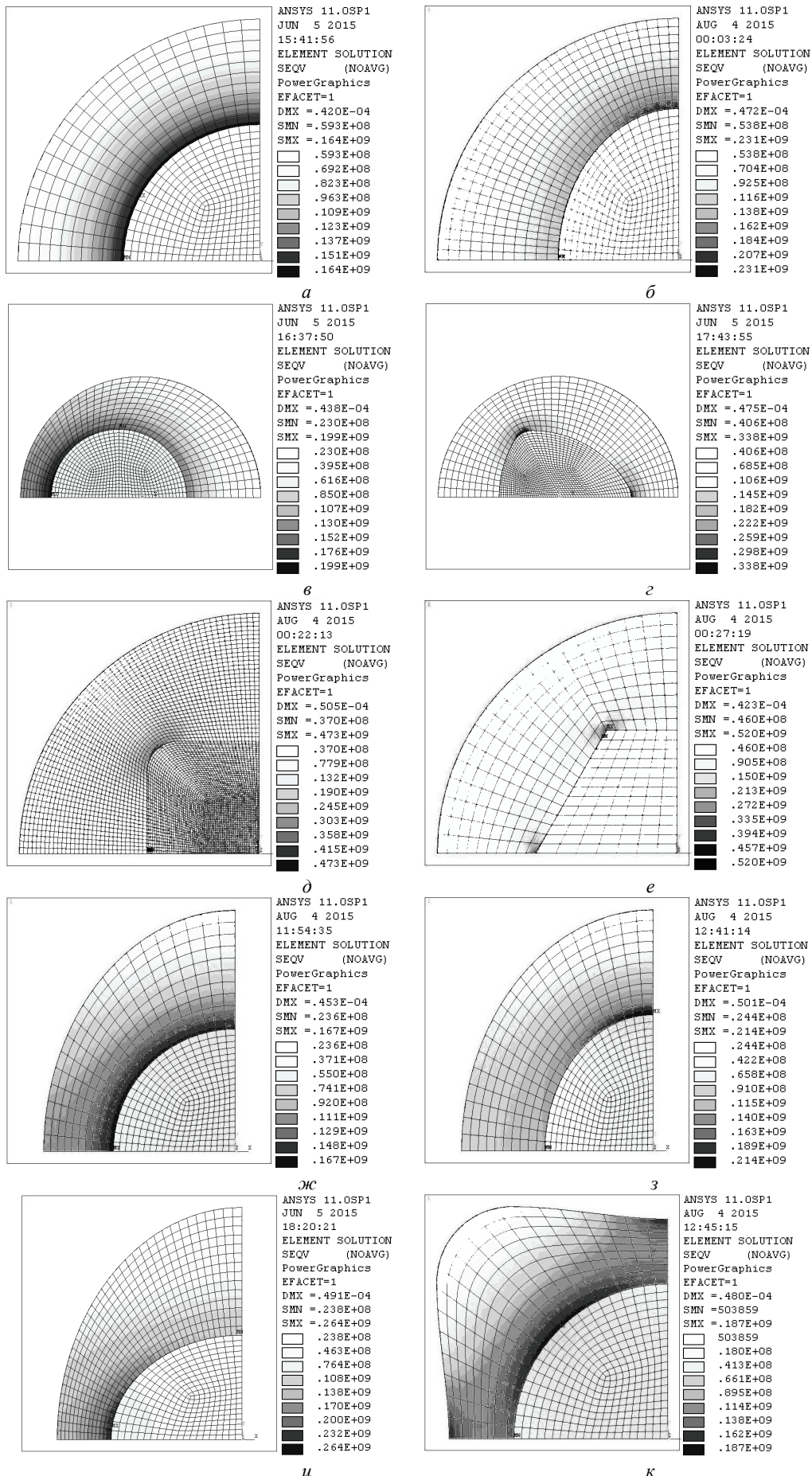


Рисунок 2 – Еквівалентні напруження в профільних з'єднаннях від натягу

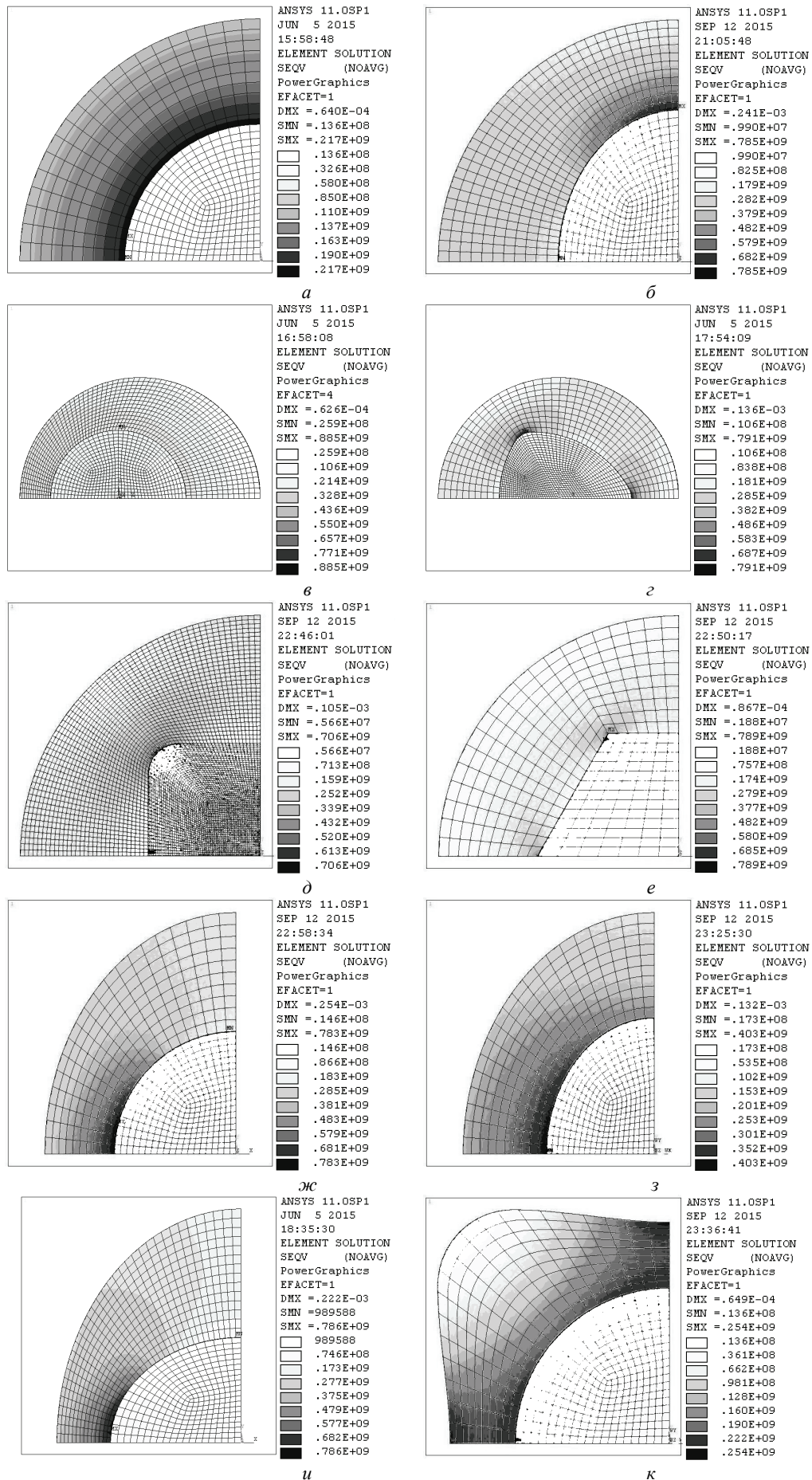


Рисунок 3 – Еквівалентні напруження в профільних з'єднаннях під дією відцентрових навантажень

Висновки. В результаті дослідження були отримані характеристики НДС десяти варіантів профільних з'єднань (сумарні переміщення, еквівалентні напруження, контактний тиск) під дією натягу, відцентрових навантажень при обертанні і температурі.

Під дією контактної тиску від натягу у варіантах з'єднань 4 (вал – криволінійний трикутник, кругла втулка), 5 (вал – квадрат із закругленими кроями, кругла втулка) рівень максимального контактної тиску є вищим, ніж в інших (127 МПа і 128 МПа відповідно), що робить з'єднання валу з втулкою в цих випадках ймовірно найбільш надійним. Мінімальний контактний тиск є у варіанті 3 (вал і втулка круглі з ексцентриситетом).

При дослідженні впливу відцентрових навантажень при обертанні на міцність з'єднання виявилось, що найменша критична швидкість (584 рад./с) є у варіанта 3 (вал і втулка круглі з ексцентриситетом). Решта всіх з'єднань має суттєво вищі швидкості (1613-2342 рад./с), причому максимальну критичну швидкість 2342 рад./с має варіант 7 (круглий вал, еліптична втулка), відповідно це з'єднання є найбільш надійним з погляду впливу відцентрових навантажень при обертанні.

При дослідженні впливу температури визначено, що у варіанті 5 (вал – квадрат із закругленими кроями, кругла втулка) критична зміна температури (244,3 °С) вища, ніж в решті варіантів, що робить цей вид з'єднання найбільш надійним з погляду впливу температурних навантажень.

Виконані дослідження дозволяють зіставити напружено-деформований стан різних варіантів профільних з'єднань з натягом і прослідити вплив параметрів з'єднання на його міцність, намітити раціональні шляхи зміцнення.

Список літератури: 1. Тарабасов Н. Д. Расчет напряженных посадок в машиностроении / Н.Д.Тарабасов. – М.: Mashgiz, 1961. – 264 с. 2. Берникер Е. И. Посадка с натягом в машиностроении / Е.И.Берникер. – М.: Машиностроение, 1968. – 168 с. 3. Орлов П. И. Основы конструирования / П.И.Орлов. – М.: Машиностроение, 1968. – 568 с. 4. Биргер И. А. Расчет на прочность деталей машин / И.А.Биргер, Б.Ф.Шорр, Р.М.Шнейдерович. – М.: Машиностроение, 1966. – 460 с. 5. Прочность, устойчивость, колебания : справочник в 3 тт. Т. 2 / Под ред. И.А.Биргера, Я. Г.Пановко. – М.: Машиностроение, 1968. – 464 с. 6. Данилов Д.В. Сравнительный анализ профильных соединений с натягом под действием центробежных нагрузок при вращении / Д.В. Данилов, А.Г. Андреев // Вісник НТУ «ХПІ». Серія «Динаміка та міцність машин». – 2011. – № 63. – С. 22-35. 7. Данилов Д.В. Сравнительный анализ профильных соединений с натягом под действием температур / Д.В. Данилов, А.Г. Андреев // Вісник НТУ «ХПІ». Серія «Динаміка та міцність машин». – 2012. – № 55. – С. 38-54. 8. Басов К. А. ANSYS: справочник пользователя / К.А.Басов. – М.: ДМК Пресс, 2005. – 640 с.

Bibliography (transliterated): 1. Tarabasov N. D. Raschet napyazhennyh posadok v mashinostroyeni. N.D.Tarabasov. Moscow: Mashgiz, 1961. 264 Print. 2. Berniker E. I. Posadka s natyagom v mashinostroyeni. E.I.Berniker. Moscow: Mashinostroyeni, 1968. 168 Print. 3. Orlov P. I. Osnovy konstruirovaniya. P.I.Orlov. Moscow: Mashinostroyeni, 1968. 568 Print. 4. Birger I. A. Raschet na prochnost' detalej mashin. I.A.Birger, B.F.Shorr, R.M.Shnejderovich. Moscow: Mashinostroyeni, 1966. 460 Print. 5. Prochnost', ustojchivost', kolebaniya: spravochnik in 3 vol. Vol. 2. Pod red. I.A.Birgera, Ya. G.Panovko. Moscow: Mashinostroyeni, 1968. 464 Print. 6. Danilov D.V. Sravnitel'nyj analiz profil'nyh soedinenij s natyagom pod dejstviem centrobezhnyj nagruzok pri vraschenii. D.V. Danilov, A.G. Andreev. Visnyk NTU "KhPI". Seriya "Dynamika ta micnist' mashyn". 2011. No 63. 22-35 Print. 7. Danilov D.V. Sravnitel'nyj analiz profil'nyh soedinenij s natyagom pod dejstviem temperatur. D.V. Danilov, A.G. Andreev. Visnyk NTU "KhPI". Seriya "Dynamika ta micnist' mashyn". 2012. No 55. 38-54 Print. 8. Basov K. A. ANSYS: spravochnik pol'zovatelya. K.A.Basov. Moscow: DMK Press, 2005. 640 Print.

Поступила (received) 16.12.2015

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Данилов Деніс Володимирович – науковий співробітник кафедри «Динаміка і міцність машин» НТУ «ХПІ», тел.: (057) 707-68-79; e-mail: 7d7e7n7i7s@gmail.com

Danilov Denis Vladimirovich – Research Officer, Department of Dynamics and Strength of Machines, NTU «KhPI», tel.: (057) 707-68-79; e-mail: 7d7e7n7i7s@gmail.com

Андрєєв Арнольд Георгійович – кандидат технічних наук, доцент кафедри «Динаміка і міцність машин» НТУ «ХПІ», тел.: (057) 707-68-79; e-mail: andreev@kpi.kharkov.ua

Andreev Arnold' Georgievich – Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, Department of Dynamics and Strength of Machines, NTU «KhPI», tel.: (057) 707-68-79; e-mail: andreev@kpi.kharkov.ua

Щепкін Олександр Віталійович – науковий співробітник кафедри «Динаміка і міцність машин» НТУ «ХПІ», тел.: (057) 707-68-79; e-mail: Sah4199@ukr.net

Schepkin Aleksandr Vitaljevich – Research Officer, Department of Dynamics and Strength of Machines, NTU «KhPI», tel.: (057) 707-68-79; e-mail: Sah4199@ukr.net

УДК 539.3

С. ДАРИЯ ЗАДЕ

ИССЛЕДОВАНИЕ НАПРЯЖЕННОГО СОСТОЯНИЯ В УПРУГОЙ ПЛАСТИНКЕ ИЗ КОМПОЗИЦИОННЫХ МАТЕРИАЛОВ С БЕСКОНЕЧНЫМ РЯДОМ ОДИНАКОВЫХ КРУГОВЫХ ОТВЕРСТИЙ

В статье применена теория анизотропной линейной упругости с использованием комплексной переменной. Использован аналитический метод для нахождения концентрации напряжения в ортотропных пластинках с отверстиями. Используются функции, удовлетворяющие граничному условию для анизотропной пластины с отверстиями. Рассматривается пластинка под действием одноосной нагрузки, границы отверстия свободны от нагрузок. Статья содержит результаты исследований концентрации напряжений вблизи отверстий. Напряжение около круглого отверстия было вычислено для ортотропной пластины, укрепленной волокном для четырех типов сложных материалов. Анализ концентрации напряжений в пластине рассматривается для гомогенного ортотропного материала. Даны результаты исследования напряжений на линии между центрами отверстий. Эта же проблема проанализирована с помощью МКЭ пакетом ANSYS. Сравниваются результаты аналитического и числового методов.

Ключевые слова: композитная пластинка, однонаправленные волокна, числовой метод, граничные условия, концентрация напряжений.

Введение. Композиты армированной структуры широко используются в различных областях современной техники и строительстве. В механике материалов элементы из композита значительно выигрывают по удельной прочности при сравнении с их гомогенными аналогами.

Свойства композиционных материалов удобно изучать с двух точек зрения: макромеханики и микро-механики. Макромеханика изучает поведение материала в предположении, что материал является однородным, и особенности составляющих материалов обнаруживаются только как средние очевидных макроскопических свойств.

В технике многие элементы конструкций имеют отверстия, и при анализе напряженно-деформированного состояния деталей с отверстиями под действием приложенных нагрузок необходимо учитывать концентрацию напряжений. Известно, что в зоне концентратора часто образуется сложное напряженное состояние тела. Зона возмущения поля напряжений обычно невелика, однако концентрация напряжений снижает прочность деталей, работающих при динамических нагрузках и высоких температурах. В этой связи, как показывает практика, детали из хрупких материалов могут разрушаться также в условиях статических нагрузок.

По описанному принципу эффективной гомогенизации в микромасштабе все материалы гетерогенные, однако многие их свойства можно определить в рамках континуальной модели с привлечением принципа эффективной гомогенизации.

Для исследования макро концентрации напряжений в пластинке с отверстиями композиционный материал целесообразно рассматривать как однородный гомогенный, эквивалентный ортотропному материалу.

В плоской задаче теории упругости анизотропного тела методом функций комплексных переменных получены решения для пластинок с отверстиями.

В данной работе для плоской задачи за основу взято решение, предложенное в трудах Лехницкого С.Г [1] и Савина Г. Н [2].

В этой статье макромеханика рассматривается с целью определения концентрации напряжений в ортотропной пластинке с бесконечным рядом одинаковых круговых отверстий.

Аналитический метод исследования. Пусть имеется упругая плоскость с бесконечным рядом равных круговых отверстий, когда на бесконечности осуществлено растяжение усилиями p и q соответственно вдоль и перпендикулярно линиям центров отверстий. Начало координат поместим в центре одного из отверстий, которое назовем основным, а ось x совместим с линией центров отверстий (рис. 1).

Будем считать, что все отверстия загружены одинаково, причем главный вектор внешних усилий, приложенных к каждому из отверстий, равен нулю.

В этом случае комплексного переменного функции φ_1 и φ_2 выглядят так:

$$\varphi_i(z_i) = \sum_{k=1}^{\infty} \frac{L_{ik}}{\zeta_i^k} + \sum_{n=1}^{\infty} \sum_{k=1,3,\dots}^{\infty} \frac{L_{ik}}{\zeta_{ni}^k}; \quad (i = 1, 2). \quad (1)$$

Переменные ζ_i и ζ_{ni} связаны с z_i неявными зависимостями вида [3]:

$$z_i = \frac{1+\beta_i}{2} \zeta_i + \frac{1-\beta_i}{2} \zeta_i^{-1}; \quad (2)$$

$$z_i + mL = \frac{1+\beta_i}{2} \zeta_{mi} + \frac{1-\beta_i}{2} \zeta_{mi}^{-1}. \quad (3)$$

где m – количество отверстий.

При конформном отображении внешности единичного круга на внешности кругов возникают зависимости (2) и (3), которые получаются в областях S_i . Первые и вторые суммы в выражении (1) представляют собой функции, голоморфные вне круглых отверстий, включая их границы. Вторые суммы можно разложить в сходящиеся ряды по малому параметру $\varepsilon = L^{-1}$. При этом выражение (1) примет вид

$$\varphi_i(z_i) = \sum_{k=1,3,\dots}^{\infty} L_{ik} [\zeta_i(z_i)]^{-k} - \lambda_2 \varepsilon^2 m_{i0} L_{i1} z_i - \lambda_4 \varepsilon^2 m_{i0} [L_{i1} z_i^3 + 3m_{i0} z_i (L_{i1} m_{i1} + L_{i1} m_{i0})], \quad (4)$$

здесь $\lambda_r = 2 \sum_{n=1}^{\infty} n^{-r}$ ($r = 2,4$).

По граничным условиям

$$\frac{\partial F}{\partial x} = -\int_0^s Y_n ds + c_1; \quad \frac{\partial F}{\partial y} = \int_0^s X_n ds + c_2. \quad (5)$$

где

$$m_{i0} = \frac{1+\beta_i}{2}; \quad m_{i1} = \frac{1-\beta_i}{2}, \quad (6)$$

Для ортотропной пластинки значения μ_1 и μ_2 получаются из решения уравнения

$$\mu^4 + \left(\frac{E_x}{G_{xy}} - 2\nu_{xy} \right) \mu^2 + \frac{E_x}{E_y} = 0. \quad (7)$$

При этом известно $\mu_2 = \overline{\mu_1}$ и $\mu_4 = \overline{\mu_3}$.

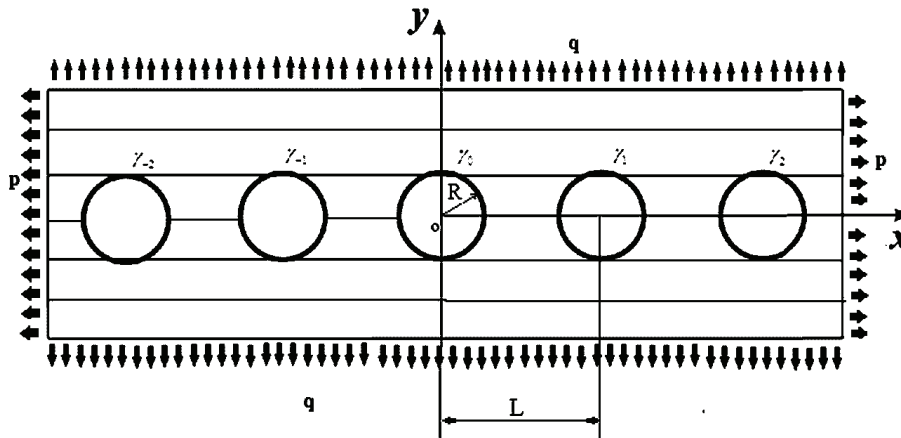


Рисунок 1 – Однонаправленная армированная пластинка с бесконечным рядом одинаковых круговых отверстий

На контуре L определяются неизвестные коэффициенты L_{ik} методом рядов. У единичного круга ($R = 1$) на контуре $\zeta_i = \sigma = e^{i\theta}$, а по формуле (2) переменная z_i выражается через ζ_i . В качестве примера рассмотрен случай композитной пластинки бесконечной длины с бесконечным количеством упорядоченных круглых отверстий. Отверстия расположены посередине пластинки через $L = 3$ один от другого. Коэффициент объемного содержания $\zeta = 0,488$. Нагрузка – растягивающее вдоль оси y усилие давлением $q = 1$ Па (рис. 1). Вычисления выполнены с помощью разработанного программного набора средств в системе «Maple». Определяем 4 неизвестные коэффициенты функций (4) при решении систем линейных алгебраических уравнений с помощью компоненты обратной матрицы 4×4 . Система линейных уравнений получается когда на границе основного круглого отверстия выполняются граничные условия. Применяем формулу С. Г. Лехницкого $\sigma_y = \varphi'_1(z_1) + \varphi'_2(z_2)$ для напряженного состояния σ_y вдоль оси x для композиционных пластинок.

Таблица 1 – Эффективные упругие постоянные композита

Номер материала	Модуль упругости, ГПа		Модуль сдвига, ГПа	Коэффициент Пуассона	Корни уравнения (7)	
	E_x	E_y			μ_1	μ_3
I	156,9	173,5	53,80	0,69	2,13i	0,367i
II	38,38	11,19	4,1	0,32	3,05i	0,607i
III	35,42	6,35	1,78	1,55	2,9i	0,81i
IV	116,4	9,22	2,54	1,68	5,54i	0,64i

Численные значения корней уравнения (7) для четырех ортотропных однонаправленных пластинок

при коэффициенте $\zeta = 0,488$ в табл. 1. Для определения упругих свойств пластинок использованы результаты расчетов для композитной пластинки с одним отверстием из [4-6]. В случае одноосного растяжения четырех волокнистых пластинок тетрагональной структуры (табл. 1), численно получены результаты распределения нормального напряжения σ_y/q вдоль оси x (между отверстиями). Результаты в третьем приближении ($k = 3$) при $m = 5$ представлены на рис. 2.

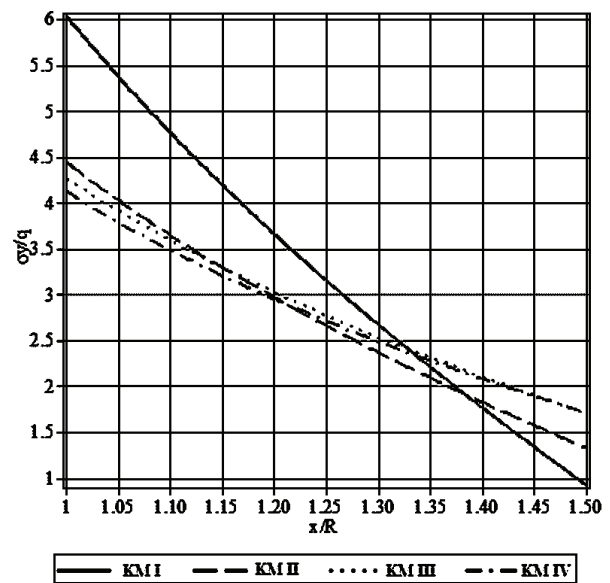


Рисунок 2 – Распределение нормального напряжения σ_y/q по сечению $x = 0$ при: $L = 3R$

Представлены результаты моделирования концентрации напряжений при одноосном растяжении четырех пластинок с рядом одинаковых круговых от-

верстий методом теоретического анализа ($m = 5$) для различных расстояний между центрами отверстий $L = 2,25R, L = 2,5R, L = 3R, L = 4R, L = 5R$ и $L = 6R$ на рис. 3.

Количественный анализ графиков изменений концентрации напряжений под влиянием разных расстояний между отверстиями пластинок с одинаковыми круговыми отверстиями приведены на рис. 3.

Для проверки достоверности вычислений методом конечных элементов было использовано сравнение полученных результатов с аналитическим мето-

дом. Поставленная задача моделировалась с помощью метода конечных элементов в ПК ANSYS. Для решения проблемы была смоделирована двумерная ячейка из модели пластинки с рядом одинаковых круговых отверстий при $L = 3R$.

Конечный элемент Plane 182 использовался для определения распределения напряжений в пластинке из стеклопластика (Материал № II) с круговыми отверстиями [7,8]. В силу симметрии задачи вычисления проведены для четверти ячейки и имеют 6049 элементов (рис. 4).

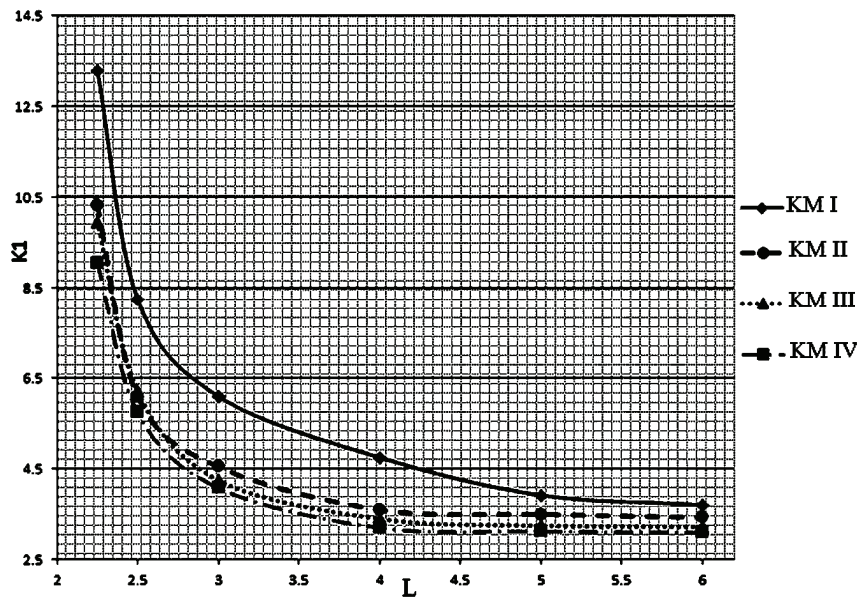


Рисунок 3 – Концентрация напряжений армированных пластинок с рядом круговых одинаковых отверстий при $\zeta = 0,488$

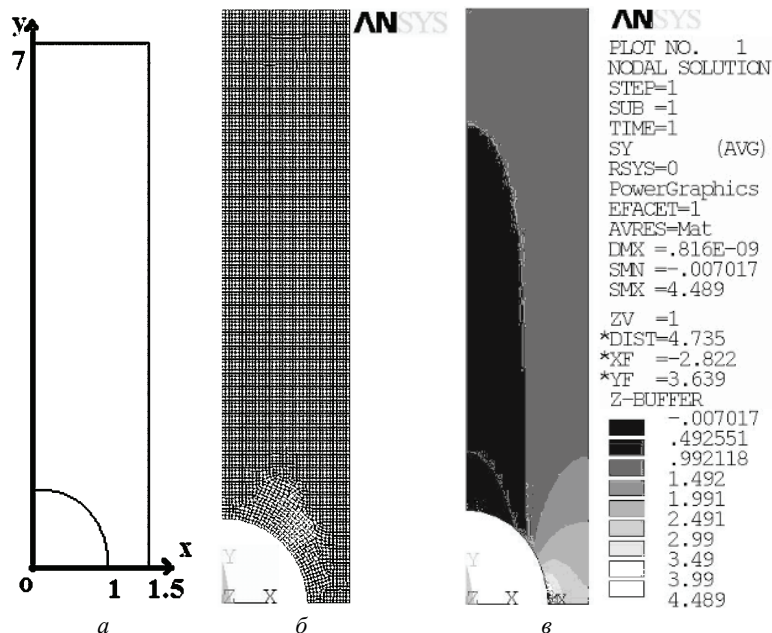


Рисунок 4 – Схема: а – модели представительной ячейки с единичным отверстием; б – сетки конечных элементов ячейки; в – распределения напряжений σ_x на пластинке $L = 3R$ и $\zeta = 0,488$

Для вычислений методом конечных элементов задаются следующие граничные условия:

– симметричные условия выполняются на линиях:

$$\begin{aligned}
 x = 0: & \quad u_x = 0; \quad \tau_{xy} = 0 \text{ и} \\
 y = 0: & \quad u_y = 0; \quad \tau_{xy} = 0, \\
 \text{– на линии } x = 1,5 & \text{ выполняются условия симметрии: } u_x = 0; \quad \tau_{xy} = 0;
 \end{aligned}$$

– на линии $y = 7$: растягивающая сила $q = 1$, $\tau_{xy} = 0$.

Приведено распределение напряжений σ_y при одноосном растяжении растягивающей силой q на рис. 4, в.

Из рис. 3, 4 очевидно, что условие равновесия выполняется на ячейке так:

$$\text{На линии } y = 0 \text{ и } y = 7: q \times \frac{L}{2} = \langle \sigma \rangle \times \left(\frac{L}{2} - 1 \right);$$

Поэтому при $L = 3$, $R = 1$ и $q = 1$: $\langle \sigma \rangle = 3$, где $\langle \sigma \rangle$ – среднее значение напряжения между отверстиями на линии $y = 0$.

Таким образом сопоставление аналитических результатов с методом конечных элементов свидетельствует о достоверности полученных данных.

Вывод. Полученные результаты позволяют утверждать, что плоское напряженное состояние одноосного растяжения анизотропной пластинки с отверстиями зависит от свойств материалов и, кроме этого, от количества и расстояний между центрами одинаковых круглых отверстий. Для проверки достоверности результатов выполнено сравнение решений, полученных методом функций комплексного переменного и методом конечных элементов.

Список литературы: 1. Лехницкий С. Г. Теория упругости анизотропного тела / С. Г. Лехницкий. – М.: Наука, 1977. – 416 с. 2. Савин Г. Н. Распределение напряжений около отверстий / Г. Н. Савин. – М.: Наукова думка, 1968. – 887 с. 3. Космодамианский А. С. Плоская задача теории упругости для пластин с отверстиями, вырезами и выступами : учеб. пособие для студ. ун-тов и техн. вузов / А. С. Космодамианский. – М.: Вища школа, 1975. – 227 с. 4. Darya zadeh S. A two-level method for calculation of micro-stress on reinforced plates with circular hole in case of extension normal to principal direction / S. Darya zadeh, G. I. Lvov // Вестник Пермского национального исследовательского политехнического уни-

верситета. Механика-Пермь. – Россия: «ПНИПУ». – 2015. – № 1. – С. 148-157. 5. Darya zadeh S. A numerical method of calculation of total stress in reinforced plates with pressurized hole / S. Darya zadeh, G. I. Lvov, R. Kiahosseini Seyed // International Journal of Modelling and Simulation. – London, England: Tylor & Francis, 2015. – № 1 (35). – С. 7-12. 6. Darya zadeh S. Numerical procedure of determining the effective mechanical characteristics of an aligned fiber composite / S. Darya zadeh, G. I. Lvov // Strength of Materials. – New York, USA: Springer, 2015. – № 4 (47). – С. 536-543. 7. Басов К. А. ANSYS в примерах задач / К. А. Басов. – М.: Компьютер-Пресс, 2002. – 224 с. 8. Jahedmotlagh H. R. ANSYS / H. R. Jahedmotlagh, M. R. Nooban, M. A. Eshraghee. – Tehran University, 2006. – 98 s.

Bibliography (transliterated): 1. Lehnickij S. G. Teoriya uprugosti anizotropnogo tela. S. G. Lehnickij. Moscow: Nauka, 1977. 416. Print. 2. Savin G. N. Raspreделение napryazhenij okolo otverstij. G. N. Savin. Moscow: Naukova dumka, 1968. 887. Print. 3. Kosmodamianskij A. S. Ploskaya zadacha teorii uprugosti dlya plastin s otverstiyami, vyrezami i vystupami : ucheb. posobie dlya stud. un-tov i tehn. vuzov. A. S. Kosmodamianskij. Moscow: Vischa shkola, 1975. 227. Print. 4. Darya zadeh S. A two-level method for calculation of micro-stress on reinforced plates with circular hole in case of extension normal to principal direction. S. Darya zadeh, G. I. Lvov. Vestnik Permskogo nacional'nogo issledovatel'skogo politehnicheskogo universiteta. Mehanika-Perm'. Rossiya: "PNIPU". 2015. No 1. 148-157. Print. 5. Darya zadeh S. A numerical method of calculation of total stress in reinforced plates with pressurized hole. S. Darya zadeh, G. I. Lvov, R. Kiahosseini Seyed. International Journal of Modelling and Simulation. London, England: Tylor & Francis, 2015. No 1 (35). 7-12. Print. 6. Darya zadeh S. Numerical procedure of determining the effective mechanical characteristics of an aligned fiber composite. S. Darya zadeh, G. I. Lvov. Strength of Materials. New York, USA: Springer, 2015. No 4 (47). 536-543. Print. 7. Basov K. A. ANSYS v primerah zadachah. K. A. Basov. Moscow: Komp'yuterPress, 2002. 224. Print. 8. Jahedmotlagh H. R. ANSYS. H. R. Jahedmotlagh, M. R. Nooban, M. A. Eshraghee. Tehran University, 2006. 98. Print.

Поступила (received) 25.09. 2015

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Саїд Дарія заде – аспірант кафедри динаміки і прочності машин, Національний технічний університет «ХПІ», e-mail: s_daryazadeh@yahoo.com

Saeed Darya zadeh – Postgraduate Student, Department of Dynamics and Strength of Machines, National Technical University "KhPI", e-mail: s_daryazadeh@yahoo.com

УДК 622.243.272

В. М. ІВАСІВ; П. В. РАЧКЕВИЧ; А. Р. ЮРИЧ; Л. Р. ЮРИЧ**ВИКОРИСТАННЯ ПРУЖНИХ ЕЛЕМЕНТІВ ДЛЯ РЕАЛІЗАЦІЇ ПАРАМЕТРІВ ПРОЕКТНОГО ПРОФІЛЮ СВЕРДЛОВИНИ**

Мета роботи – створення технічних засобів і математичного апарату для забезпечення керування траєкторією свердловини. Для цього розроблені конструкції керованого відхильника і пружної муфти. Запропоновано методику розрахунку напружено-деформованого стану компоновки низу бурильної колони, до складу якої включено розроблені пристрої. Встановлено, що керовані відхильники і пружні муфти різної довжини і жорсткості, разом з режимними параметрами буріння, дають змогу в широких межах змінювати відхиляючу силу на долоті, а, отже, керувати траєкторією свердловини.

Ключові слова: буріння, профіль свердловини, компоновка низу бурильної колони, відхильвач, пружний елемент.

Вступ. Провідні зарубіжні центри енергетичних досліджень моделюють перспективу енергетики на 2035 та 2050 роки відштовхуючись від тенденцій першого десятиріччя XXI століття. На сьогодні енергетичний мікс світової економіки виглядає наступним чином: 33,6 % – нафта, 29,6 % – вугілля, 23,8 % – природний газ, 6,5 % – гідроенергія, 5,2 % – ядерна енергія, 1,3 % – відновлювальні джерела енергії разом узяті. Споживання палива карбон-гідрокарбонної групи – вугілля, нафти і газу – становило 83 % від загального обсягу енергоспоживання. За прогнозом адміністрації енергетичної інформації Міністерства енергетики США частка цієї групи палива у 2035 році становитиме 78 % [1]. Це є свідченням того, що інерційно-викопне паливо й надалі відіграватиме провідну роль у світовому енергетичному балансі.

На сьогодні в Україні частка власної вуглеводневої сировини від загальної потреби становить близько 10 % – для нафти та продуктів її переробки і 25 % – для газу. Тому важливим соціально-економічним завданням є нарощування обсягів видобутку вуглеводневої сировини. У зв'язку з розширенням експлуатації покладів вуглеводнів, зосереджених на родовищах з низькими фільтраційно-місткісними властивостями колекторів, зростають об'єми буріння похило-скерованих і горизонтальних свердловин, а також зарізки бокових стволів у законсервованих та малодобітних свердловинах [2-4].

Постановка проблеми. Одним із основних завдань, яке ставиться під час спрямованого буріння є дотримання параметрів проектного профілю. Актуальність проблеми керування рухом долота в процесі поглиблення свердловини обумовлена тим, що у випадку відхилення профілю від проектного часто виникають ускладнення та аварії, ліквідація яких призводить до непрогнозованих затрат часу та матеріальних ресурсів. Для вирішення даної задачі розроблені різноманітні високотехнологічні комплекси. Проте їх використання у поєднанні з вітчизняним буровим обладнанням ускладнюється низкою техніко-технологічних проблем, усунення яких можливе лише шляхом проведення модернізації бурових комплексів, зокрема системи очистки бурових розчинів, контролю їх реологічних параметрів, привідних систем бурових доліт, тощо. Крім того їх використання є неефективним та

кож з економічних міркувань, оскільки затрати на обладнання та інженерний супровід при виконанні робіт є суттєвими і за незначних дебітів свердловин довго-окупними. Тому розроблення та впровадження технічних засобів, які були б адаптовані до реалій промислового виробництва, є актуальним.

Існуючі методи вирішення проблеми. Для вирішення даного технологічного завдання застосовуються різноманітні способи та технічні засоби.

При використанні закономірностей природного викривлення на окремому родовищі буріння проектується і здійснюється на основі типових трас (профільів), побудованих за фактичними даними природного викривлення пробурених свердловин. Цей спосіб застосовується тільки на добре вивчених родовищах. У цьому випадку кривизною свердловин не керують, а лише пристосовуються до їх природного викривлення. Недолік зазначеного способу – здорожчання вартості свердловин внаслідок збільшення обсягів буріння. Необхідно також для кожного родовища за раніше пробуреними свердловинами визначати зони підвищеної інтенсивності викривлення і враховувати це при складанні проектного профілю.

Також здійснювати управління траєкторією свердловин можна шляхом застосування різних компонок низу бурильної колони (КНБК). У цьому випадку, змінюючи режим буріння і застосовуючи різні компонування бурильного інструменту, можна, з відомим наближенням, керувати напрямком стовбура свердловини. Цей спосіб дозволяє проходити свердловини в заданому напрямі, не вдаючись до спеціальних відхильвачів, але в той же час значно обмежує можливості форсованих режимів буріння. Складність керування процесом викривлення свердловини полягає ще й в тому, що фактичні умови роботи компоновки на вибої свердловини суттєво відрізняються від проектних.

Спрямоване відхилення свердловин засноване на застосуванні відхильників: кривих перевідників, ексцентричних ніпелів, відхиляючих клинів і спеціальних пристроїв. Вони умовно поділяються на три групи [5]: з малим радіусом викривлення 6...12 м (інтенсивність набору зенітного кута сягає до $10^\circ/1$ м), з середнім радіусом 90... 240 м (до $6,6^\circ/10$ м) з великим радіусом викривлення – 300 м і більше (не більше $2^\circ/10$ м). Основним недоліком цих пристроїв є фіксоване значення

кроку зміни кута перекоосу, яке, як правило, становить $0,5^\circ$ і не завжди забезпечує необхідну інтенсивність викривлення.

Одним з шляхів вирішення даної проблеми є використання компоновок низу бурильної колони з шарнірними відхилувачами і гнучкими ланками, що дають змогу керувати траєкторією свердловини шляхом зміни режимних параметрів буріння та жорсткісних характеристик її елементів.

Технічні засоби для керування траєкторією свердловини. Для набору зенітного кута з використанням КНБК на базі вибійних двигунів пропонується спеціальний пристрій – керований відхильник [6]. Його, з нульовим кутом перекоосу осей, встановлюють у КНБК над вибійним двигуном і спускають у свердловину. При досягненні долотом вибою свердловини створюють осьове навантаження, яке діє також і на відхильник. Цим зумовлюється зростання тиску в маслоспоповненій камері, що спричиняє до переходу відхильника в робоче (викривлене) положення. Величина кута перекоосу регулюється прикладеним зусиллям. Після завершення додання для повернення відхильника у транспортне положення необхідно зняти з нього навантаження, шляхом відриву долота від вибою. Під дією ваги вибійного двигуна відбувається перегікання масла в зворотному напрямі в камеру, і пристрій випрямляється.

В якості пружного елемента в практиці буріння використовуються звичайні бурильні труби із змінною або постійною жорсткістю [7], що встановлюються між елементами конструкції КНБК. Причому така гнучка ланка може бути виконано із плавною або ступінчастою змінною жорсткістю. Основним недоліком такої конструкції є ослаблення бурильної колони в місці встановлення гнучкої ланки. Крім того необхідно використовувати комплект труб різної довжини і жорсткості.

В якості гнучкої ланки авторами [8] запропоновано конструкцію пружної муфти, використання якої має ряд суттєвих переваг, а саме:

- жорсткість муфти може підбиратися для конкретних умов буріння;
- конструкція муфти дозволяє гасити поперечні коливання.

Випробовування конструкції пружної муфти на стенді показали достатньо високий опір втомі. Проте при промислових випробування відбулось промивання вузлів конструкції під дією великих перепадів тисків у свердловині. З метою ліквідації перелічених недоліків конструкцію було удосконалено [9] та виготовлено дослідний зразок (рис. 2). Удосконалення конструкції пристрою здійснено шляхом зменшення концентрації напружень та підвищення герметичності. Це дало змогу підвищити надійність роботи муфти, розширити її технологічні можливості за рахунок збільшення діапазону регулювання згинальної жорсткості, а також забезпечити герметичність.

Пристрій включається до складу бурильної колони для корегування проектною траєкторією свердловини, а також для зменшення згинальних напружень, які

виникають на викривлених або кавернозних ділянках стовбура свердловини. Навантаження, які діють на муфту в процесі її роботи, сприймаються корпусом. Для збільшення податливості пристрою на зовнішній поверхні корпусу виконані канавки, конфігурація яких близька до параболічної форми. При цьому, геометрію канавок, а також крок між ними вибирали на основі аналізу результатів комп'ютерного моделювання напружено-деформованого стану муфти з умов мінімально можливої згинальної жорсткості системи і забезпечення необхідної міцності. Регулювання згинальної жорсткості відбувається внаслідок стиснення пружного елемента поршнями.

З метою оцінки можливості використання розроблених технічних засобів для вирішення задач пов'язаних з керуванням траєкторії свердловини проведені аналітичні дослідження.

Аналітичні дослідження можливості використання розроблених технічних засобів. Для кожної секції КНБК складені рівняння, що відповідають розподіленому навантаженню по осі компоновки [10, 11].

$$EI_i \cdot \frac{d^4 y_i}{dx^4} + P \cdot \frac{d^2 y_i}{dx^2} = -q_i \cdot \sin(\alpha), \quad (1)$$

де q_i – вага погонного метра елемента КНБК; EI_i – жорсткість елемента КНБК на згин; P – осьове навантаження на долото; α – зенітний кут нахилу осі свердловини; $y_i(x)$ – функція прогинів пружної осі КНБК.

Записані для кожної секції диференціальні рівняння, вирішуються чисельним методом з урахуванням граничних умов (2).

$$\left\{ \begin{array}{l} y_1(0) = \delta; \\ y_1'(0) = 0; \\ y_1(l_1) = y_2(l_1); \\ y_1'(l_1) = y_2'(l_1); \\ y_1''(l_1) = y_2''(l_1); \\ y_1'''(l_1) = y_2'''(l_1); \\ y_2(l_1 + l_2) = \delta_1; \\ y_3(l_1 + l_2) = \delta_1; \\ y_3'(l_1 + l_2) = y_2'(l_1 + l_2) + tg(\alpha); \\ y_3''(l_1 + l_2) = y_2''(l_1 + l_2); \\ y_3(l_1 + l_2 + l_3) = y_4(l_1 + l_2 + l_3); \\ y_3'(l_1 + l_2 + l_3) = y_4'(l_1 + l_2 + l_3); \\ y_3''(l_1 + l_2 + l_3) = y_4''(l_1 + l_2 + l_3); \\ y_3'''(l_1 + l_2 + l_3) = y_4'''(l_1 + l_2 + l_3); \\ y_4(l_1 + l_2 + l_3 + l_4) = \delta_2; \\ y_4'(l_1 + l_2 + l_3 + l_4) = 0. \end{array} \right. \quad (2)$$

В результаті розв'язування отримують величину відхиляючої сили на долоті та будують графічні залежності впливу жорсткості гнучкої ланки на відхиляючу силу [12].

Аналітичні дослідження впливу жорсткості та довжини гнучкої ланки на відхиляюче зусилля на долоті проводилось для КНБК, яка складається з долота діаметром 269 мм, гідравлічного двигуна ДГ-172,

пружної муфти, керованого відхилювача та ОБТЗ1-178 (рис. 1), за кутів перекосу відхилювача (α) 1° і $1,5^\circ$ та осевого навантаження 100 кН.

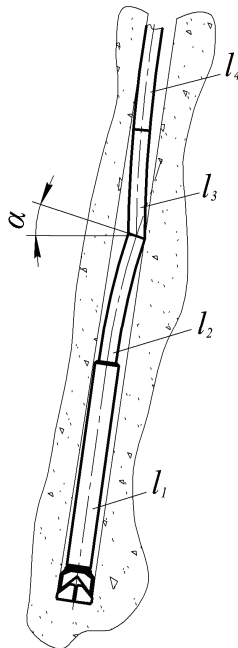
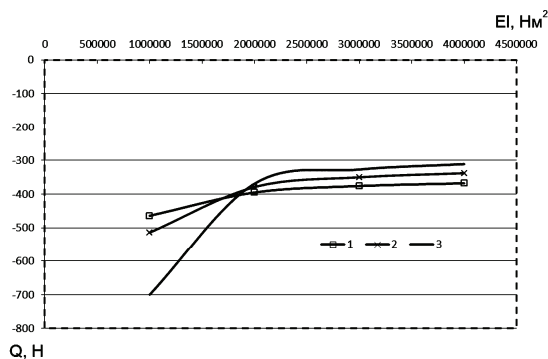
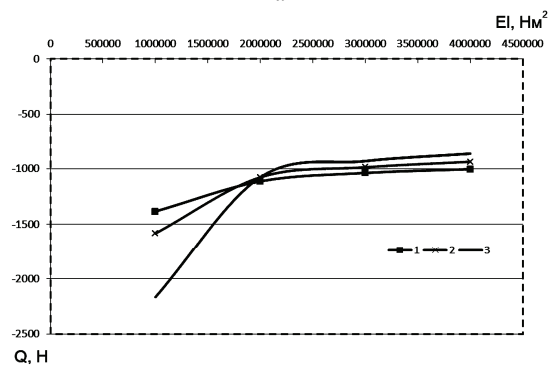


Рисунок 1 – Схема конструкцій КНБК

За результатами проведених досліджень побудовані залежності впливу жорсткості та довжини пружної муфти на відхиляюче зусилля на долоті (рис. 2).



а



б

Рисунок 2 – Вплив жорсткості та довжин пружної муфти на відхиляюче зусилля на долоті: а – кут перекосу відхилювача 1° ; б – кут перекосу відхилювача $1,5^\circ$; 1 – довжина пружної муфти 4 м; 2 – довжина пружної муфти 5 м; 3 – довжина пружної муфти 6 м

Як бачимо за кута перекосу кривого перевідника 1° (рис. 2, а) при довжині пружної ланки 4 м, збільшення її жорсткості з $1 \text{ кН}\cdot\text{м}^2$ до $4 \text{ кН}\cdot\text{м}^2$, дає змогу зменшити відхиляючу силу на долоті майже на 25 % ($\Delta Q \approx 100 \text{ Н}$). При використанні пружних ланок більшої довжини спостерігається зменшення відхиляючої сили на 52 % ($L = 5 \text{ м}$) та 125 % ($L = 6 \text{ м}$), що становить $\Delta Q \approx 180 \text{ Н}$ та $\Delta Q \approx 390 \text{ Н}$ відповідно.

За кута перекосу кривого перевідника у $1,5^\circ$ (рис. 2, б) значення зміни відхиляючої сили зростають і становлять $\Delta Q \approx 380 \text{ Н}$ (27 %), $\Delta Q \approx 650 \text{ Н}$ (40 %), $\Delta Q \approx 1300 \text{ Н}$ (60 %) відповідно.

Варто відзначити, що, згідно із рис. 4, відхиляюча сила більш чутлива до зміни жорсткості пружного елемента в межах початку діапазону жорсткостей, що є характерним для всіх без виключення залежностей.

Висновки. В результаті досліджень встановлено, що використання пружних ланок невеликої довжини (менші ніж 4 м) не дає змоги широко регулювати величину бокового відхиляючого зусилля.

Використання пружних муфт різної довжини та жорсткості, разом із зміною режимних параметрів буріння дозволяє в широких межах змінювати відхиляюче зусилля на долоті, а отже керувати траєкторією свердловини.

Вважаємо, що запропоновані теоретичні основи та технічні засоби можуть бути рекомендовані до впровадження на бурових підприємствах з метою промислової апробації.

Список літератури: 1. EIA Releases New Energy Forecast: Fossil Fuels Still Reign in 2035, December, 2010 – <http://instituteeforenergyresearch.org/analysis/eia-releases-new-energy-forecast-fossil-fuels-still-reign-in-2035/>.

2. Використання горизонтальних свердловин для розробки родовищ з важковидобувними запасами вуглеводнів: збірник наукових праць науково-практичної конференції «Стан і перспективи розробки родовищ нафти і газу України – 2003», [Івано-Франківськ], 18-21 листопада 2003 р. – Івано-Франківськ: ІФНТУНГ. – 2003. – 303 с. 3. Збільшення обсягів похило-спрямованого та горизонтального буріння – значний резерв підвищення ефективності видобування вуглеводнів та ступеня їх вилучення: Збірник наукових праць науково-практичної конференції «Стан і перспективи розробки родовищ нафти і газу України – 2003», [Івано-Франківськ], 18-21 листопада 2003р.–Івано-Франківськ: ІФНТУНГ. – 2003. – 303 с. 4. Restimulating Horizontal Oil Wells – Success and Failure / M. Vincent- http://www.searchanddiscovery.com/documents/2015/80446vincent/ndx_vincent.pdf. 5. Буслаєв В.Ф. Бурение наклонно направленных скважин роторным способом / В.Ф. Буслаєв, А.И. Плетников // Обзор. информ. / ВНИИОЭНГ. Сер. «Бурение». Вып. 6. – М.: 1986. 6. Пат. України 18147, МПК7 E21 В7/04. Керований відхилювач / В. М. Івасів, М. В. Василів, А. А. Козлов, М. П. Олексюк, І. І. Чудик; заявник і патентовласник Івано-Франківський нац. техн. ун-т нафти і газу. – № 200607355; заявл. 03.07.2006; опубл. 16.10.2006, Бюл. № 10. – 4 с. 7. Устройство для направленного бурения / Ю.М. Гержберг, В.Д. Чарков, Т.Г. Старцева – заявл. 25.05.87. Опубл. Бюл. №21. 8. А.с. №1401128 СССР, МКИ E21 В 17/07. Упругая муфта. / С.В. Величкович, В.М. Івасів, Б.А. Вацьк, З.В. Бильй, П.В. Тарабарин (СССР). – № 4047682/22-03; заявл. 10.02.86; опубл. 07.06.88, Бюл. № 21. 9. Пат. 62165 Україна,

МПК E21B 7/08. Пружна муфта бурильної колони / *Івасів В. М., Грицив В. В., Ногац М. М., Рачкевич Р.В., Козлов А. А.*; патенто власник Івано-Франківський нац. техн. ун-т нафти і газу. – № 10 02372; заявл. 28.02.2011; опуб. 10.08.2011, Бюл. № 15. – 4 с. **10.** *Юрич А.Р.* Математичне моделювання положення безопорних компоновок низу бурильної колони (КНБК) в похило-скерованому стовбурі свердловини / *А. Р. Юрич* // Розвідка та розробка нафтових та газових родовищ. – 2008. – № 1 (26). – С.40-43. **11.** Моделювання компоновок низу бурильної колони з опорно-центруючими елементами (ОЦЕ) в похило-скерованому стовбурі свердловини / *А.Р. Юрич, І.І. Чудик, В.В. Грицив, Р.В. Рачкевич, А.А. Козлов* // Розвідка та розробка нафтових та газових родовищ. – 2008. – № 2 (27). – С. 51-55. **12.** *Козлов А. А.* Визначення відхиляючого зусилля на долоті в компоновці низу бурильної колони з керованим перехідником / *А.А. Козлов* // Розвідка та розробка нафтових та газових родовищ. – 2010. – № 1 (34). – С.61-63.

Bibliography (transliterated): **1.** EIA Releases New Energy Forecast: Fossil Fuels Still Reign in 2035, December, 2010. <http://instituteofenergyresearch.org/analysis/eia-releases-new-energy-forecast-fossil-fuels-still-reign-in-2035/>. **2.** Vykorystannya horyzontalnykh sverdlodyn dlya rozrobky rodovyshch z vazhkovydobuvnymy zapasamy vuhlevodniv: zbirnyk naukovykh prats naukovo-praktychnoyi konferentsiyi «Stan i perspektyvy rozrobky rodovyshch nafty i hazu Ukrainy – 2003», 18-21 lystopada 2003. Ivano-Frankivsk: IFNTUNH. 2003. 303 Print. **3.** Zbilshennya obsyahiv pokhylo-spryamovanooho ta horyzontalnoho burinnya – znachnyy rezerv pidvyshchennya efektyvnosti vydobuvannya vuhlevodniv ta stupenya yikh vyluchennya. Zbirnyk naukovykh prats naukovo-praktychnoyi konferentsiyi «Stan i perspektyvy rozrobky rodovyshch nafty i hazu Ukrainy – 2003», 18-21 lystopada 2003. Ivano-Frankivsk: IFNTUNH. 2003.303 Print. **4.** Restimulating Horizontal Oil Wells – Success and Failure / M. Vincent

http://www.searchanddiscovery.com/documents/2015/80446vincent/ndx_vincent.pdf. **5.** Buslaev V.F., Pletnykov A.Y. Burenye naklonno napravlennykh skvazhyn rotornym sposobom. Obzor. inform. VNYOENH. Ser. «Burenye». Vol. 6. M.: 1986 Print. **6.** Pat. Ukrainy 18147, MPK7 E21 V7/04. Kerovannyi vidkhylnykh. V. M. Ivasiv, M. V. Vasylyv, A. A. Kozlov, M. P. Oleksyuk, I. I. Chudyk; zayavnyk i patentovlasnyk Ivano-Frankivskyy nats. tekhn. un-tet nafty i hazu. № 200607355; zayavl. 03.07.2006; opubl. 16.10.2006, Byul. № 10. 4 Print. **7.** Ustroystvo dlya napravlennoho burenyya. Yu.M. Herzherh, V.D. Charkov, T.H. Startseva. zayavl. 25.05.87. Opubl. Byul. No 21. **8.** A.s. No 1401128 SSSR, MKY E21 V 17/07. Upruhaya mufta. S.V. Velychkovych, V.M. Yvasyv, B.A. Vatsyk, Z.V. Bylyy, P.V. Tarabarynov (SSSR). No 4047682/22-03; zayavl. 10.02.86; opubl. 07.06.88, Byul. No 21 Print. **9.** Pat. 62165 Ukrainy, MPK E21V 7/08. Pruzhna mufta burylnoyi kolony. Ivasiv V. M., Hrytsiv V. V., Nohach M. M., Rachkevych R.V., Kozlov A. A.; patentovlasnyk Ivano-Frankivskyy natsionalnyy tekhnichnyy universytete nafty i hazu. No u 2011 02372; zayavl. 28.02.2011; opub. 10.08.2011. Byul. No 15. 4 Print. **10.** Yurych A.R. Matematychno modelyuvannya polozhennya bezopornykh komponovok nyzu burylnoyi kolony (KNBK) v pokhylo-skerovanomu stovburi sverdlovyny. A. R. Yurych. Rozvidka ta rozrobka naftovykh ta hazovykh rodovyshch. 2008. No 1(26). 40-43 Print. **11.** Modelyuvannya komponovok nyzu burylnoyi kolony z oporno-tsentruyuchymy elementamy (OTsE) v pokhylo-skerovanomu stovburi sverdlovyny. A.R. Yurych, I.I. Chudyk, V.V. Hrytsiv, R.V. Rachkevych, A.A. Kozlov. Rozvidka ta rozrobka naftovykh ta hazovykh rodovyshch. 2008. No 2(27). 51-55 Print. **12.** Kozlov A. A. Vyznachennya vidkhylyayuchoho zusylyya na doloti v komponovtsi nyzu burylnoyi kolony z kerovanyim perekhidnykom. A.A. Kozlov. Rozvidka ta rozrobka naftovykh ta hazovykh rodovyshch. 2010. No 1(34). 61-63 Print.

Надійшла (received) 10.11.2015

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Івасів Василь Михайлович – доктор технічних наук, професор, Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу, кафедра нафтогазового обладнання; тел. 097-70-97-592; e-mail: ivasivvm@rambler.ru.

Івасів Василь Михайлович – Doctor of Technical Sciences, Professor, Ivano-Frankivsk National Technical University of Oil and Gas, Department of Oil and Gas Equipment; tel. 097-70-97-592; e-mail: ivasivvm@rambler.ru.

Рачкевич Руслан Володимирович – кандидат технічних наук, доцент, Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу, кафедра механіки машин; тел. 066-293-59-61; e-mail: foxman@ukr.net.

Рачкевич Руслан Володимирович – Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, Ivano-Frankivsk National Technical University of Oil and Gas, Department of Mechanical Machines; tel. 066-293-59-61; e-mail: foxman@ukr.net.

Юрич Андрій Романович – кандидат технічних наук, доцент, Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу, кафедра буріння нафтових і газових свердловин; тел. 066-343-43-11; e-mail: a.r.yurych@gmail.ru.

Юрич Андрій Романович – Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, Ivano-Frankivsk National Technical University of Oil and Gas, Department of Oil and Gas Well Drilling Engineering; tel. 066-343-43-11; e-mail: a.r.yurych@gmail.ru.

Юрич Лідія Романівна – аспірант, Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу, кафедра нафтогазового обладнання; тел. 050-935-01-97; e-mail: lidusiau@ukr.net.

Юрич Лідія Романівна – Postgraduate Student, Ivano-Frankivsk National Technical University of Oil and Gas, Department of oil and gas equipment; tel. 050-935-01-97; e-mail: lidusiau@ukr.net.

УДК 539.3

В. А. КАИРОВ, С. А. МОРГУН**ВЛИЯНИЕ ОТВЕРСТИЙ НА СОБСТВЕННЫЕ КОЛЕБАНИЯ КОНСТРУКТИВНО НЕОДНОРОДНЫХ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ОБОЛОЧЕК**

Исследованы свободные колебания тонких упругих цилиндрических оболочек, ослабленных прямоугольными отверстиями. С использованием метода конечных элементов разработана уточненная математическая модель, учитывающая конструктивную неоднородность оболочки. Приведены результаты расчета амплитудно-частотных характеристик оболочечной системы. Выполнено сопоставление полученных данных с численными результатами для аналогичных задач, а также с экспериментальными данными.

Ключевые слова: свободные колебания, цилиндрическая оболочка, прямоугольное отверстие, подкрепляющие ребра, амплитудно-частотные характеристики, метод конечных элементов.

Введение. Оболочечные конструкции нашли широкое применение в турбиностроении и других сложных технических объектах современной техники. В реальных условиях эксплуатации они часто находятся в поле стационарного динамического нагружения. Наличие отверстий и ребер жесткости создает локальную инерционную неоднородность применяемых тонкостенных оболочек и оказывает существенное влияние на их амплитудно-частотные характеристики. Поэтому особое место в расчетной практике занимают задачи о свободных колебаниях сложных оболочечных систем с конструктивными особенностями.

Анализ последних исследований и литературы. Влиянию отверстий на свободные колебания тонких упругих оболочек посвящено сравнительно небольшое число теоретических и экспериментальных исследований, обзор которых приведен в работах [3-10, 12]. Их анализ показывает, что традиционными приемами, основанными на использовании вариационных принципов [5], удастся определить с приемлемой точностью только низшие частоты и формы колебаний оболочек. На практике этого оказывается недостаточно, поскольку для тонкостенных конструкций, в силу их повышенной чувствительности к вибрациям и в связи с ростом динамичности действующих нагрузок, предусматривается определение более широкой части спектра собственных частот и форм. В основном рассматривались гладкие шарнирно опертые оболочки с одним отверстием. В работах [3, 6, 9, 12] с использованием различных численных методов получены решения ряда задач определения основных частот колебаний гладких оболочек с неподкрепленным отверстием. Однако характер влияния отверстий на собственные колебания конструктивно неоднородных оболочек достаточно сложный и имеет ряд характерных особенностей. Аналитических решений задач свободных колебаний оболочек с отверстиями, насколько известно авторам из опубликованных работ, не существует.

Целью данной работы является разработка уточненной математической модели свободных колебаний тонких упругих конструктивно неоднородных оболочек вращения и исследование влияния отверстий и подкрепляющих ребер на их амплитудно-частотные характеристики.

Постановка задачи. Рассматриваются свободные колебания как гладких, так и оребренных тонких упругих цилиндрических оболочек вращения постоянной толщины h , ослабленных отверстиями с свободным и подкрепленным контуром (рис. 1). Геометрия срединной поверхности оболочки задана в глобальной декартовой системе координат (X, Y, Z) с началом координат в нижнем торце, ось OX которой направлена по оси цилиндра, а ось OZ проходит через центр одного из отверстий. Геометрические и физические соотношения представим в криволинейной ортогональной системе координат $(\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3)$ с началом в нижнем торце оболочки, линии α_1 и α_2 которой совпадают с линиями главных кривизн оболочки, α_3 – нормальная к поверхности координата. Подкрепляющие ребра обладают жесткостью на изгиб в радиальной и продольной плоскостях, на растяжение-сжатие и крутильной жесткостью. Оболочка и ребра изготовлена из однородного изотропного материала, работают в упругой стадии деформирования и могут существенно различаться по своим физико-механическим свойствам.

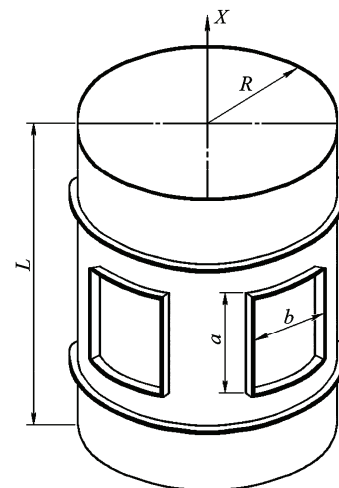


Рисунок 1 – Модель подкрепленной оболочки с вырезами для расчетов свободных колебаний

Оболочка подкреплена I стрингерами и J шпангоутами вдоль координатных осей α_1, α_2 и имеет N_0 прямоугольных отверстий, контуры которых расположены вдоль линий главной кривизны

($x_{01v} \leq \alpha_1 \leq x_{02v}$; $\theta_{01v} \leq \alpha_2 \leq \theta_{02v}$). Отверстия имеют свободные края или подкреплены по контуру жесткими рамами. Подкрепляющие отверстия ребра рассматриваются как дискретные одномерные упругие стержни, обладающие жесткостью на изгиб в радиальной и продольной плоскостях, на растяжение-сжатие и крутильной жесткостью. На торцах оболочки заданы соответствующие граничные условия, а на контурах отверстий необходимо дополнительно удовлетворять условиям равенства нулю перерезывающих сил и изгибающих моментов.

Оболочка и ребра работают в упругой стадии деформирования и могут различаться по своим физико-механическим свойствам. Рассматривается общий случай деформации ребер, оболочки и рамы, подкрепляющей отверстие.

Учитывая, что согласно принятым гипотезам имеют место постоянство радиальных прогибов по высоте сечений, а также вытекающие из условий жесткого соединения ребер с оболочкой равенства соответствующих углов закручивания, записываем следующие соотношения для перемещений:

$$\begin{aligned} u_{1i} &= u_1(\alpha_1, \alpha_{2i}) + \eta_{1i} \varphi_1(\alpha_1, \alpha_{2i}); \\ u_{2i} &= u_2(\alpha_1, \alpha_{2i}) + \eta_{1i} \varphi_2(\alpha_1, \alpha_{2i}); \\ u_{3i} &= u_3(\alpha_1, \alpha_{2i}); \quad \varphi_{1i} = \varphi_1(\alpha_1, \alpha_{2i}); \\ \varphi_{кpli} &= \varphi_2(\alpha_1, \alpha_{2i}); \\ u_{1j} &= u_1(\alpha_{1j}, \alpha_2) + \eta_{2j} \varphi_1(\alpha_{1j}, \alpha_2); \\ u_{2j} &= u_2(\alpha_{1j}, \alpha_2) + \eta_{2j} \varphi_2(\alpha_{1j}, \alpha_2); \\ u_{3j} &= u_3(\alpha_{1j}, \alpha_2); \quad \varphi_{2j} = \varphi_2(\alpha_{1j}, \alpha_2); \\ \varphi_{кp2j} &= \varphi_1(\alpha_{1j}, \alpha_2). \end{aligned} \quad (1)$$

Здесь $u_1(\alpha_1, \alpha_{2i})$, $u_2(\alpha_1, \alpha_{2i})$, $u_3(\alpha_1, \alpha_{2i})$, $u_1(\alpha_{1j}, \alpha_2)$, $u_2(\alpha_{1j}, \alpha_2)$, $u_3(\alpha_{1j}, \alpha_2)$ – компоненты перемещений срединной поверхности обшивки оболочки на линиях контакта ребер; $\varphi_1(\alpha_1, \alpha_{2i})$, $\varphi_2(\alpha_1, \alpha_{2i})$, $\varphi_1(\alpha_{1j}, \alpha_2)$, $\varphi_2(\alpha_{1j}, \alpha_2)$ – углы поворота нормали к поверхности оболочки относительно координатных осей α_1 и α_2 ; $\varphi_{кpli}$, $\varphi_{кp2j}$, φ_{1i} , φ_{2j} – углы закручивания и поворота поперечных сечений продольных и поперечных ребер, соответственно; $\eta_{1i} = 0,5h + H_i^1$, $\eta_{2j} = 0,5h + H_j^2$ – эксцентриситеты ребер; H_i^1 , H_j^2 – расстояния от осей i -го продольного и j -го поперечного стержня до поверхности оболочки; α_{1j} , α_{2i} – координаты линий сопряжения ребер с обшивкой.

Для получения дифференциальных уравнений напряженно-деформированного состояния разбиваем область (S) изменения координат (α_1, α_2) на N_e криволинейных четырехугольных элементов, в каждом из которых вводим локальную косоугольную систему координат (ξ, η) .

Связь между компонентами тензора деформаций и вектора перемещений точек срединной поверхности оболочки и ребер согласно гипотез Кирхгофа-Лява и Кирхгофа-Клебша запишем в виде [6]:

$$e_1 = \frac{1}{A_1} \frac{\partial u_1}{\partial \alpha_1}; \quad e_2 = \frac{1}{A_2} \frac{\partial u_2}{\partial \alpha_2} + \frac{u_1}{A_1 A_2} \frac{\partial A_2}{\partial \alpha_1} - \frac{u_3}{R};$$

$$\begin{aligned} e_3 &= \frac{1}{A_2} \frac{\partial u_1}{\partial \alpha_2} + \frac{A_2}{A_1} \frac{\partial}{\partial \alpha_1} \left(\frac{u_2}{A_2} \right); \\ e_4 &= \frac{1}{A_1} \frac{\partial}{\partial \alpha_1} \left(\frac{1}{A_1} \frac{\partial u_3}{\partial \alpha_1} \right); \\ e_5 &= \frac{1}{A_2} \frac{\partial}{\partial \alpha_2} \left(\frac{1}{A_2} \frac{\partial u_3}{\partial \alpha_2} + \frac{u_2}{R} \right) + \frac{1}{A_1 A_2} \frac{\partial A_2}{\partial \alpha_1} \left(\frac{1}{A_1} \frac{\partial u_3}{\partial \alpha_1} \right); \\ e_6 &= \frac{1}{A_1} \frac{\partial}{\partial \alpha_1} \left(\frac{1}{A_2} \frac{\partial u_3}{\partial \alpha_2} + \frac{u_2}{R} \right); \quad e_{1i} = \frac{1}{A_1} \frac{\partial u_{1i}}{\partial \alpha_1}; \\ e_{4i} &= \frac{1}{A_1} \frac{\partial}{\partial \alpha_1} \left(\frac{1}{A_1} \frac{\partial u_{3i}}{\partial \alpha_1} \right); \quad e_{6i} = \frac{1}{A_1} \frac{\partial \varphi_{кpli}}{\partial \alpha_1}; \\ e_{2j} &= \frac{1}{A_{2j}} \frac{\partial u_{2j}}{\partial \alpha_2} - \frac{u_{3j}}{R}; \\ e_{2j} &= \frac{1}{A_{2j}} \frac{\partial u_{2j}}{\partial \alpha_2} - \frac{u_{3j}}{R}; \quad e_{5j} = \frac{1}{A_{2j}^2} \frac{\partial^2 u_{3j}}{\partial \alpha_2^2} + \frac{u_{3j}}{R^2}; \\ e_{6j} &= \frac{1}{A_{2j}} \frac{\partial \varphi_{кp2j}}{\partial \alpha_2}. \end{aligned} \quad (2)$$

Представим компоненты деформации (2) в матричной форме [12]:

$$\{\varepsilon\} = [B_\varepsilon] \{u\} \quad (3)$$

где $\{\varepsilon\} = \{e_1, e_2, e_3, e_4, e_5, e_6\}^T$ – вектор компонентов деформации; $\{u\} = \{u_1, u_2, u_3\}^T$ – вектор перемещений точек срединной поверхности оболочки, которые представлены в виде проекций на орты континуальной криволинейной системы координат $(\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3)$; $\{\varphi\} = \{\varphi_1, \varphi_2\}^T$ – вектор углов поворота нормали к поверхности относительно координатных осей; $[B_\varepsilon]$ – матрица линейных операций дифференцирования; A_1 , A_2 , A_{2j} , R – коэффициенты Ляме и главные радиусы кривизны срединной поверхности оболочки и поперечных ребер; e_{pi} , e_{pj} , u_{ki} , u_{kj} – компоненты деформаций и перемещений подкрепляющих ребер ($p = \overline{1, 6}$; $k = \overline{1, 3}$).

Материалы исследований. Решение задачи для конструктивно неоднородной подкрепленной оболочки выполняется методом конечных элементов (МКЭ) [1, 2, 11, 12] с использованием вариационного принципа Лагранжа [12]:

$$\frac{\partial L}{\partial q_i} - \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{q}_i} \right) = 0, \quad (i = 1, \dots, N) \quad (4)$$

где $L = \Pi - T$ – функция Лагранжа; Π , T – потенциальная и кинетическая энергии деформации и колебаний дискретно подкрепленной оболочки; q_i – обобщенные координаты i -го узла; N – число узлов конечно-элементной модели.

Кинетическая энергия колебаний оболочки в матричном виде определяется по формуле:

$$T = \frac{1}{2} \rho \iint_S \{q\}^T [B]^T [N]^T [B] [N] \{q\} dS = \frac{1}{2} \{q\}^T [M] \{q\}, \quad (5)$$

Потенциальную энергию деформации оболочки представим в виде:

$$\begin{aligned} \Pi &= \frac{1}{2} \iint_S \{\varepsilon\}^T [D_0] \{\varepsilon\} dS = \frac{1}{2} \iint_S \{q\}^T [B]^T [D_0] [B] \{q\} dS = \\ &= \frac{1}{2} (\{q\}^T [K] \{q\}), \end{aligned} \quad (6)$$

где $\{\varepsilon\} = [B] \{q\}$ – вектор деформаций оболочки; ρ , ε – плотность материала и деформации конечного элемента; $[D_0]$ – матрица жесткостей оболочки; $[M]$ – матрица функций формы элемента; $[B] = [D_\varepsilon] [M]$ – матрица градиентов конечного элемента; $[M]$ – матрица масс; S – область срединной поверхности оболочки.

Разрешающие уравнения в перемещениях теории тонких упругих оболочек получаются из условий стационарности функционала Лагранжа, в котором углы поворота нормали φ_1 и φ_2 вычисляются через вектор перемещений. При этом геометрические и физические соотношения записываются в глобальной криволинейной ортогональной системе координат $(\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3)$, а дифференцирование и интегрирование выполняются в косоугольной системе (ξ_1, ξ_2, ξ_3) .

Для получения дифференциальных уравнений напряженно-деформированного состояния область S изменения координат α_1, α_2 разбивается на N_e криволинейных четырехугольных конечных элементов (КЭ), в каждом из которых вводится локальная косоугольная система координат (ξ_1, ξ_2, ξ_3) .

При этом проекции вектора перемещений КЭ на оси глобальной декартовой системы координат аппроксимируем билинейными функциями:

$$u_k = \sum_{i=1}^4 u_k^{(i)} N_i(\xi_1, \xi_2) \quad (k = 1, 2, 3), \quad (7)$$

где $u_k^{(i)}$ – проекции вектора перемещений в i -ом узле; $N_i(\xi_1, \xi_2)$ – функции формы элемента в локальной системе координат ξ_1, ξ_2 . Стороны конечных элементов совпадают с координатными линиями (ξ_1, ξ_2) косоугольных координат.

Проекции вектора углов поворота нормали к поверхности относительно координатных осей на оси глобальной системы координат представим в виде биквадратичных полиномов:

$$\varphi_k = \sum_{i=1}^4 \varphi_k^{(i)} N_i^{\varphi}(\xi_1, \xi_2), \quad (k = 1, 2), \quad (8)$$

где $\varphi_k^{(i)}$ – проекции вектора углов поворота в i -ом узле, которые определяются через узловые значения углов поворота $\varphi_1^{(i)}$ и $\varphi_2^{(i)}$; $N_i^{\varphi}(\xi_1, \xi_2)$ – функции формы (положения узлов) элемента.

Для того, чтобы гипотезы Кирхгофа-Лява выполнялись в узлах и чтобы количество узловых неизвестных было минимальным, аппроксимируем проекции вектора перемещений $\{q\} = \{u_1, u_2, u_3\}^T$ вдоль сторон элемента кубическими сплайнами. Также примем, что угол поворота нормали вокруг касательной к контуру элемента изменяется вдоль сторон по линейному закону. Построенные таким образом элементы удовлетворяют условиям непрерывности первых производ-

ных от прогиба.

Формулы (3) для компонент деформации оболочки с учетом аппроксимаций (7) и (8) примут вид:

$$\{\varepsilon\} = [B^{(e)}] \{q^{(e)}\}, \quad (9)$$

где $[B^{(e)}]$ – матрица дифференцирования функций формы; $\{q^{(e)}\}$ – вектор степеней свободы конечного элемента (e).

Используя соотношения (6) и (9), полную энергию оболочки можно представить в виде:

$$\Pi = \sum_{e=1}^N \left[\frac{1}{2} \iint_S \{q^{(e)}\}^T [B^{(e)}]^T [D_0] [B^{(e)}] \{q^{(e)}\} dS \right]. \quad (10)$$

Из условий стационарности функционала Лагранжа (3) получим систему разрешающих уравнений в перемещениях, которая в матричной форме имеет вид:

$$[M] \{\ddot{q}\} + [K] \{q\} = 0, \quad (i = 1, \dots, N) \quad (11)$$

где $[K]$, $[M]$ – матрицы жесткости и масс конечно-элементной модели; ω – круговая частота колебаний; $\{q\}$ – вектор обобщенных перемещений узлов элемента; N – число степеней свободы оболочечной модели.

Матрица жесткости определяется зависимостью

$$[K] = \sum_{e=1}^N \iint_S [B^{(e)}]^T [D_0] [B^{(e)}] dS.$$

Решение системы (11) для малых колебаний ищем в следующем виде

$$\{q\} = \{q_0\} \sin \omega t, \quad (12)$$

где $\{q_0\}$ – вектор амплитуд перемещений узлов; ω – круговая частота собственных колебаний.

С учетом выражения (12), уравнения колебаний примут вид

$$([K] - \omega^2 [M]) \{q_0\} = 0. \quad (13)$$

Полученное матричное выражение представляет собой систему однородных линейных алгебраических уравнений, решение которых дает вектор собственных частот и матрицу форм колебаний оболочечной системы. Задача сводится к вычислению матриц жесткости $[K]$ и масс $[M]$ оболочки, которые формируются из матриц жесткости $[k]$ и масс $[m]$ составляющих ее конечных элементов.

Соотношения (13) определяют собой, так называемую, обобщенную проблему собственных значений, которая в общем виде сводится к определению собственных значений систем вида:

$$[A] x - \lambda [B] x = 0, \quad (14)$$

где $[A]$ и $[B]$ – симметричные матрицы.

Уравнение (14) может быть решено с помощью прямого разложения Холецкого для ленточных матриц с последующим применением метода Хаусхольдера для перехода к трехдиагональным симметричным матрицам и непосредственного определения частот колебаний оболочки.

Результаты численных исследований. Численные исследования влияния отверстий и подкреплений на собственные частоты и формы колебаний выполнены для однородной жестко защемленной цилиндрической оболочки с геометрическими характеристиками: $R/h = 100$; $L/R = 3$; $R = 0,1$ м. Механические характери-

стики и плотность материала составляют: $E = 197$ ГПа; $G = 75,77$ ГПа; $\nu = 0,3$; $\rho = 7,71 \cdot 10^3$ кг/м³. Для неподкрепленной оболочки с центральным прямоугольным отверстием, расположенным симметрично относительно ее торцов, на рис.2 изображена зависимость частотного параметра $\bar{\omega} = \omega/\omega_0$ от высоты отверстия L_0 , где ω_0 – низшая круговая частота однородной сплошной оболочки, ω – круговая частота колебаний конструктивно неоднородной оболочки. Кривые 1, 2, 3 соответствуют размерам отверстия в окружном направлении – $\pi/4$, $\pi/2$, $3\pi/4$. Кривая 2 соответствует оболочке с двумя диаметрально расположенными отверстиями ($\theta_0 = \pi/4$).

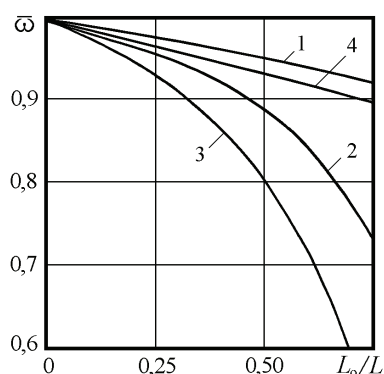


Рисунок 2 – Зависимость частотного параметра $\bar{\omega}$ от высоты отверстия

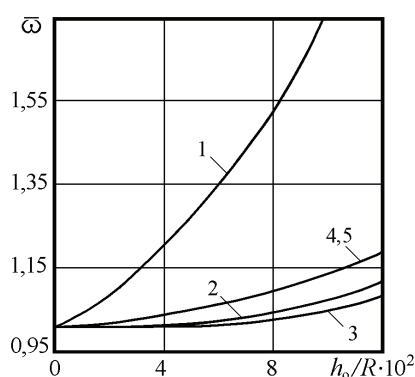


Рисунок 3 – Зависимость частотного параметра $\bar{\omega}$ от относительной высоты подкрепляющих отверстие ребер

Уменьшение собственной частоты сопровождается сменой форм колебаний. Форма колебаний сплошной оболочки трансформируется в форму, для которой максимум прогибов расположен по обе стороны от образующей, проходящей через центр отверстия. Эта форма сохраняется и при дальнейшем росте размера отверстия. Из приведенных зависимостей следует, что увеличение высоты отверстия приводит к понижению основной частоты колебаний неподкрепленной оболочки, а увеличение его ширины в меньшей степени сказывается на изменении частот. Понижение основной собственной частоты вызвано локальными колебаниями участков поверхности у краев отверстия. Понижение собственной частоты может сопровождаться сменой форм колебаний, на которых максимум погибов достигается в окрестности отверстия.

При этом формы колебаний с различными волновыми числами в окружном и осевом направлениях, полученные в результате расчетов, оказываются связанными между собой и могут отличаться от форм колебаний сплошной однородной оболочки. Максимумы прогибов достигаются в окрестности отверстия, что согласуется с экспериментальными данными, полученными для оболочек с одним и двумя отверстиями [8, 10]. Формы колебаний при удалении от отверстия носят регулярный характер, характерный для оболочек без вырезов. Ослабление оболочки двумя диаметрально расположенными отверстиями еще более понижает низшую частоту.

Для оболочки с центральным прямоугольным отверстием ($L_0 = L/2$; $\theta_0 = \pi/2$) выполнен анализ влияния геометрических характеристик подкрепляющих его контур тонкостенных ребер прямоугольного сечения на собственные частоты и формы колебаний. Толщина ребер составляет 2 мм. Оболочка и подкрепляющие ребра выполнены из одного материала.

Результаты численного анализа влияния подкреплений приведены на рис. 3 в виде зависимости частотного параметра $\bar{\omega}$ от относительной высоты h_0/R подкрепляющих ребер. Кривая 1 соответствует подкреплению оболочки двумя шпангоутами ($J = 2$), проходящими по контуру отверстия, кривая 2 – подкреплению четырьмя стрингерами ($I = 4$), два из которых располагаются вдоль контура отверстия, кривая 3 – подкреплению продольных краев отверстия, кривая 4 – поперечных краев отверстия, кривая 5 – подкреплению рамой всего контура отверстия.

Подкрепление контура отверстия приводит к незначительному повышению нижней частоты колебаний, а также других частот спектра, однако в меньшей степени влияет на формообразование. Если подкрепить не отверстие, а оболочку двумя шпангоутами, расположенными на расстоянии $L/4$ от ее торцов, и равномерно распределенными стрингерами так, чтобы они располагались по краям отверстия, то в первом случае частоты колебаний значительно возрастают, а волновые числа в окружном направлении уменьшаются, во втором случае подкрепления влияют незначительно.

Таким образом, наличие отверстий и подкреплений оказывает влияние на собственные частоты, формы колебаний и распределение внутренних напряжений и деформаций в оболочках. Подкрепление контура отверстий увеличивает локальную жесткость конструкции и позволяет незначительно повысить частоты колебаний до значений, соответствующих однородным сплошным оболочкам.

Выводы. С использованием метода конечных элементов (МКЭ) решена задача расчета частот и форм свободных колебаний тонких упругих конструктивно неоднородных цилиндрических оболочек вращения. Исследовано влияние отверстий и подкрепляющих ребер на их амплитудно-частотные характеристики. Для решения данной задачи разработана уточненная математическая модель, позволяющая в достаточной мере учитывать особенности кон-

струкции оболочечной системы. Анализ полученных результатов подтверждает адекватность данной модели и указывает на то, что для повышения спектра низших частот колебаний оболочечной системы, необходимо применять подкрепление оболочки соответствующими шпангоутами. Разработанная математическая модель может быть использована для исследования колебаний сложных оболочечных конструкций, применяемых в качестве элементов турбомашин, которые имеют вырезы и подкрепления.

Список литературы: 1. Алямовский А.А. SolidWorks / COSMOSWorks. Инженерный анализ методом конечных элементов / А.А. Алямовский. – М.: ДМК Пресс, 2004. – 432 с. 2. Басов К.А. ANSYS: Справочник пользователя / К.А. Басов. – М.: ДМК Пресс, 2005. – 640 с. 3. Дышко А.Л. Приближенное определение собственных характеристик цилиндрической оболочки с отверстиями / А.Л. Дышко, И.Д. Павленко, Ю.М. Селиванов // Прикл. механика. – 1996. – Т. 32, № 2. – С.27-32. 4. Заруцкий В.А. О комплексных экспериментальных исследованиях устойчивости и колебаний конструктивно-неоднородных оболочек / В.А. Заруцкий // Прикл. механика. – 2001. – Т. 37, № 8. – С. 38-67. 5. Каиров А.С. Влияние отверстий на собственные колебания подкрепленных оболочек вращения / А.С. Каиров // Теорет. и прикл. механика. – Х.: Основа. – 2000. – Вып. 31. – С. 131-137. 6. Колебания ребристых оболочек вращения / И.Я. Амиро, В.А. Заруцкий, В.Н. Ревуцкий и др. – К.: Наук. думка, 1988. – 172 с. 7. Методы расчета оболочек: В 5-ти т.; Т.1. Теория тонких оболочек, ослабленных отверстиями / А.Н. Гузь, И.С. Чернышенко, В.Н. Чехов. – К.: Наук. думка, 1980. – 636 с. 8. Пальчевский А.С. Свободные колебания цилиндрических оболочек с большими прямоугольными отверстиями / А.С. Пальчевский // Прикл. механика. – 1981. – Т. 17, № 5. – С. 130-133. 9. Преображенский И.Я. О задачах по устойчивости и колебаниям многосвязных тонкостенных деформируемых систем. Обзор // Колебания и устойчивость многосвязных тонкостенных систем: Сб. статей. / Пер. с англ. Сост. И. Н. Преображенский. – М.: Мир, 1984. – С. 287-309. 10. Селиванов Ю.М. Голографическая интерферометрия и метод конечных элементов в задачах механики неоднородных структур / Ю.М. Селиванов // Методы розв'язування прикладних задач механіки деформівного твердого тіла. – Дніпропетровськ: Наука і освіта, 2010. – Вып. 11. – С. 265-275. 11. Bathe K.J. Numerical methods in finite element analysis / K.J. Bathe // Englewood Cliffs: Prentice-Hall, 2006. – 564 p. 12. Zienkiewicz O.C. The finite element method. Fifth edition /

O.C. Zienkiewicz, R.L. Teylor. – Oxford: Butterworth-Heinemann Linacre House, Jordan Hill, 2000. – 348 p. 13. Toda S. Колебания круговых цилиндрических оболочек с вырезами / С. Toda, К. Камату // Колебания и устойчивость многосвязных тонкостенных систем: Сб. статей. / Пер. с англ. Сост. И. Н. Преображенский. – М.: Мир, 1984. – С. 269-286.

Bibliography (transliterated): 1. Alyamovskij A.A. SolidWorks/COSMOSWorks. Inzhenernyj analiz metodom konechnykh elementov. A.A. Alyamovskij. Moscow: DMK Press, 2004. 432 Print. 2. Basov K.A. ANSYS: Spravochnik. Moscow: DMK Press, 2005. 640 Print. 3. Dyshko A.L. Priblizhennoe opredelenie sobstvennykh haracteristic tsulundricheskoj obolochki s otverstiyami. A.L. Dyshko, I.D. Pavlenko, Yu. M. Selivanov. Applied mechanics. 1996. Vol. 32, № 2. 27-32 Print. 4. Zarutskij V.A. O kompleksnykh eksperimetal'nykh issledovaniyah ustojchivosti i kolebanij konstruktivno neodnorodnykh obolochek. V.A. Zarutskij. Applied mechanics. 2001. Vol. 37, № 8. 38-67 Print. 5. Kairov A.S. Vliyanie otverstij na sobstvennye kolebaniya obolochek vrashcheniya. A.S. Kairov. Teoreticheskaya i prikladnaya mehanika. Khar'kiv: Osнова. 2000. No 31. 131-137 Print. 6. Kolebaniya rebristykh obolochek vrashcheniya. I.Ya Amiro, V.A. Zarutskij, V.N. Revutskij and other. Kyiv: Naukova dumka, 1988. 172 Print. 7. Metody rascheta obolochek; Vol. 1. Teoriya tonkih obolochek, oslablennykh otverstiyami. A.N. Guz', I.S. Chernyshenko, V.N. Chehov. Kyiv: Naukova dumka, 1980. 636 Print. 8. Pal'chevskij A.S. Svobodnye kolebaniya tsilindricheskih obolochek s bol'shymi pryamougol'nymi otverstiyami. A.S. Pal'chevskij. Applied mechanics. 1981. Vol. 17, № 5. 130-133 Print. 9. Preobrazhenskij I.Ya O zadachah po ustojchivosti i kolebaniyam mnogosvyaznykh tonkostennykh deformiruemykh system. Obzor. Kolebaniya i ustojchivost' mnogosvyaznykh tonkostennykh system. Moscow: Mir, 1984. 287-309 Print. 10. Selivanov Yu.M. Golographicheskaya interferometriya i metod konechnykh elementov v zadachah mehaniki neodnorodnykh struktur. Yu.M. Selivanov. Metody rozvyazuvannya prukladnykh zadach mehaniku deformivnogo tverdogo tila. Dnepropetrovsk: Nauka I osvita, 2010. № 11. 265-275 Print. 11. Bathe K.J. Numerical methods in finite element analysis. K.J. Bathe. Englewood Cliffs:Prentice-Hall, 2006. 564 Print. 12. Zienkiewicz O.C. The finite element method. Fifth edition. O.C. Zienkiewicz, R.L. Teylor. Oxford: Butterworth-Heinemann Linacre House, Jordan Hill, 2000. 348 Print. 13. Toda S. Kolebaniya krugovykh tsylindricheskih obolochek s vyrezami. S. Toda, K. Kamatsu. Kolebaniya i ustojchivost' mnogosvyaznykh tonkostennykh sistem. Moscow: Mir, 1984. 269-286 Print.

Поступила (received) 22.12.2015

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Каиров Владимир Алексеевич – Национальный университет кораблестроения, ассистент кафедры инженерной механики и технологии машиностроения; г. Николаев, Украина; e-mail: alex-kairov@yandex.ru.

Kairov Vladimir Alexeevich – National university of shipbuilding, Assistant at the Department of engineering mechanics and technology of machinebuilding Nikolaev, Ukraine; e-mail: alex-kairov@yandex.ru.

Моргун Сергей Александрович – Национальный университет кораблестроения, ассистент кафедры инженерной механики и технологии машиностроения; г. Николаев, Украина; e-mail: technolognuk@rambler.ru.

Morgun Sergei Aleksandrovich – National university of shipbuilding, Assistant at the Department of engineering mechanics and technology of machinebuilding Nikolaev, Ukraine; e-mail: technolognuk@rambler.ru.

УДК 629.11:534.12

О.О. ЛАРИН, К.Є. ПОТОПАЛЬСЬКА**ДОСЛІДЖЕННЯ РЕСУРСУ НАПІВПРИЧЕПУ АВТОЦИСТЕРНИ ПРИ РУСІ ПО ДОРОГАМ ІЗ ПОКРИТТЯМ РІЗНОЇ ЯКОСТІ**

У роботі визначаються показники надійності та ресурсу напівпричепу автоцистерни на основі імовірнісних характеристик вібрацій елементів конструкції під час її руху по дорогах з покриттям різної якості. Досліджується випадковий вплив навантаження з урахуванням його запізнення у часі на задній вісі транспортного засобу. За допомогою метода скінченних елементів та методів статистичної динаміки визначені імовірнісні характеристики поведінки системи. Запропоновано підхід до оцінки надійності конструкції за критерієм накопичення втоми.

Ключові слова: автоцистерна, транспортний засіб, випадкові коливання, МСЕ, ресурс, надійність.

Вступ. Якість дорожнього покриття значно впливає на надійність конструкції, від якої в свою чергу залежить своєчасна та безпечна доставка нафтопродуктів. Оскільки якість дорожнього покриття може змінюватись під час експлуатації або під впливом погодних умов, або за рахунок використання неякісних матеріалів при будівництві цього покриття, або сверхексплуатації, важливо дослідити зміну ресурсу в залежності від зміни якості покриття. При перевезенні нафтопродуктів конструкції зазнають динамічні перевантаження, а також відчувають дію агресивного середовища, що за певний час експлуатації може привезти до їх пошкодження. Накопичення втоми та корозії металу, здатне призвести до утворення та росту тріщин і, внаслідок цього, розгерметизації конструкції. Несвоєчасне виявлення таких пошкоджень конструкції може призвести до виникнення аварійно-небезпечних ситуацій та стати причиною екологічних катастроф, забруднення навколишнього середовища, завдати суттєвих споживчих збитків, а також бути загрозою життю людини. Попередження таких подій за рахунок вчасного проведення технічного обслуговування та ремонту є вкрай важливою задачею.

В сучасній технічній літературі приділяється багато уваги питанням дослідження працездатності елементів конструкції великогабаритних транспортних засобів (ТЗ) [1-11], оцінці втоми та надійності несучих рамних елементів [1-3]. Більшість робіт поділяється на дві групи. До першої групи слід віднести дослідження динаміки транспортних засобів (ТЗ) на спрощених моделях. До другої відносяться дослідження в яких представлено скінченно-елементним моделюванням гармонічних та випадкових коливань відповідних ТЗ.

В роботах [7-11] проводиться аналіз надійності ТЗ, у яких модель представлена у вигляді зосереджених мас і жорсткостей, що їх зв'язують. Навантаження задається у вигляді спектральної щільності вертикальної нерівності [7,8], або процес розкладається на декілька стаціонарних процесів [10]. В якості вихідних даних використовувалися результати експериментів, проведених різними авторами. У статті [11] описується аналіз вібрацій ТЗ методом псевдо збудження. Результати отримані у вигляді середньоквадратичного відхилення переміщень. За рахунок того, що використовувалась спрощена модель, не можна визначити напруження, що виникають у внутрішніх частинах транспортного засобу.

Відповідна проблема вирішується визначенням динамічного напружено-деформованого стану (НДС) елементів конструкції в експлуатації, застосовуючи для цього скінченно-елементні (СЕ) моделі [8-11]. Випадкові коливання досліджувались в лінійній постановці вважаючи, що навантаження представляє собою вектор незалежних стаціонарних широкосмугових процесів, які моделюють вплив нерівностей дорожнього покриття на колеса під час руху ТЗ. Працездатність конструкцій аналізується на основі оцінки їх ресурсу по втомі. Розглянуті в роботах моделі є вузько спеціалізованими, а результати придатні для оцінки втоми лише конкретних типів та моделей транспортних засобів. Проте підходи та загальні висновки з актуальності питань аналізу втоми колісних транспортних засобів, а також необхідність розв'язання задачі їх випадкових коливань є більш загальними та співпадають із задачами та метою даної роботи.

Проведений аналіз робіт [1-6], дозволяє стверджувати, що в зазначених роботах недостатньо уваги приділено визначенню параметрів надійності конструкцій напівпричепів автоцистерн безрамного типу. Загалом аналіз літературних джерел інформації вказує на те, що зазвичай автори досліджень недостатньо уваги приділяють питанням адекватності завдання зовнішнього навантаження, що значно впливає на показники надійності. Так, у більшості робіт навантаження задається або детермінованим, або у вигляді шуму, при цьому не враховується, що багатівісні колісні ТЗ мають залежний вплив на свої осі. Дійсно навантаження, яке діє на передню вісь автомобіля під час цього руху є таким самим як і навантаження на задню вісь але воно діє із запізненням на час проходження ТЗ шляху між цими осями [12, 6]. Для детермінованого навантаження це відповідає зміні фази, а у разі застосування моделі випадкового навантаження необхідно враховувати наявність взаємної кореляції між компонентами вектору навантаження.

Мета роботи. Метою даної роботи є дослідження впливу якості дорожнього покриття на ресурс напівпричепу автоцистерни на основі імовірнісних характеристик вібрацій елементів конструкції.

Напівпричіп складається зі зовнішньої оболонки, внутрішніх хвилерізів, глухих перегородок, локів та опор. Креслення конструкції представлено на рис. 1. Напівпричіп має наступні базові розміри: корпус еліп-

тичної форми (менший радіус – 0,964 м, більший – 1,244 м), довжина корпусу цистерни – 11,435 м, висота еліптичних днищ – 0,288 м, товщина стінок прийнята однакова для усієї конструкції (10 мм). Матеріа-

лом є сталь 09Г2С з наступними механічними властивостями: межа пружності $[\sigma_B]=456$ МПа, модуль пружності $E = 2 \cdot 10^{11}$ Па, щільність $\rho = 7850$ кг/м³, коефіцієнт Пуассона $\mu = 0,21$ [14].

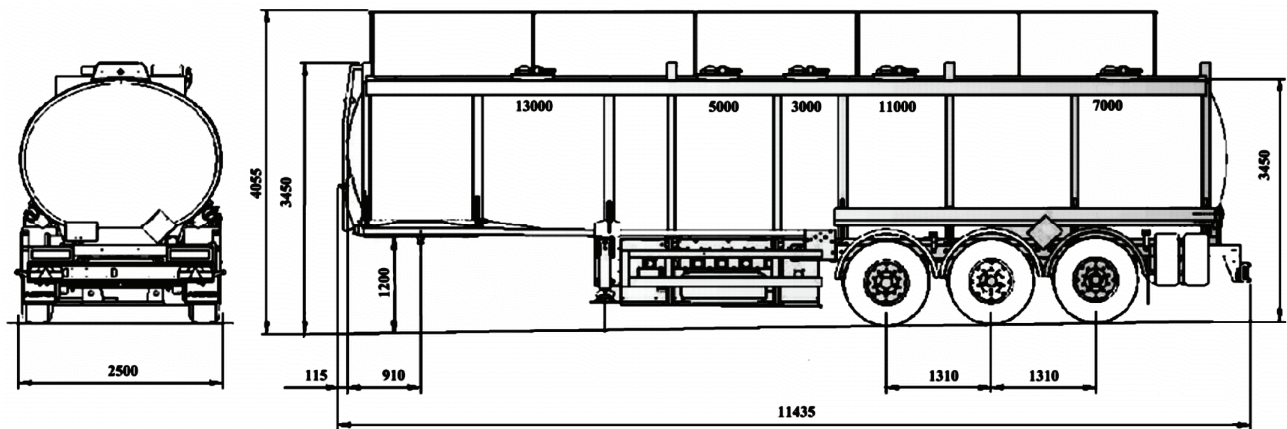


Рисунок 1 – Креслення напівпричепу автоцистерни [13]

Моделювання випадкових коливань. Основним збудником випадкових вібрацій є нерівності дорожньої поверхні, що діють на колеса автоцистерни під час руху.

Мікропрофіль дороги є випадковою функцією протяжності дороги і його прийнято розглядати як випадкову функцію, що задовольняє наступним припущенням: функція ординати мікропрофілю підпорядковується нормальному закону розподілу; довжини нерівностей обмежені по верхній і нижній межам; мікропрофіль змінюється випадковим чином тільки в вертикальній поздовжній площині дороги.

Достатньою статистичною характеристикою мікропрофіля дороги є його спектральна щільність, яка дає уявлення про частоту повторення довжин нерівностей (по переважаючих частотах) та амплітуди цих нерівностей (їх середньоквадратичні значення). [6]

$$S_u(k) = \frac{S_0}{(2\pi k + 0.1)^3 (2\pi k + 1)^{-0.75}}, \quad (1)$$

де k це хвильове число, яке пов'язане з частотою на якій відбуваються коливання, а S_0 це константа, що визначає якість дорожнього покриття. Зміна цієї константи, в залежності від якості дорожнього покриття, показана у табл. 1.

Таблиця 1 – Показник якості дорожнього покриття

Якість дорожнього покриття	Дуже добра	Добра	Середня	Погана
S_0 (10^{-6} м ³ /рад)	2-32	32-128	128-512	512-2048

Рішення зазначеної задачі полягає у визначенні ймовірнісних характеристик відгуку системи по заданим ймовірнісним характеристикам навантажень і параметрів системи [15].

З огляду на те, що конструкція напівпричепи автоцистерни є досить складною, для визначення параметрів її руху пропонується використовувати МСЕ [16].

Задача вимушених коливань, в тому числі випад-

кових, в рамках МСЕ зводиться до вирішення наступного рівняння:

$$[M]\{\ddot{u}\} + [D]\{\dot{u}\} + [K]\{u\} = \{F(t)\}, \quad (2)$$

де $[M]$, $[D]$, $[K]$ – матриці мас, демпфування та жорсткості, $\{u\}$ – переміщення системи, $\{F(t)\}$ – випадкове зовнішнє навантаження, t – час.

Навантаження на котел цистерни передається від системи підресорення. Моделювання навантаження в СЕ моделі зосередженні в пружних елементах в двох точках конструкції. (рис. 2)

$$\{F(t)\} = \{0 \dots -c_{s_1} \eta(t) \dots 0 \dots -c_{s_2} \eta(t + \tilde{t}) \dots 0\}^T, \quad (3)$$

сили, які діють на автоцистерну в наслідок деформації елементів підресорення під час руху по нерівностям дорожнього покриття, де c_{s_1} – жорсткість підвіски передньої осі ТЗ, c_{s_2} – жорсткість підвіски задньої осі, $\eta(t)$ – нерівність дороги. При цьому слід враховувати той факт, що на другу вісь ТЗ діє те саме навантаження але з запізненням у часі ($\tilde{t} = L_s/v$), яке залежить від міжосьової довжини (L_s) та швидкості руху ТЗ (v). Відповідне пояснення наведено на схемі (рис. 2).

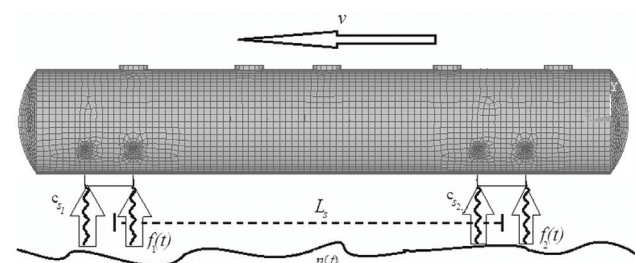


Рисунок 2 – Схема навантаження

При дослідженні випадкових коливань використовується метод спектральних перетворень. Суть методу полягає у розгляді задачі у частотному діапазоні. Для цього навантаження та відгук системи представляється у виді спектрів.

Зв'язок між спектрами відгуку та навантажень,

дозволяє визначити матрицю спектральних щільностей відгуку системи, яка знаходиться за формулою:

$$[S_u(\omega)] = [A(\omega)][S_F(\omega)][A^*(\omega)], \quad (4)$$

де $[A(\omega)]$ – матриця динамічної податливості, $[S_F(\omega)]$ – матриця взаємних спектральних щільностей навантаження, $[A^*(\omega)]$ – спряжена матриця динамічної податливості.

Таким чином вирішення задачі випадкових коливань зводиться до матричного виразу (4). Важливим питанням залишається визначення матриці взаємних спектральних щільностей вектору навантаження.

Спектральна щільність кожного із компонент вектору навантаження визначається за формулою:

$$S(\omega)_{f_j} = c_{S_j}^2 S_\eta(\omega); \quad (6)$$

$$S_{f_2, f_1} = S_{f_1, f_2}^* = c_{S_1} c_{S_2} S_\eta(\omega) e^{-i\omega \tilde{t}}. \quad (7)$$

Взаємна спектральна щільність це комплексний вираз, функція когерентності для неї, у даному випадку запізнення дорівнює 1, тобто здвиг за фазою між навантаженнями $f_1(t)$ та $f_2(t)$ фіксований у часі, тем не менш сам здвиг за фазою існує, що приводить до періодичної зміни фази дії сил на частотах кратних величині $1/\tilde{t}$:

$$\Omega = \frac{\pi}{2\tilde{t}} k, \quad (8)$$

де k приймає значення $k = 1, 3, 5, 7, 9, \dots$

Таким чином, враховуючи отримані вирази для спектральних щільностей та кореляційних функцій компонентів вектору навантаження з урахуванням формул Вінера-Хінчина можна представити матрицю взаємних спектральних щільностей навантаження $[S_F(\omega)]$ у наступному вигляді:

$$[S_F(\omega)] = \begin{bmatrix} 0 & \dots & 0 & \dots & 0 \\ \dots & c_{S_1}^2 S_\eta(\omega) & 0 & c_{S_1} c_{S_2} S_\eta(\omega) e^{i\omega \tilde{t}} & \dots \\ 0 & \dots & \dots & 0 & 0 \\ \dots & c_{S_1} c_{S_2} S_\eta(\omega) e^{-i\omega \tilde{t}} & 0 & c_{S_2}^2 S_\eta(\omega) & \dots \\ \dots & 0 & \dots & 0 & 0 \\ 0 & \dots & 0 & \dots & 0 \end{bmatrix}, \quad (9)$$

де $S_\eta(\omega)$ – це спектральна щільність мікропрофілю дороги (див. (2)).

Скінченно-елементна модель. При моделюванні випадкових коливань використовувалась скінченно-елементна модель, яка складається з основного корпусу, опор та ресор на які приводиться навантаження. SE-модель представлена на рис. 3.

Аналіз випадкових коливань. Вирішення задачі випадкових коливань шукалось розкладанням за власними формами. З аналізу випадкових коливань отримані СКЗ напружень для напівпричепу автоцистерни при русі по дорожньому покриттю різної якості на швидкості 60 та 90 км/год. Значення СКЗ еквівалентних напружень зображенні на наступному графіку (рис. 4).

З зазначеного графіку видно, що СКЗ напружень при швидкості 60 км/год менші у 3 рази ніж при русі 90 км/год, та в обох випадках значення СКЗ поступово

зростає відповідно до погіршення якості дорожнього покриття. При русі на швидкості 60 км/год СКЗ напружень здатне збільшуватись в 2 рази при суттєвому погіршенні якості дорожнього покриття, у той час як на швидкості 90 км/год спостерігається відповідна зміна аж у 3 рази.

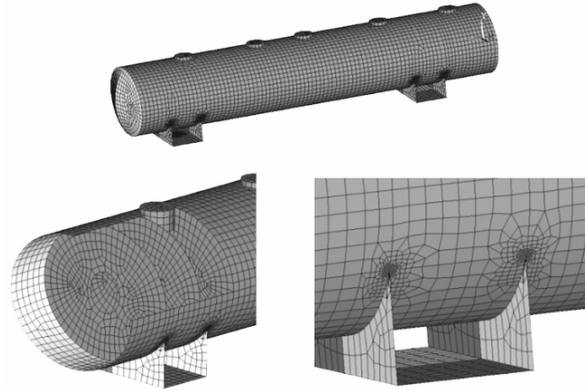


Рисунок 3 – SE-модель

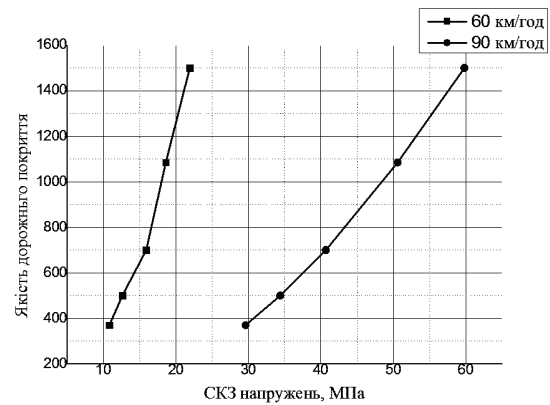


Рисунок 4 – Значення СКЗ напружень конструкції

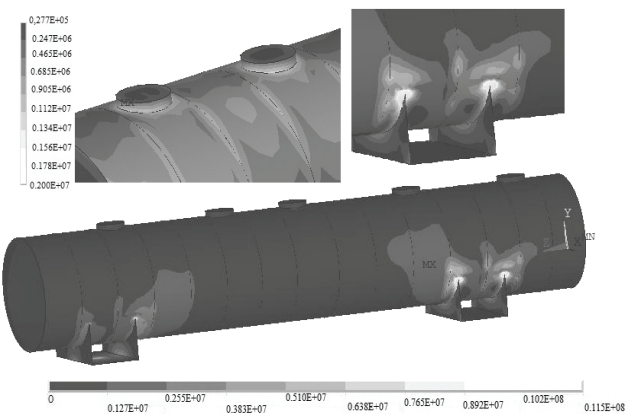


Рисунок 5 – Розподілення СКЗ напружень конструкції

За СКЗ напруження визначені небезпечні точки конструкції. Як видно з проведених розрахунків, небезпечною точкою для конструкції є стик основної цистерни з опорою.

Також можна зазначити, що навкруги люків існують зони, де значення напруження більше ніж на інших ділянках. Для цієї точки отримані спектральні щільності напруження для усіх варіантів навантаження.

Аналіз надійності конструкції. Для визначення ресурсу конструкції використовується степеневий закон кінетики накопичення пошкоджуваності у рамках концепції ефективних напружень Работнова-Качанова:

$$\tilde{\sigma}_a = \frac{\sigma_a}{1-D}, \quad (10)$$

Кінетика росту пошкоджуваності описується рівнянням [18]:

$$\frac{d}{dt}D = B(\tilde{\sigma}_a)^c = B\left(\frac{\sigma_a}{1-D}\right)^c, \quad (11)$$

де B та c константи кінетичного рівняння, які визначаються експериментально та можуть бути виражені через характеристики кривої Веллера. [16]

$$B = \frac{\omega_e}{\sigma_{-1}^m N_0 (m+1)}, \quad c = m, \quad (12)$$

де σ_{-1} – це границя витривалості, N_0 , m – параметри кривої Веллера, ω_e – ефективна частота. З попередніх досліджень [20] відомо, що спектральна щільність має багато сплесків, тому треба розглядати цей процес, як набір вузькосмугових процесів, кожний з яких відбувається на відповідній частоті. При визначенні показників надійності в даній роботі використовувалась схематизація процесу випадкових коливань. Вважається, що випадковий процес зміни напружень, який визначено в даній роботі можна схематично замінити на вузькосмуговий процес, що є еквівалентним за пошкоджуючим впливом на конструкцію. У якості критеріїв еквівалентності використовується рівність щільності ймовірності амплітуд напружень для схематизованого процесу і процесу, що розрахований при вирішенні задачі випадкових коливань, а частота схематизованого процесу може бути визначена за формулою [19]:

$$\omega_e = \left(\frac{\sum_{j=1}^m \omega_j^2 \sigma_{y_j}^2}{\sum_{j=1}^m \omega_j^2} \right)^{\frac{1}{2}}. \quad (13)$$

В задачі, що вирішується σ_a випадково змінюються у часі, в наслідок випадкових коливань, але з відомими ймовірнісними характеристиками. Вважаємо, що процес стаціонарний, напруження підпорядковуються нормальному закону, а амплітуди напружень підпорядковуються закону Релея [19].

Відповідно до фізичного змісту параметру пошкоджуваності безвідмовною роботою вважається подія, яка пов'язана з тим, що параметр пошкоджуваності менше одиниці. Таким чином, ймовірність безвідмовної роботи (функція надійності) визначається як:

$$P(t) = \text{Pr}[D \in (0,1)]. \quad (14)$$

Параметр пошкоджуваності, в рамках зроблених припущень, задається рівнянням (11) з параметрами (12)-(13) і є випадковим процесом у часі. За відомою одномірною щільністю ймовірності $f_D(D,t)$ цього процесу формулу (14) можна представити у якості розрахункового співвідношення:

$$P(t) = \int_0^1 f_D(D,t) dD. \quad (15)$$

В роботах [16, 17, 20] показано, що пошкоджуваність, яка задається рівнянням (11) має щільність ймовірності:

$$f_D = \frac{(m+1)(1-D)^m}{\sqrt{2\pi\sigma_z^2(t)}} \exp\left(-\frac{(1-(1-D)^{m+1} - \langle z(t) \rangle)^2}{2\sigma_z^2(t)}\right), \quad (16)$$

де σ_z^2 , $z(t)$ – це дисперсія та математичне очікування спеціально введеної функції $z(t)$, та визначається як:

$$\langle z \rangle = \left\langle \int_0^t B \sigma_a^m(\tau) d\tau \right\rangle = B \langle \sigma_a^m \rangle t = k_1 t; \quad (17)$$

$$\langle \sigma_a^m \rangle = \int_0^\infty \frac{\sigma_a^{m+1}}{\sigma_\sigma^2} \exp\left(-\frac{\sigma_a^m}{2\sigma_\sigma^2}\right) d\sigma_a; \quad (18)$$

$$\sigma_z^2 = \frac{k_1^2 m^2}{2\alpha t}, \quad (19)$$

де α – це коефіцієнт загасання кореляційної функції, який визначається як величина обернена до часу кореляції (час загасання кореляційної функції). В теорії лінійних коливань відомо, що цей час співпадає з часом загасання вільних коливань конструкції. Для визначення останнього було проведена розрахунки переїзду ТЗ одиничної нерівності. Результати представлені на рис. 6.

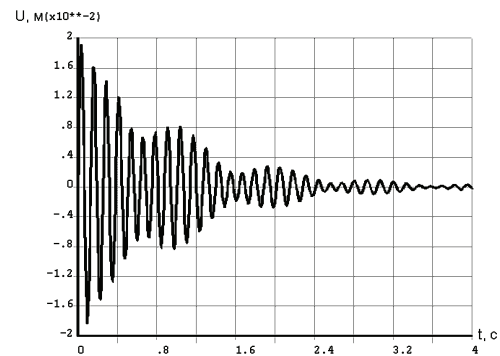


Рисунок 6 – Переміщення конструкції при вільних коливаннях

Таким чином були отримані ймовірнісні характеристики накопичення втомних пошкоджень в процесі експлуатації. Так, ймовірність безвідмовної роботи напівприцепу автоцистерни (під час руху на постійній швидкості 60 км/год по дорожньому покриттю середньої якості), як функція часу експлуатації представлено на рис. 7.

Ці результати можна використати для оцінки ймовірнісних характеристик часу до відмови як випадкової величини. При визначенні ймовірнісних характеристик знаходилась ефективна частота (13), визначено, що на значення цієї частоти не впливає якість дорожнього покриття, а вплив має тільки швидкість руху ТЗ, тобто при більшій швидкості частота зменшується.

За отриманою ймовірністю безвідмовної роботи для кожного випадку відповідно (рис. 8) визначається гарантований ресурс.

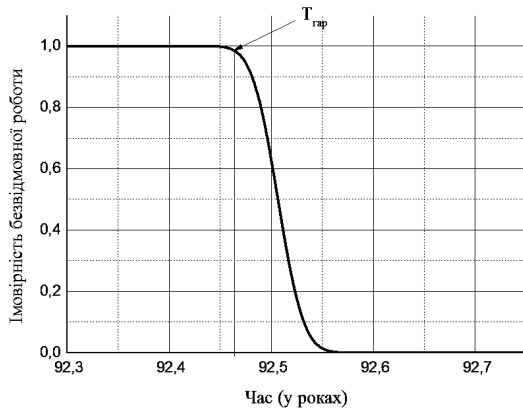


Рисунок 7 – Ймовірність безвідмовної роботи конструкції при швидкості 60 км/год при русі по дорожньому покриттю середньої якості

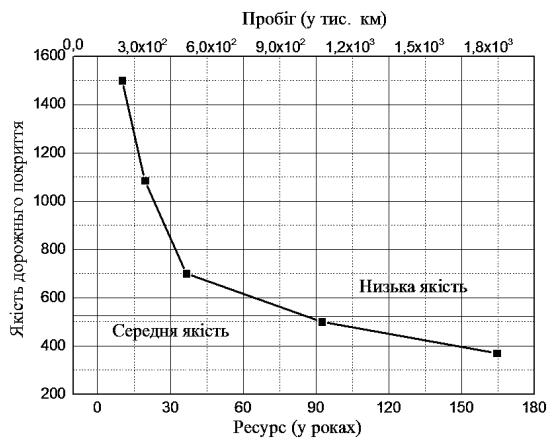


Рисунок 8 – Гарантований ресурс конструкції при швидкості 60 км/год

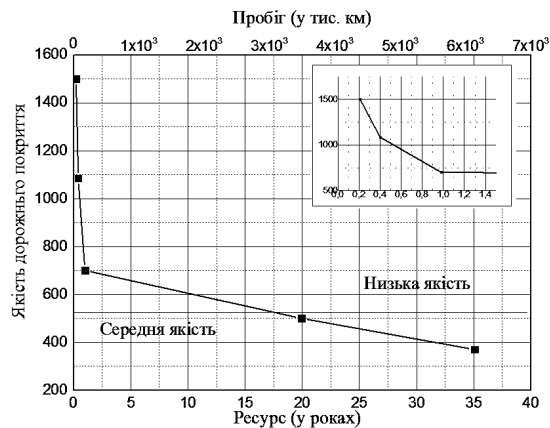


Рисунок 9 – Гарантований ресурс конструкції при швидкості 90 км/год

З отриманих результаті видно, що при русі на швидкості 60 км/год по покриттю середньої якості ресурс вище у 4 рази ніж при русі на швидкості 90 км/год. Також, після аналізу отриманих результатів видно, що на швидкості 90 км/год ресурс при погіршенні якості дороги з середньої на низьку різко зменшується (у 20 разів), порівняно з гарантованим ресурсом при русі на швидкості 60 км/год (у 2,5 рази).

Висновки. У роботі була побудована скінченно-елементна модель напівпричепу автоцистерни з ура-

хуванням внутрішніх елементів конструкції, такі як глухі перегородки та хвилерізи, врахована складна геометрія конструкції.

У роботі підраховано СКЗ напружень для всіх видів навантаження. З аналізу розподілення СКЗ напружень визначено, що небезпечними зонами є зони біля люків. При аналізі надійності конструкції була підрахована ефективна частота та визначено, що на її значення не впливає якість дорожнього покриття, а лише швидкість руху ТЗ. Визначені параметри надійності конструкції, такі як гарантований ресурс та ймовірність безвідмовної роботи. Визначено, що зміна якості покриття значніше впливає на конструкцію при русі на швидкості 90 км/год (при погіршенні якості дороги з середньої на низьку різко зменшується (у 20 разів)) та цей рух є небезпечним.

Отримані результати можуть бути використані для оцінки надійності експлуатації напівпричепа автоцистерни в умовах їх типової експлуатації (на різних швидкостях руху та по дорогам різної якості). А також, у подальших роботах при визначенні ресурсу з урахуванням впливу корозії, яка з'являється підчас експлуатації.

Список літератури: 1. Аврамов М.В. Разработка метода расчета несущих систем колесных машин при случайных стационарных колебаниях / М.В. Аврамов. – Саратов: автореф. дисс. на соискание науч. степени канд. техн. наук: спец. 01.02.06. Динамика, прочность машин, приборов и аппаратуры, 2009. – 17 с. 2. Галимянов И.Д. Оценка усталостной долговечности кабин грузовых автомобилей расчетно-экспериментальным методом / И. Д. Галимянов. – Набережные Челны: автореф. дисс. на соискание науч. степени канд. техн. наук: спец. 05.05.03 Колесные и гусеничные машины, 2009. – 16 с. 3. Younesian D. Fatigue life estimation of MD36 and MD523 bogies based on damage accumulation and random theory / D. Younesian, A. Solhmirzaei, A. Gachloo // Journal of Mechanical science and technology. – 2011. – 9 с. 4. Шостак Р.М. Ризики виникнення пожеж під час експлуатації залізничних цистерн з пошкодженнями типу «вм'ятина» / Р.М. Шостак. – К.: автореф. дисс. на соискание науч. степени канд. техн. наук: спец. 21.06.02 – Пожежна безпека, 2012. – 23 с. 5. Мясницкий Р.Н. Разработка расчетных моделей и методов оценки работоспособности цистерн несущей конструкции / Р. Н. Мясницкий. – М.: дисс. канд. техн. наук 05.05.04, 2009. – 173 с. 6. Hougaz A.B. Probabilistic Structural Analysis Applied To Spring Leaf Suspension Assembly Of Semi-Trailer Tank Vehicle / A. B. Hougaz, C.A.N. Dias // San Pauls: 17th International Congress of Mechanical Engineering, 2003. – 8 с. 7. Saga M. Simulation Of Vertical Vehicle Non-Stationary Random Vibrations Considering Various Speeds / M. Saga, L. Jakubovichova // Transport. – 2014. – Z. 84. – 6 с. 8. Dai J. Random displacement and acceleration responses of vehicles with uncertainty / J.Dai, W.Gao, N. Zhang // Journal of Mechanical science and technology. – 2011. – 8 с. 9. Badi H. Sensitivity and reliability analysis of articulated heavy vehicle / H. Badi, F.Bernardin, M. Bouteldja, M. Fogli, C.H. Lamarque // Leuven, Belgium Eurodyn. – 2011. – 9 с. 10. Rouillard V. On the Non-Gaussian Nature of random vehicle vibrations / V. Rouillard // Progressing of the world congress on engineering Vol II, London U.K. – 2007. – 6 с. 11. Li-Xin Guo Vehicle Vibration Analysis in changeable speeds solved by pseudoexcitation / Li-Xin Guo, Li-Ping Zhang // Mathematical Problems in Engineering. – 2009. – 9 с. 12. Жовдак В.А. Виброизмерения рам тележек вагонов метрополитена в эксплуатационных

условиях / В.А.Жовдак, А.Б.Белоцерковский, М.М.Смирнов, Ю.Н.Ульянов, С.И.Яцько, О.В.Черных // Сборник научных трудов Висник НТУ «ХПИ». Серия «Динаміка та міцність машин». – 2007. – № 22. – С. 27-34 **13.** Автоцистерны для перевозки светлых нефтепродуктов. режим доступу: http://www.oriond.sumy.ua/avtoci stern_neft_ru.html, 1992-2012. **14.** Ларин А.А. Прогнозирование и анализ надежности машиностроительных конструкций / А.А.Ларин. – Х.: НТУ «ХПИ», 2011. – 132 с. **15.** Ричардс Р.Б. Метод конечных элементов в теории оболочек и пластин / Р.Б.Ричардс. – Рига: Зинатне, 1988. – 282 с. **16.** Ларин О.О. Коливання двовісної автоцистерни з урахуванням ефекту запізнення випадкового збурення / О.О. Ларин К.Є. Грінченко // Висник НТУ «ХПИ». Серія «Динаміка та міцність машин». – 2014. – № 58. – С. 44-60. **17.** Larin O.O. The fatigue life-time propagation of the connection elements of long-term operated hydro turbines considering material degradation / O.O. Larin, O.I. Trubayev, O.O. Vodka // Вестник ПНИМУ «Механика». – 2014. – № 1. – С. 167-193. **18.** Жовдак В.А. Розробка методів прогнозування надійності елементів машинобудівних конструкцій при випадкових коливаннях : автореф. дисс... д-ра техн. наук: 05.02.09 / В.А. Жовдак; Харківський держ. політехнічний ун-т. – Х.: 1996. – 47 с. **19.** Жовдак В.А. Прогнозирование надежности механических систем / В.А.Жовдак, Л.Ф.Тарасова. – Х.: НТУ «ХПИ», 2007. – 107 с. **20.** Ларин О.О. Визначення показників надійності напівпричепу автоцистерни в експлуатації методами комп'ютерної механіки / О.О. Ларин, К.Є. Грінченко // Висник НТУ «ХПИ». Серія «Нові рішення в сучасних технологіях». – 2015. – № 39 (1148). – С. 47-56.

Bibliography (transliterated): 1. Avramov M.V. Development of a method for calculating bearing systems-wheeled vehicles with stationary random vibrations. M.V. Avramov. Saratov: author. diss. for obtaining scientific. Candidate stage. tehn. sciences: 01.02.06 spec. Dynamics and strength of machines, devices and equipment, 2009. 17 Print. **2.** Galimyanov I.D. Assessment of fatigue life truck cabins of methods to assess. I. D. Galimyanov. Naberezhnye Chelny: Author. diss. for obtaining scientific. Candidate stage. tehn. sciences: spec. 05.05.03 Wheeled and tracked vehicles, 2009. 16 Print. **3.** Younesian D. Fatigue life estimation of MD36 and MD523 bogies based on damage accumulation and random theory. D. Younesian, A. Solhmiraеі, A. Gachloo. Journal of Mechanical science and technology, 2011. 9 Print. **4.** Shostak R.M. Risk of fire during the operation of railway tanks with injuries such as "dent". R.M. Shostak. Kyiv: Author. Thesis. on soyskanye scientific. steps candidate. Sc. sciences specials. 21.06.02. Fire Safety, 2012. 23 Print. **5.** Myasnitskiy R.N. The development of computational models and methods for assessing performance tank support structure dis. those candidate. R. N. Myasnitskiy. Sciences

05.05.04. Moscow: 2009. 173 Print. **6.** Hougaz A.B. Probabilistic Structural Analysis Applied To Spring Leaf Suspension Assembly Of Semi-Trailer Tank Vehicle. A.B.Hougaz, C.A.N. Dias. Sas Pauls: 17th International Congress of Mechanical Engineering, 2003. 8 Print. **7.** Saga M. Simulation Of Vertical Vehicle Non-Stationary Random Vibrations Considering Various Speeds. M. Saga, L. Jakubovichova. Transport. 2014. Z. 84. 6 Print. **8.** Dai J. Random displacement and acceleration responses of vehicles with uncertainty. J.Dai, W.Gao, N. Zhang. Journal of Mechanical science and technology. 2011. 8 Print. **9.** Badi H. Sensitivity and reliability analysis of articulsted heavy vehicle. H. Badi, F.Bernardin, M. Bouteldja, M. Fogli, C.H. Lamarque. Leuven, Belgium Eurodyn, 2011. 9 Print. **10.** Rouillard V. On the Non-Gaussian Nature of random vehicle vibrations. V. Rouillard. Progressing of the world congress on engineering Vol II, London U.K., 2007. 6 Print. **11.** Li-Xin Guo Vehacle Vibration Analysis in changeable speeds solved by pseudoexcitation. Li-Xin Guo, Li-Ping Zhang. Mathematical Problems in Engineering., 2009. 9 Print. **12.** Zhovdak V.A. Vibration measurements bogie frames subway cars under operating conditions. V.A.Zhovdak, A.B.Belotserkovskii, M.M.Smirnov, Y.U. Ulyanov, S.I.Yatsko, O.V.Black. Collection of scientific works Vestnik NTU "KhPI": Dinamika ta mitsnist machines. 2007. No 22. 27-34 Print. **13.** Tankers for the transport of light petroleum products. access mode http://www.oriond.sumy.ua/avtoci stern_neft_ru.html, 1992-2012 **14.** Larin A.A. Prediction and reliability analysis of engineering structures. AA Larin. Kharkiv: NTU "KhPI", 2011. 132 Print. **15.** Richards R.B. The finite element method in the theory of shells and plates. R.B. Richards. Riga, Zinatne, 1988. 282 Print. **16.** Larin O.O. Oscillations dvo visnoi Tanker trucks s urahuvannyam efekta zapiznennya vipadkovogo zburennya. O. Larin, K. Grinchenko. Vestnik NTU "KhPI": seriya "Dinamika ta mitsnist machines". 2014. № 58. 44-60 Print. **17.** Larin O.O., The fatigue life-time propagation of the connection elements of long-term operated hydro turbines considering material degradation. O.O. Larin, O.I. Trubayev, O.O. Vodka. Vestnik PNIMU "Mehaniка". 2014. No 1. 167-193 Print. **18.** Zhovdak, V.A. Development of methods for prediction of reliability of engineering structures under random vibrations: Author. diss... Dr. Sc. Sciences: 05.02.09. V.A.Zhovdak; Kharkiv State Polytechnic University. Kharkiv: 1996. 47 Print. **19.** Zhovdak V.A. Predicting the reliability of mechanical systems. V.A.Zhovdak, L.F.Tarasova. Kharkiv: NTU "KhPI", 2007. 107 Print. **20.** Larin A.A. Determination parameters of reliability semi-trailers in operation of computer methods of mechanics. A.A. Larin. K.E. Grinchenko. Vestnik NTU "KhPI" Series: New solutions in modern technologies. 2015. No 39 (1148). 47-56 Print.

Надійшла (received) 26.11.15

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Ларин Олексій Олександрович – кандидат технічних наук, доцент, доцент кафедри динаміки та міцності машин Національного технічного університету «ХПИ», email: alexeya.larin@gmail.com

Oleksiy Larin – Ph.D; Asoc. Prof., Dynamics and strength of machines department of the National Technical University «KhPI», email: alexeya.larin@gmail.com

Потопальська Ксенія Євгенівна – аспірант кафедри динаміки та міцності машин Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут», email: ksenia_grinchenko@ukr.net

Potopalska Kseniia – Master, Ph.D student; Dynamics and strength of machines department of the National Technical University «KPI», email: ksenia_grinchenko@ukr.net

УДК 531

В.С. ЛЫЗЬКО, А.Г. АНДРЕЕВ

НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОЕ СОСТОЯНИЕ НЕКОТОРЫХ ТИПОВ ПРОФИЛЬНЫХ СОЕДИНЕНИЙ С НАТЯГОМ ПРИ ОСЕВЫХ НАГРУЗКАХ В ПК ANSYS

Предметом исследования в данной работе является сравнительный анализ некоторых вариантов реализации соединений с натягом, находящихся под действием осевого давления. Исследования проводятся для таких вариантов соединений с натягом: круглый вал и круглая втулка, овалный вал и круглая втулка, вал – криволинейный квадрат и круглая втулка, шестиугольный вал и круглая втулка, круглый вал и овальная втулка, овалный вал и овальная втулка. Целью работы является выявление критических значений осевого давления и характеристик НДС деталей, соединенных между собой и, на основе этих данных, определение оптимального варианта соединения. Результаты приведены в виде графиков, рисунков и таблиц.

Ключевые слова: натяг, осевое давление, профильные соединения.

Вступление. На современном этапе развития посадки с натягом применяют в машиностроении и станкостроении, на железнодорожном транспорте, при проектировании артиллерийских систем и в других областях техники. Исчезновение контактного давления является опасным с точки зрения надежности соединения деталей. Целью исследования является выявление критических значений осевого давления, соединенных между собой деталей и, на основе этих данных, определение оптимальных вариантов соединения.

Постановка задачи. В данной работе проводится исследование профильных соединений с натягом, которые находятся под действием осевого давления и определяется наиболее надежный вариант соединения вала с втулкой. Для этого в программном комплексе ANSYS необходимо выполнить следующее:

1 Построить модели семи вариантов профильных соединений с натягом.

2 Получить основные характеристики напряженно-деформированного состояния соединений:

- 2.1 Эквивалентные напряжения в вале и втулке;
- 2.2 Суммарные перемещения в вале и втулке;

2.3 Контактные давления.

3 Провести анализ результатов.

Варианты профильных соединений изображены на рис. 1–7, геометрические размеры приведены в табл.1, характеристики материала – в табл.2.

Критическим осевым давлением, действующим на вал, считается такое минимальное давление, при котором вал минимально смещается относительно втулки в осевом направлении, что в дальнейшем приводит соединение к разрушению.

При построении посадки с натягом в профильных соединениях необходимо произвести наложение поверхностей.

Для сравнительного анализа профильных соединений придерживались следующих условий: во всех видах соединений предполагалось равенство внешних периметров втулок S_1 , равенство периметров посадочных поверхностей S , величина натяга $\delta = 0,12$ мм.

В ходе данной работы с целью минимизации времени проведения одного расчета по возможности рассматривалась наименьшая представительная часть симметричной конструкции с применением граничных условий симметричного закрепления.

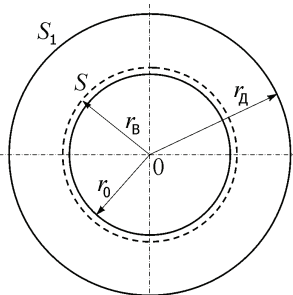


Рисунок 1 – Вариант 1

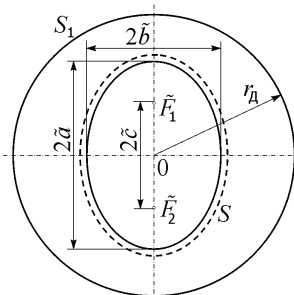


Рисунок 2 – Вариант 2

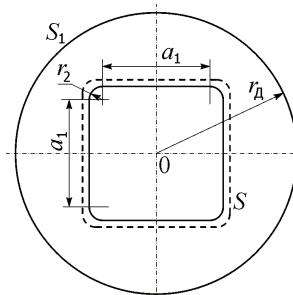


Рисунок 3 – Вариант 3

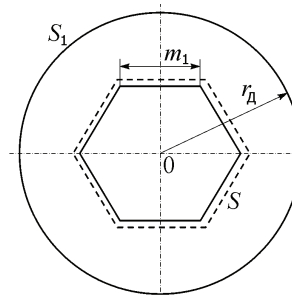


Рисунок 4 – Вариант 4

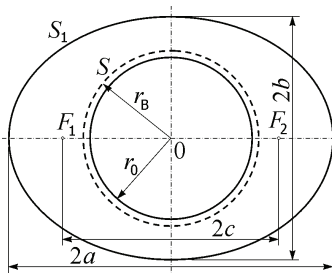


Рисунок 5 – Вариант 5

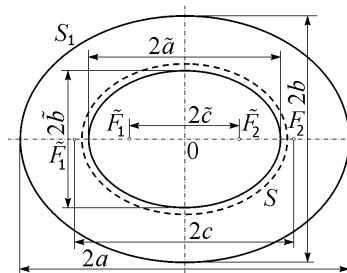


Рисунок 6 – Вариант 6

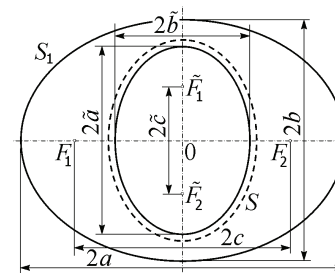


Рисунок 7 – Вариант 7

Таблица 1– Геометрические размеры профильных соединений с натягом

Название геометрического параметра	Значение, мм
Радиус большого круглого отверстия r_0	62
Внешний радиус круглой втулки r_d	110
Периметр зоны контакта S	390
Внешний периметр втулки S_1	691
Большая полуось большого эллипса (втулки) a	122
Малая полуось большого эллипса (втулки) b	97
Расстояние от центра большого эллипса (втулки) до фокуса c	74
Большая полуось малого эллипса \tilde{a}	69
Малая полуось малого эллипса \tilde{b}	55
Расстояние от центра малого эллипса до фокуса \tilde{c}	42
Малый радиус криволинейного квадрата (вала) r_2	14
Длина прямой стороны криволинейного квадрата (вала) a_1	75
Длина стороны шестиугольника m_1	65
Длина втулки $l_{вт}$	120
Длина вала $l_{вал}$	240

Таблица 2 – Характеристики материала

Название физического параметра	Значение для стали 40X
Модуль упругости E , МПа	$2,1 \cdot 10^5$
Коэффициент Пуассона ν	0,3
Плотность ρ , кг/м ³	7800
Предел текучести σ_T , МПа	785
Коэффициент трения μ	0,15

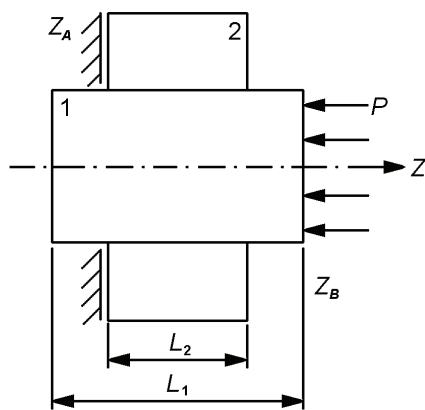


Рисунок 8 – Профильное соединение с натягом под действием осевого давления

При рассмотрении соединения с натягом вала 1 с втулкой 2 (рис. 8), когда вал испытывает внешнее осевое давление P , мы полагаем, что в сечении Z_B вал имеет возможность смещения не только в направлении Z , то есть U_{ZB} , но и в радиальном направлении, то есть V_{RB} , в то же время реакция втулки предполагает отсутствие смещения в осевом направлении в сечении A , то есть $U_{ZA} = 0$, но возможность перемещения в этом сечении в радиальном направлении, то есть $V_{RA} \neq 0$. В связи с этим задача решается в объемной постановке.

Теоретические основы. Поставленная задача моделировалась с помощью МКЭ в ПК ANSYS. Для

решения проблемы использовался стандартный конечный элемент программного пакета – трехмерный восьми узловый объемный элемент, SOLID 45, который имеет три степени свободы в каждом узле. Для создания контактной пары в ПК ANSYS использовались такие конечные элементы: CONTA 172 и TARGE 169.

Решение задачи МКЭ приводит к системе линейных алгебраических уравнений:

$$[K]\{U\} = \{F\}, \quad (1)$$

где $[K]$ – матрица жесткости тела, состоящая из матриц жесткости конечных элементов; $\{U\}$ – вектор-столбец узловых перемещений; $\{F\}$ – вектор приведенной внешней нагрузки.

Формулы для расчета удельного давления на поверхности контакта [1], которыми рекомендуется пользоваться при расчетах в области только упругих деформаций, могут быть представлены в виде $[Н/м^2]$:

$$p = \frac{N_p}{\left(\frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2}\right) \cdot d}, \quad (2)$$

где E_1 та E_2 – модуль упругости; N_p – расчетный натяг.

$$C_1 = \frac{1 + \left(\frac{d_1}{d}\right)^2}{1 - \left(\frac{d_1}{d}\right)^2} - \mu_1; \quad (3)$$

$$C_2 = \frac{1 + \left(\frac{d}{d_2}\right)^2}{1 - \left(\frac{d}{d_2}\right)^2} + \mu_2, \quad (4)$$

где d – номинальный размер соединения; d_1 – внутренний диаметр вала; d_2 – наружный диаметр втулки; μ_1 , μ_2 – коэффициенты Пуассона соответственно вала и втулки.

Анализ полученных результатов. В результате данного исследования были найдены критические значения величины осевого давления семи вариантов профильных соединений с натягом. Ниже представлены полученные результаты в виде групп рисунков. Пояснения к расшифровке нумерации рисунков, изображающих схему профильного соединения и данные расчетов (критическая величина осевого давления, максимальные значения суммарных перемещений, эквивалентных напряжений и контактных давлений), приведены в табл. 3.

Используя полученные данные расчетов напряженно-деформированного состояния семи вариантов соединений, можем определить максимальные значения контактных нагрузок и максимальные значения эквивалентных напряжений (табл. 4) в сечениях $z_7 - z_{19}$ (рис. 30) для вала (табл. 5) и втулки (табл. 6) по одному, двум или трем направлениям в зависимости от конфигурации профильного соединения (рис. 31). Графики распределения в осевом направлении в сечениях $z_7 - z_{19}$ для семи вариантов профильных соединений показаны на рис. 32-40 (контактные давления и

эквивалентные напряжения вала и втулки), графики распределения в окружном направлении в сечениях z₇, z₁₃, z₁₉ – на рис. 41-43. В обозначениях кривых на рис. 32-40 первая цифра обозначает вариант соедине-

ния, вторая – направление, на рис. 41-43 (контактные давления и эквивалентные напряжения вала и втулки) цифра около кривых указывает номер сечения.

Таблица 3 – Расшифровка нумерации рисунков, данные расчетов

№ варианта	Суммарные перемещения, м	Эквивалентные напряжения, Па	Контактные давления, Па	Критическая величина осевого давления, МПа	Максимальное значение суммарных перемещений, м	Максимальное значение эквивалентных напряжений, МПа	Максимальное значение контактного давления, МПа
	Номера рисунков						
1	9	10	11	24,5	14,7·10 ⁻⁵	173	68,6
2	12	13	14	25,5	15,2·10 ⁻⁵	227	81,3
3	15	16	17	29,9	14,5·10 ⁻⁵	366	100
4	18	19	20	35,5	15,6·10 ⁻⁵	460	145
5	21	22	23	24,7	15,4·10 ⁻⁵	183	75,7
6	24	25	26	24,9	15,3·10 ⁻⁵	231	89,4
7	27	28	29	24,9	15,6·10 ⁻⁵	240	66,5

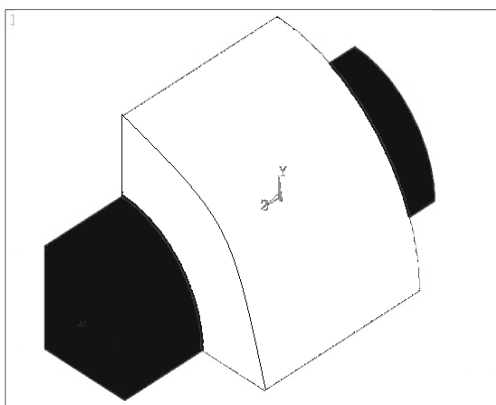


Рисунок 9 – Вариант 1

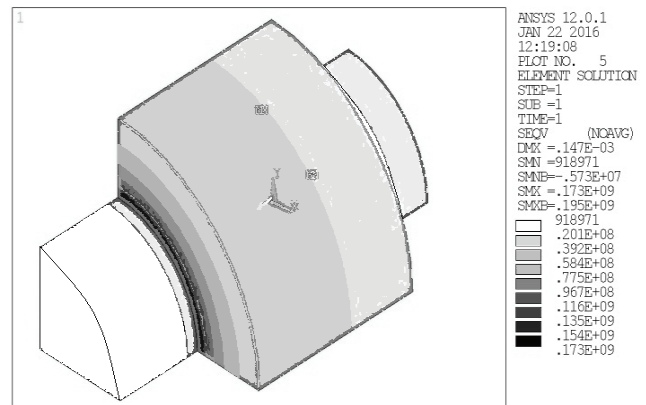


Рисунок 10 – Вариант 1

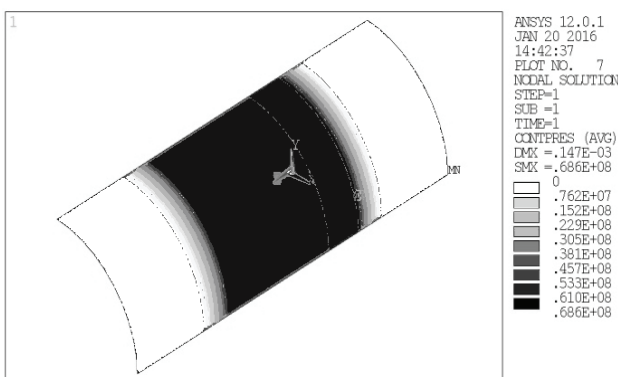


Рисунок 11 – Вариант 1

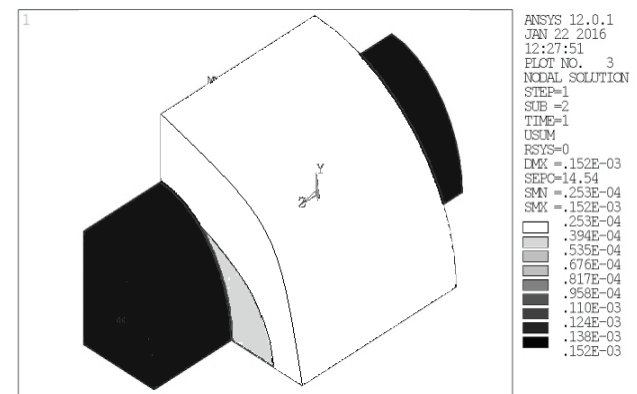


Рисунок 12 – Вариант 2

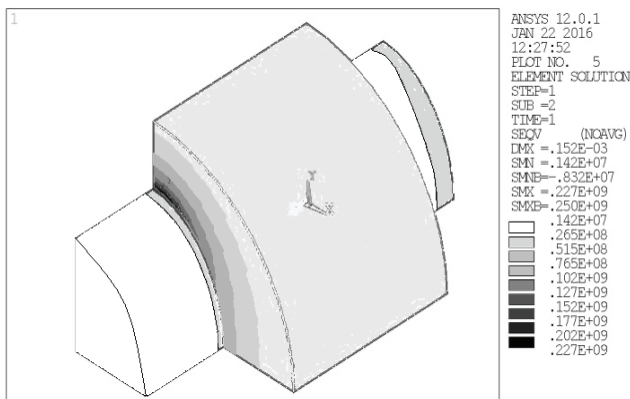


Рисунок 13 – Вариант 2

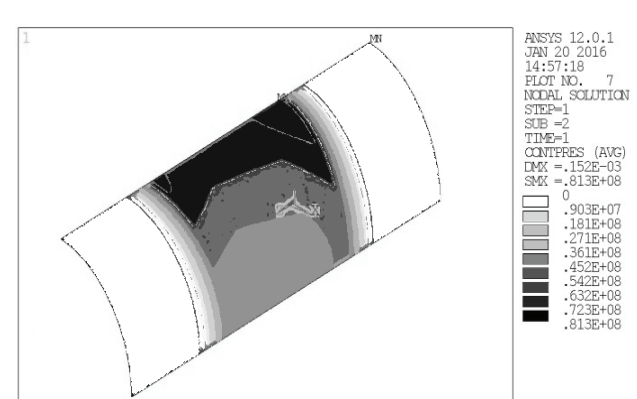


Рисунок 14 – Вариант 2

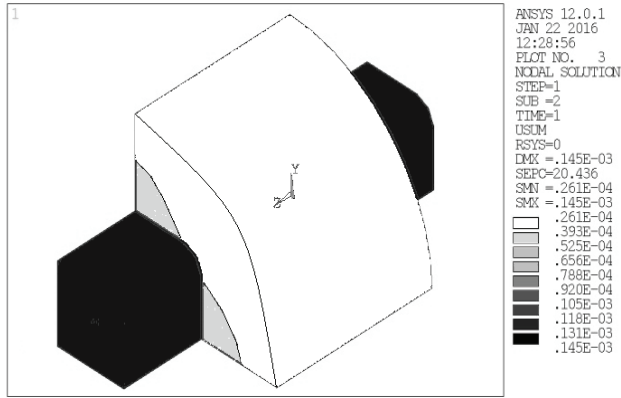


Рисунок 15 – Варіант 3

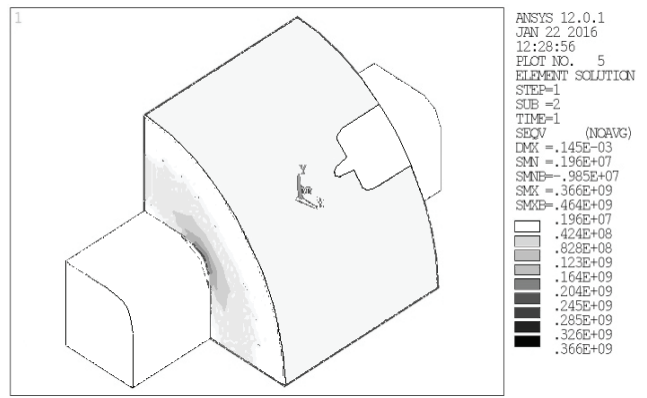


Рисунок 16 – Варіант 3

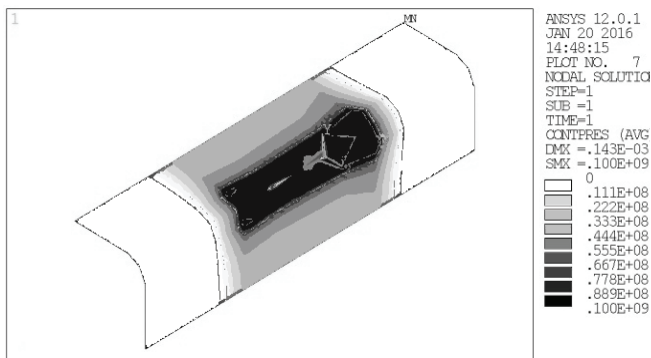


Рисунок 17 – Варіант 3

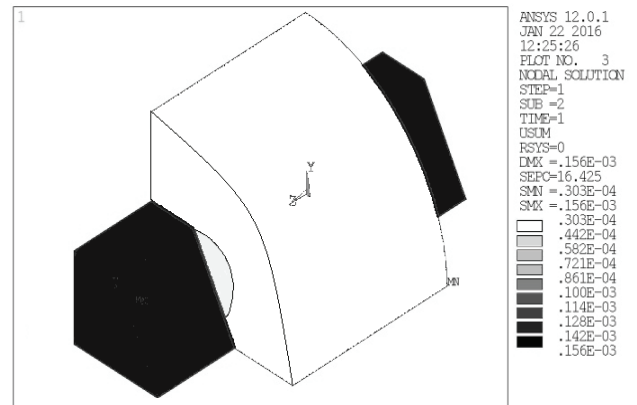


Рисунок 18 – Варіант 4

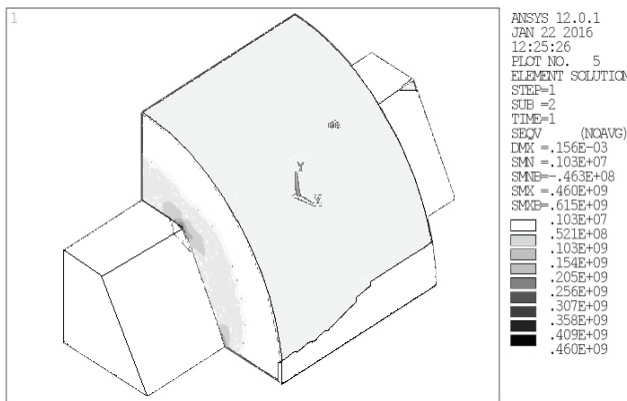


Рисунок 19 – Варіант 4

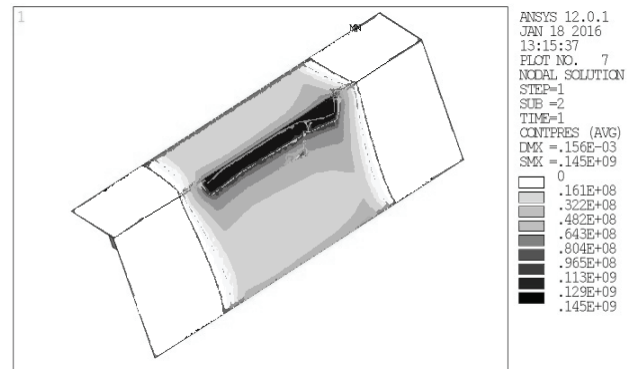


Рисунок 20 – Варіант 4

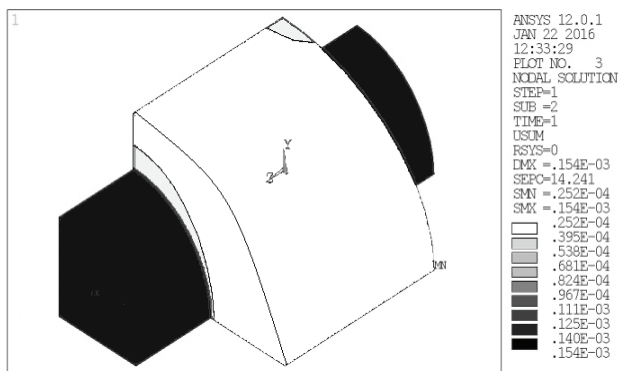


Рисунок 21 – Варіант 5

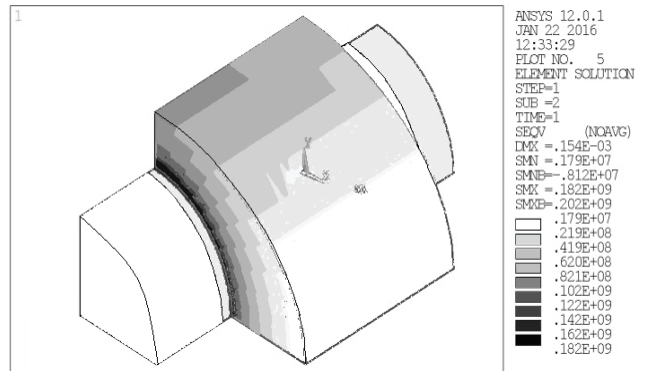


Рисунок 22 – Варіант 5

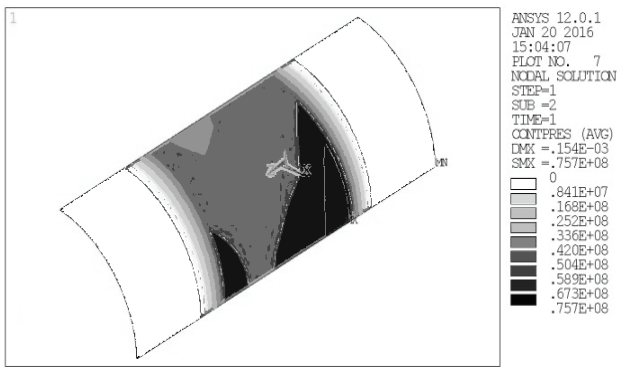


Рисунок 23 – Вариант 5

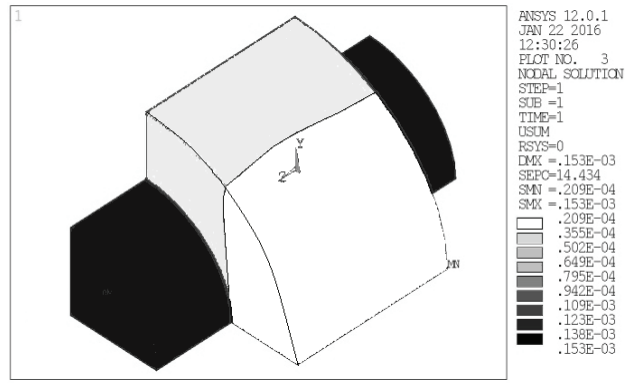


Рисунок 24 – Вариант 6

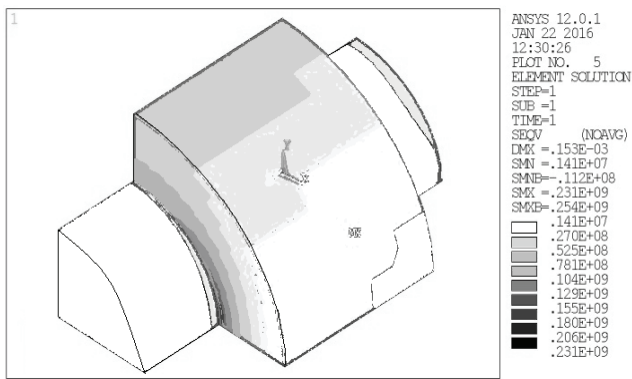


Рисунок 25 – Вариант 6

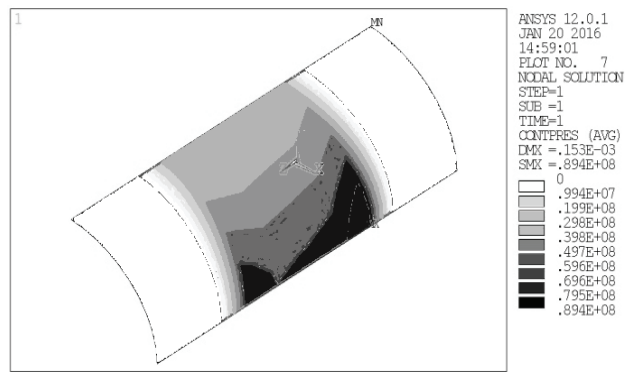


Рисунок 26 – Вариант 6

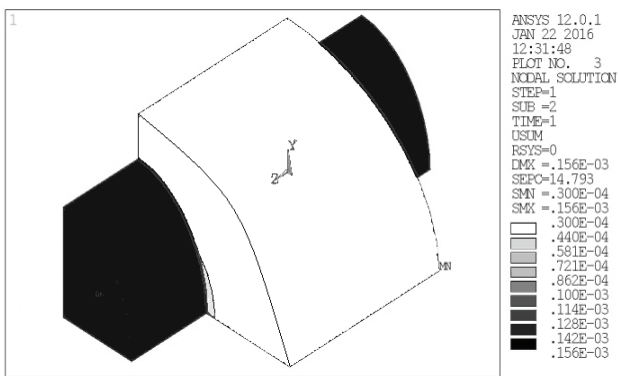


Рисунок 27 – Вариант 7

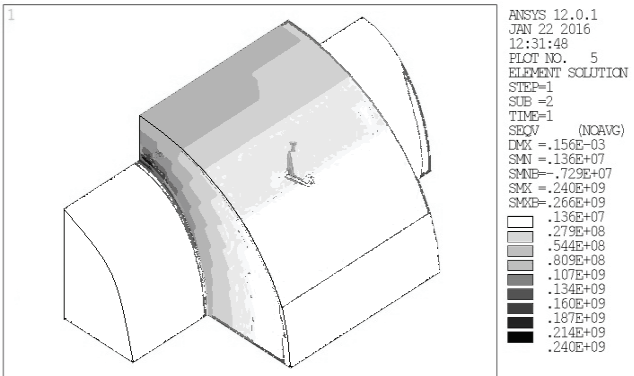


Рисунок 28 – Вариант 7

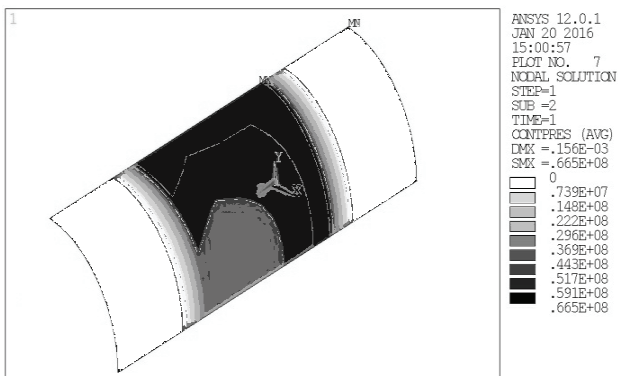


Рисунок 29 – Вариант 7

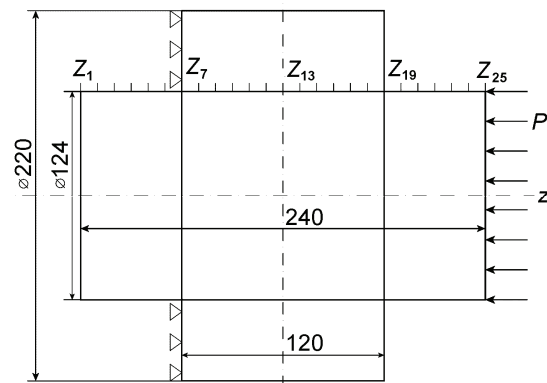


Рисунок 30 – Схема профільного з'єднання з натягом при осевих навантаженнях

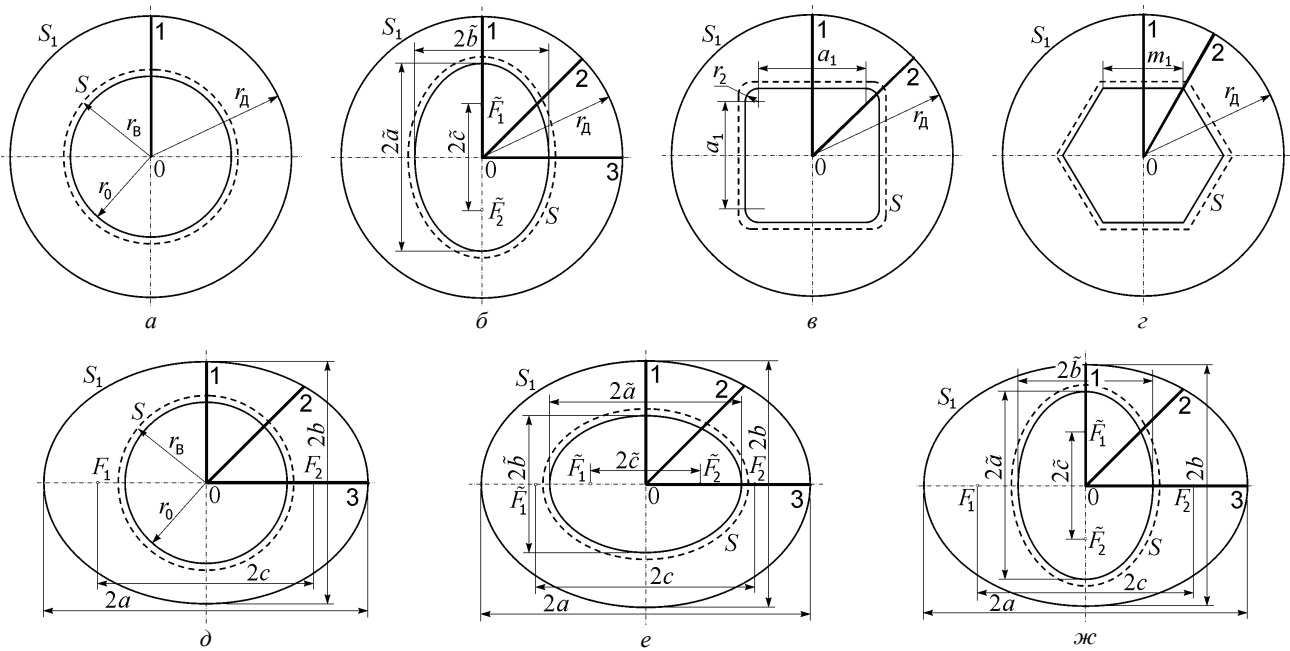


Рисунок 31 – Направления 1, 2, 3 в профильных соединениях:
 а – вариант 1; б – вариант 2; в – вариант 3; г – вариант 4; д – вариант 5; е – вариант 6; ж – вариант 7

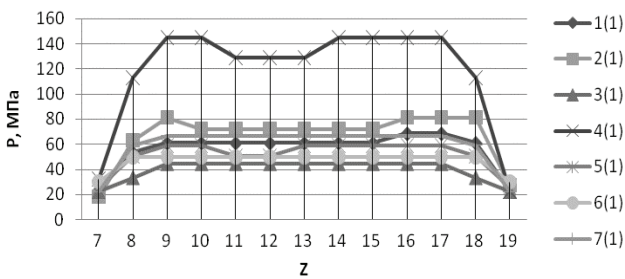


Рисунок 32 – Контактное давление в направлении 1 для вариантов соединения

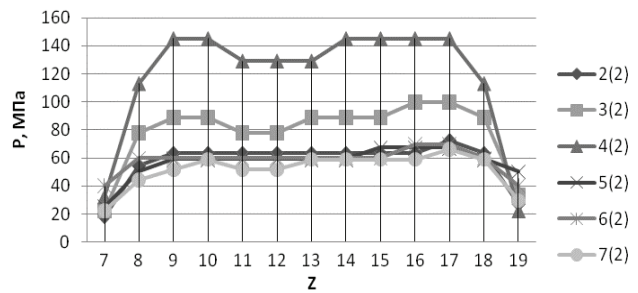


Рисунок 33 – Контактное давление в направлении 2 для вариантов соединения

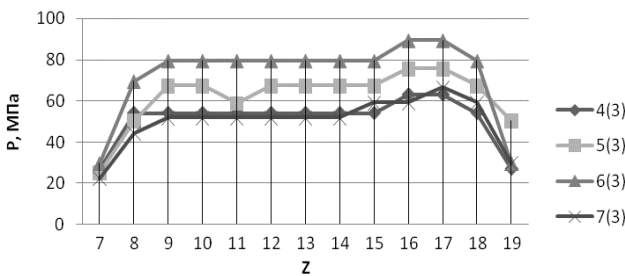


Рисунок 34 – Контактное давление в направлении 3 для вариантов соединения

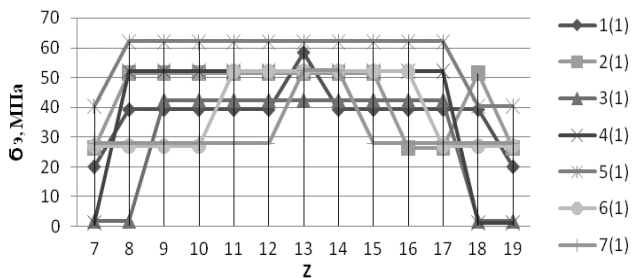


Рисунок 35 – Максимальные значения эквивалентных напряжений σ_e в вале в направлении 1 для вариантов соединения

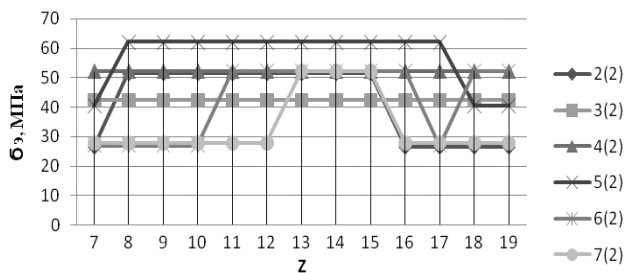


Рисунок 36 – Максимальные значения эквивалентных напряжений σ_e в вале в направлении 2 для вариантов соединения

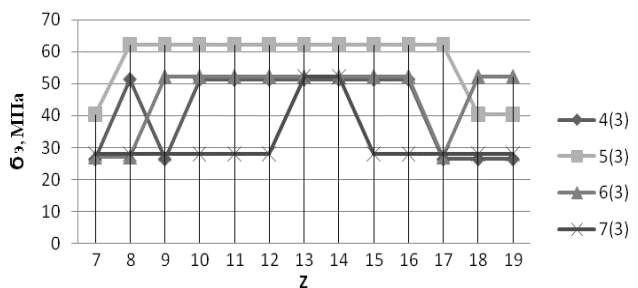


Рисунок 37 – Максимальные значения эквивалентных напряжений σ_e в вале в направлении 3 для вариантов соединения

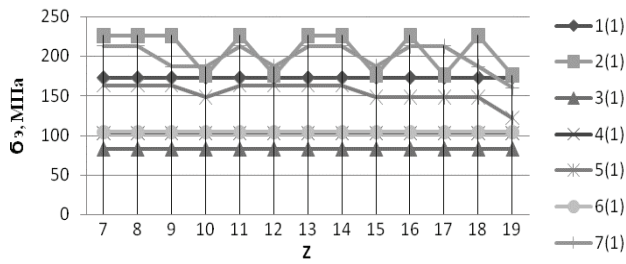


Рисунок 38 – Максимальные значения эквивалентных напряжений σ , во втулке в направлении 1 для вариантов соединения

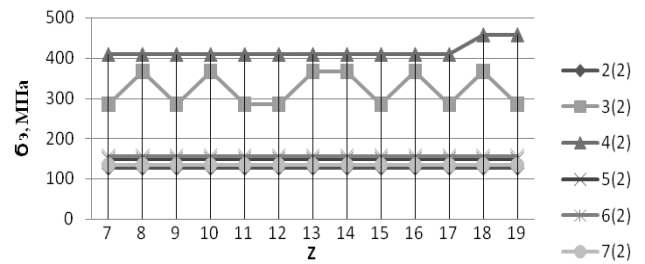


Рисунок 39 – Максимальные значения эквивалентных напряжений σ , во втулке в направлении 2 для вариантов соединения

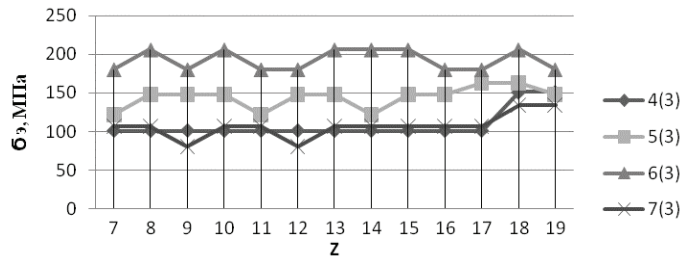


Рисунок 40 – Максимальные значения эквивалентных напряжений σ , во втулке в направлении 3 для вариантов соединения

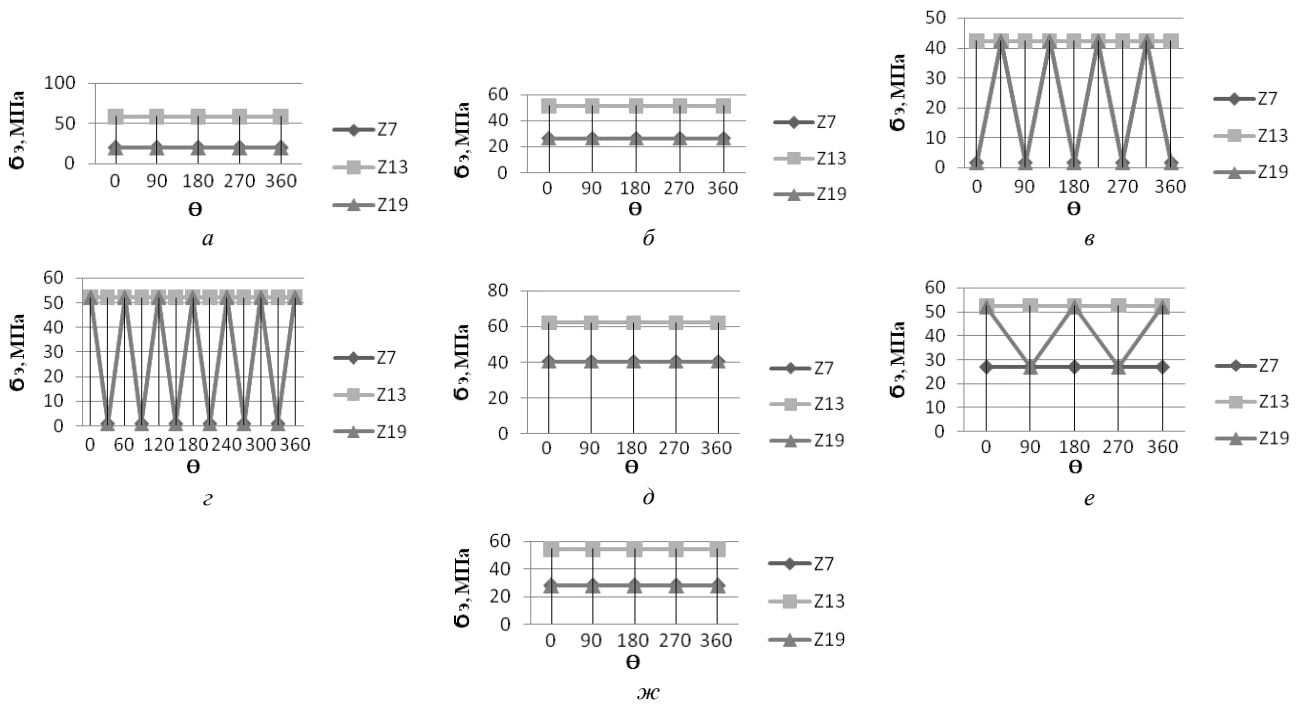


Рисунок 41 – Максимальные значения эквивалентных напряжений в вале в окружном направлении: а – вариант 1; б – вариант 1; в – вариант 3; г – вариант 4; д – вариант 5; е – вариант 6; ж – вариант 7

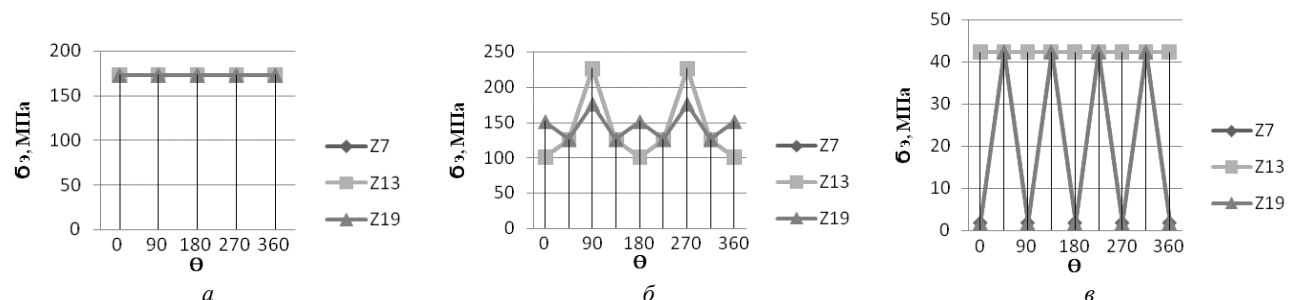
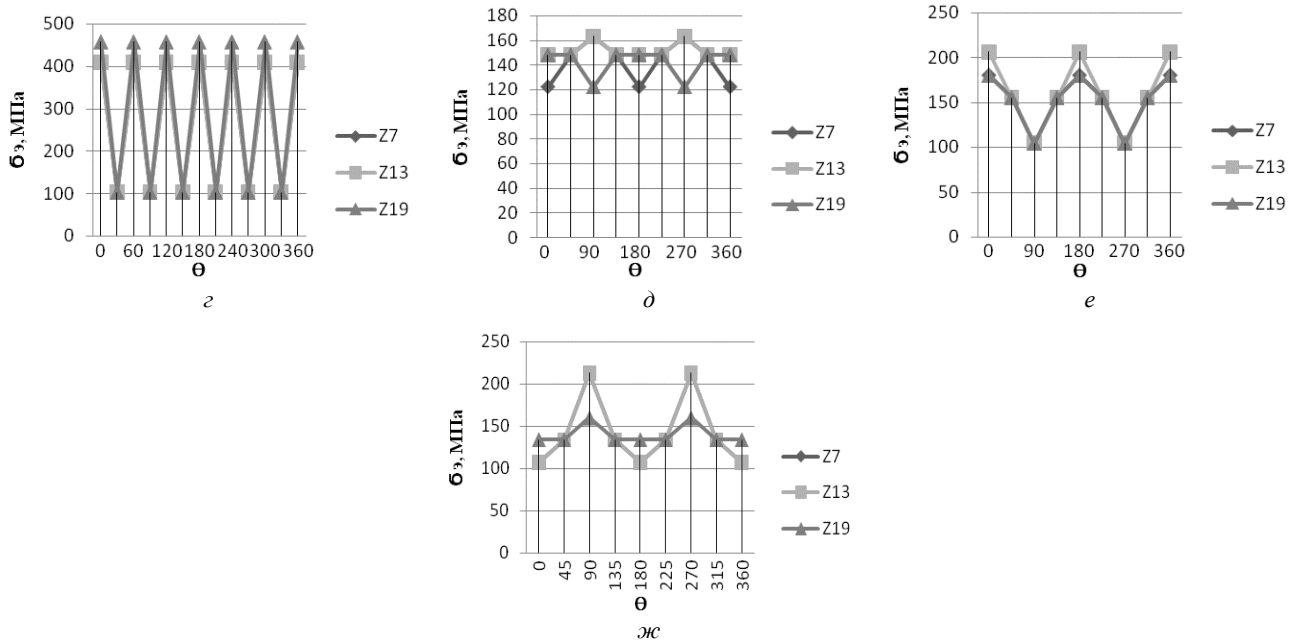


Рисунок 42 – Максимальные значения эквивалентных напряжений во втулке в окружном направлении: а – вариант 1; б – вариант 1; в – вариант 3; г – вариант 4; д – вариант 5; е – вариант 6; ж – вариант 7



Продолжение рисунка 42

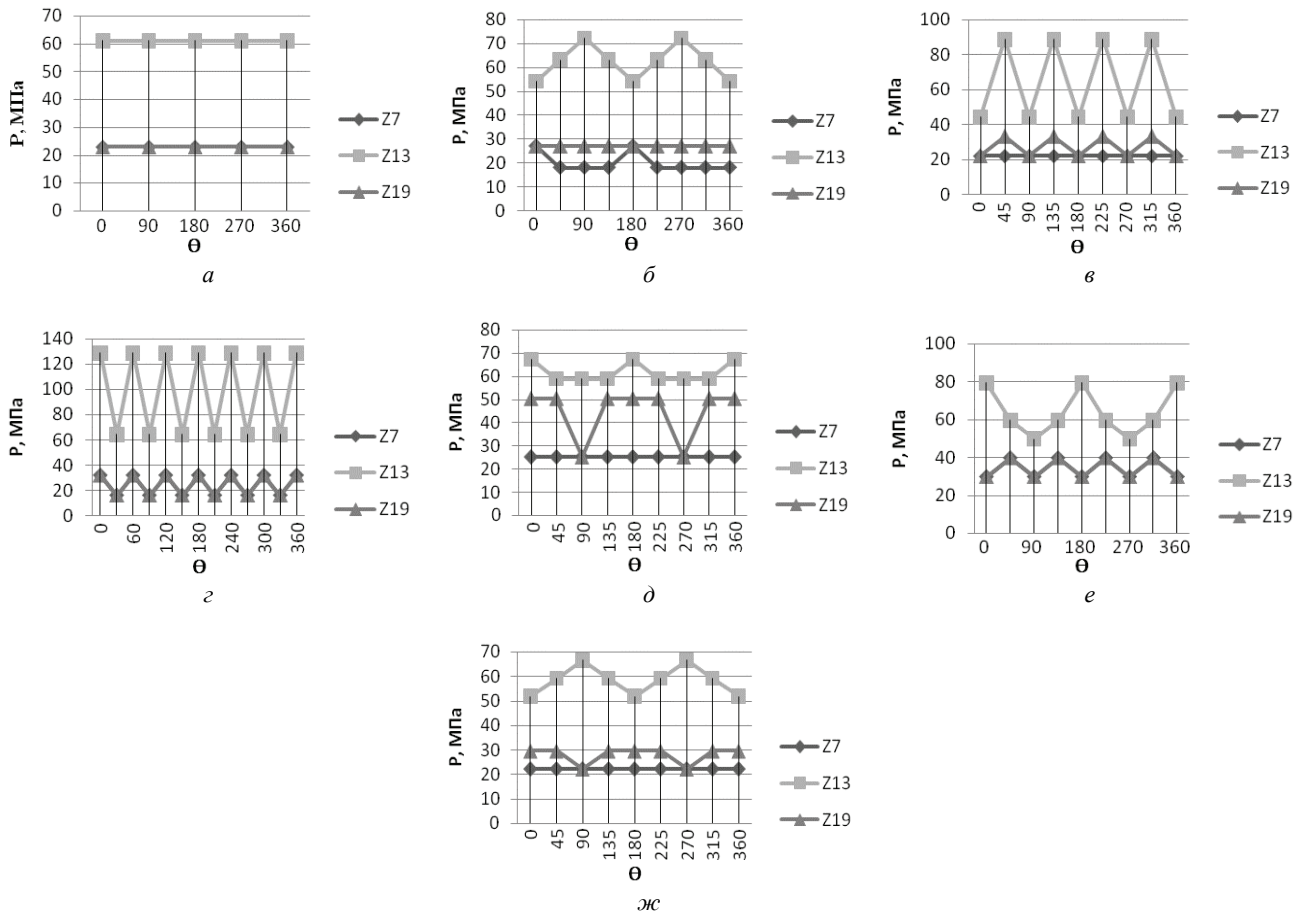


Рисунок 43 – Контактное давление в окружном направлении:

a – вариант 1; б – вариант 1; в – вариант 3; г – вариант 4; д – вариант 5; e – вариант 6; ж – вариант 7

Для проверки правильности проведенных с помощью ПК ANSYS расчетов сопоставлено значение контактного давления варианта 1 соединения круглого вала с круглой втулкой (рис. 1) с аналогичным расчетом, проведенным по формуле (2), получаем:

$$\Delta = \left| \frac{69 \cdot 10^6 - 68,6 \cdot 10^6}{69 \cdot 10^6} \right| \cdot 100\% = 0,583\% . \quad (5)$$

Выводы. В результате данного исследования были получены критические значения осевого давле-

ния, для различных вариантов профильных соединений с натягом и исследовано влияние конфигураций этих соединений на их напряженно-деформированное состояние.

Сравнительный анализ определил оптимальный вариант (шестиугольный вал и круглую втулку), критическое давление которого максимально, соответственно это соединение наиболее надежно под воздействием осевого давления.

Список литературы: 1. Берникер Е.И. Посадка с натягом в машиностроении / Е.И. Берникер. – М.: Машиностроение, 1968. – 168 с. 2. Тарабасов Н.Д. Расчет напряженных посадок в машиностроении / Н.Д. Тарабасов. – М.: Машгиз, 1961. – 264 с. 3. Данилов Д.В. НДС профильных соединений с натягом под действием контактных нагрузок / Д.В. Данилов, А.Г. Андреев // Вісник НТУ «ХПІ». Серія «Динаміка та міцність машин». – 2011. – № 52. – С. 63-76. 4. Данилов Д.В. Сравнительный анализ профильных соединений с натягом под действием центробежных нагрузок при вращении / Д.В. Данилов, А.Г. Андреев // Вісник НТУ «ХПІ». Серія «Динаміка та міцність машин». – 2011. – № 63. – С. 22-35. 5. Данилов Д.В. Сравнительный анализ профильных соединений с натягом под действием температур / Д.В. Данилов, А.Г. Андреев // Вісник НТУ «ХПІ». Серія «Динаміка та міцність машин». – 2012. – № 55. – С. 38-54. 6. Шевченко Р.А. Компьютерное моделирование некоторых типов профильных соединений с натягом при осевых нагрузках / Р.А. Шевченко, А.Г. Андреев // Вісник НТУ «ХПІ». 2014. – № 57. – С. 106-114. 7. Каплун А.Б. ANSYS в руках инженера: Практическое руководство / А.Б. Каплун, Е.М. Морозов, М.А. Олферьева. – М.: Едиториал УРСС, 2003. – 272 с. 8. Чigareв А.В. ANSYS для инженеров: Справочное пособие / А.В. Чigareв, А.С. Кравчук, А.Ф.

Смалюк. – М.: Машиностроение-1, 2004. – 512 с. 9. Басов К.А. ANSYS: справочник пользователя / К.А. Басов. – М.: ДМК Пресс, 2005. – 640 с. 10. Басов К.А. ANSYS в примерах и задачах / К.А. Басов. Под ред. Д.Г. Красковского. – М.: Компьютер Пресс, 2002. – 224 с.

Bibliography (transliterated): 1. Berniker E.I. Posadka s natyagom v mashinostroenii. E.I. Berniker. Moscow: Mashinostroenie, 1968. 168 Print. 2. Tarabasov N.D. Raschet napryazhennykh posadok v mashinostroenii. N.D. Tarabasov. Moscow: Mashgiz, 1961. 264 Print. 3. Danilov D.V. NDS profil'nykh soedinenij s natyagom pod dejstviem kontaktnykh nagruzok. D.V. Danilov, A.G. Andreev. Visnyk NTU "KhPI". 2011. No 52. 63-76 Print. 4. Danilov D.V. Sravnitel'nyj analiz profil'nykh soedinenij s natyagom pod dejstviem centrobezhnykh nagruzok pri vraschenii. D.V. Danilov, A.G. Andreev. Visnyk NTU "KhPI". 2011. No 63. 22-35 Print. 5. Danilov D.V. Sravnitel'nyj analiz profil'nykh soedinenij s natyagom pod dejstviem temperatur. D.V. Danilov, A.G. Andreev. Visnyk NTU "KhPI". 2012. No 55. 38-54 Print. 6. Shevchenko R.A. Komp'yuternoe modelirovanie nekotorykh tipov profil'nykh soedinenij s natyagom pri osevykh nagruzках. R.A. Shevchenko, A.G. Andreev. Visnyk NTU "KhPI". 2014. No 57. 106-114 Print. 7. Kaplun A.B. ANSYS v rukah inzhenera: Prakticheskoe rukovodstvo. A.B. Kaplun, E.M. Morozov, M.A. Olfereva. Moscow: Editorial URSS, 2003. 272 Print. 8. Chigarev A.V. ANSYS dlya inzhenerov: Spravochnoe posobie. A.V. Chigarev, A.S. Kravchuk, A.F. Smalyuk. Moscow: Mashinostroenie-1, 2004. 512 Print. 9. Basov K.A. ANSYS: spravochnik pol'zovatelya. K.A. Basov. Moscow: DMK Press, 2005. 640 Print. 10. Basov K.A. ANSYS v primerah i zadachah. K.A. Basov. Pod red. D.G. Kraskovskogo. Moscow: Komp'yuter Press, 2002. 224 Print.

Поступила (received) 23.12.2015

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Лызько Валерия Сергеевна – студентка, кафедра Динамика и прочность машин, НТУ «ХПИ»; тел.: 093 953 77 05; e-mail: valeri5555@ukr.net

Lyzko Valerya Sergeevna – Student, Department of Dynamics and strength of machines, National Technical University «KPI»; tel.: 093 953 77 05; e-mail: valeri5555@ukr.net

Андреев Арнольд Георгиевич – кандидат технических наук, доцент кафедры «Динамика и прочность машин» НТУ «ХПИ»; тел.: (057) 707-68-79; e-mail: andreev@kpi.kharkov.ua.

Andreev Arnol'd Georgievich – Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, National Technical University «KhPI», Department of Dynamics and Strength of Machines, tel.: (057) 707-68-79; e-mail: andreev@kpi.kharkov.ua.

УДК 519 : 539:534

С. В. КРАСНИКОВ

МОДЕЛЮВАННЯ ТА ДОСЛІДЖЕННЯ ВЛАСНИХ КОЛИВАНЬ ПРОДОЛЬНО АРМОВАНОГО ЕЛЕМЕНТУ ФУНДАМЕНТУ

Розглядаються вібраційні характеристики фундаментів парових турбін. Наведено результати дослідження вібраційних характеристик типового елемента залізобетонного фундаменту. Розглянуто різні варіанти армування залізобетонного елемента фундаменту. Побудовано дві серії моделей типового елемента. Аналіз вібраційних характеристик розглядається з двох точок зору: кількісного та якісного. Проведено розрахунки за тридцятьма варіантами та аналіз отриманих результатів. Було розраховано власні форми коливань та їх частоти. Докладно наведено аналіз власних частот типового елемента. Зроблено висновки щодо схем армування, що мають найбільший вплив на власні коливання. Для моделювання та розрахунків було використано метод скінчених елементів.

Ключові слова: працездатність, вібрація, власні частоти, форми коливань, фундамент, парова турбіна.

Вступ. Енергоблок електростанції складається з устаткування та фундаменту. Більшість з них мають фундаменти, що виготовлено з залізобетону. Ці фундаменти мають значний ресурс, що перевищує аналогічні величини устаткування енергоблоку. Тому при модернізації енергоблоків частково або повністю замінюється лише устаткування. Щодо фундаменту приймається рішення ступеню його придатності до подальшої експлуатації. Значний час експлуатації фундаментів призводить до значних змін структури. Визначення цих змін є складною та дорогою задачею. Внаслідок цих факторів структурні зміни фундаменту є невідомими. Проте вплив структурних змін на жорсткостні та інерційні характеристики фундаменту є важливим елементом оцінки працездатності енергоблоку в цілому [1, 2]. Тому є актуальною задача визначення впливу різних схем армування та вібраційні характеристики фундаменту при наявності значного часу експлуатації.

Мета роботи. Моделювання типового елемента залізобетонного фундаменту енергоблоку та визначення впливу різних схем армування на базові вібраційні характеристики. Об'єкт дослідження – продольно армована залізобетонна балка з квадратним перетином. Предмет дослідження – чутливість власних форм та частот до структурних змін з армування.

Математична та розрахункова модель. Моделювання та розрахунки виконано за допомогою методу скінчених елементів. Загальне рівняння для визначення власних коливань механічної системи має наступний вигляд:

$$[M]\{\ddot{q}\} + [K]\{q\} = 0, \quad (1)$$

де $[M]$ – матриця мас, $[K]$ – матриця жорсткості, $\{q\}$ – вектор переміщень.

Залізобетонні фундаменти складаються зі стін та балок [1 - 8]. Було побудовано п'ять базових моделей типового елемента фундаменту. Параметри моделей представлено у табл. 1. Базові моделі для аналізу вібраційних характеристик показано на рис. 1. Загальний опис конструкції та моделей зроблено в [4].

За моделями 4 та 5 зроблено серії моделей з різною структурою армування. За моделлю 4 з попередніх досліджень [4] взято дві базові моделі 4_1 та 4_5,

що показані на рис.2. За цими моделями 4_1 та 4_5 зроблено моделі з армуванням, що показано на рис. 3 - 5. Моделі, що мають основою модель 5 показано на рис. 6 - 10.

Таблиця 1 – Параметри скінчено-елементних моделей

Номер моделі	Кількість скінчених елементів	Кількість вузлів	Кількість ступенів волі
1	3282	774	2199
2	7218	1606	4575
3	84818	14861	41856
4	65563	11606	32325
5	43020	44206	137295

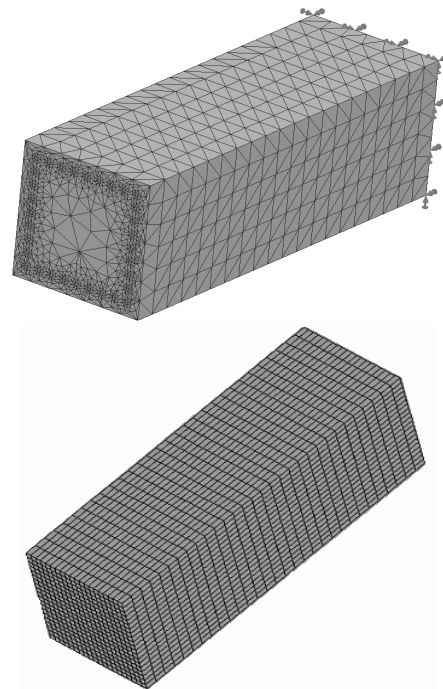


Рисунок 1 – Моделі 4 та 5 для залізобетонного елемента

З рисунків 2 - 10 видно, що моделі серій 4 та 5 мають загальну різницю за щільністю армування. Базові моделі 4 та 5 відрізняються кількістю арматури у два рази. Моделі 4_1 та 4_5 відрізняються орієнтацією армування. Моделі за рис. 2 – 10 мають різну структуру армування, що можна умовно розділити на три групи: відсутність однієї арматури (моделі 4_6, 4_14, 4_15, 5_10 - 5_13), симетричний розподіл армування

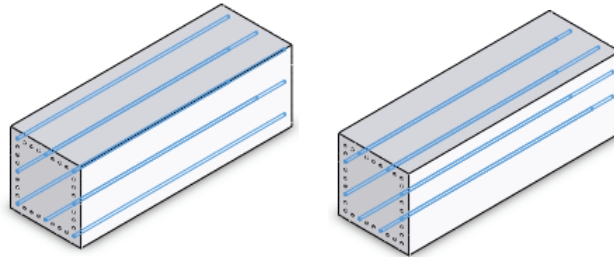


Рисунок 2 – Армування моделей 4_1 та 4_5

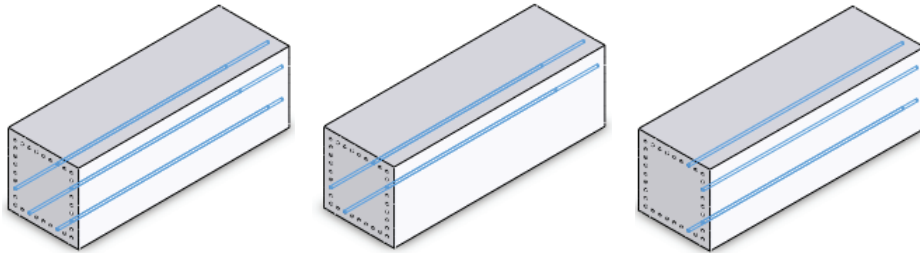


Рисунок 3 – Армування моделей 4_6, 4_7, 4_8

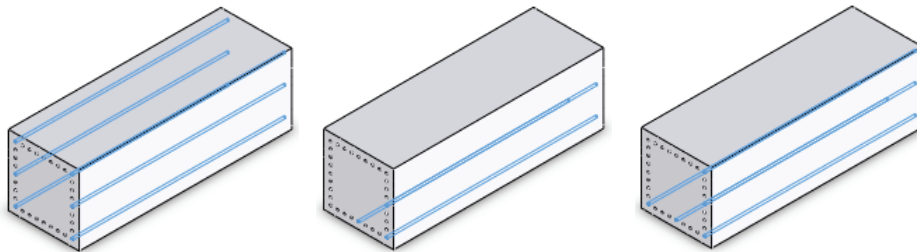


Рисунок 4 – Армування моделей 4_9, 4_10, 4_11

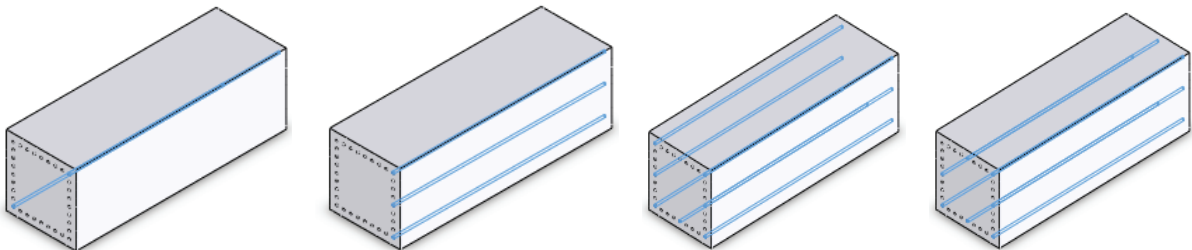


Рисунок 5 – Армування моделей 4_12, 4_13, 4_14, 4_15

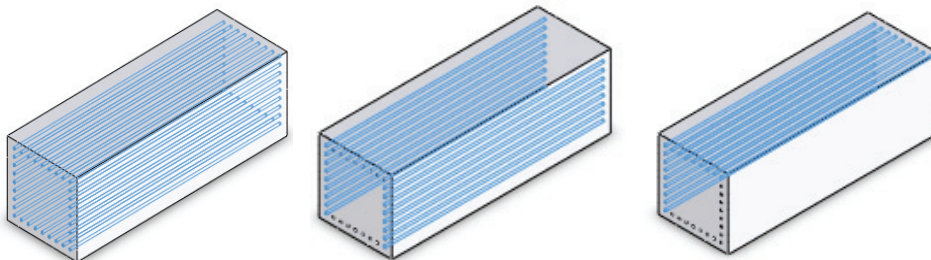


Рисунок 6 – Армування моделей 5_1, 5_2, 5_3

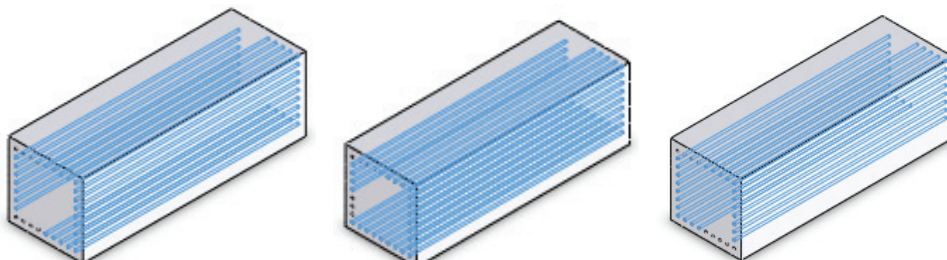


Рисунок 7 – Армування моделей 5_4, 5_5, 5_6

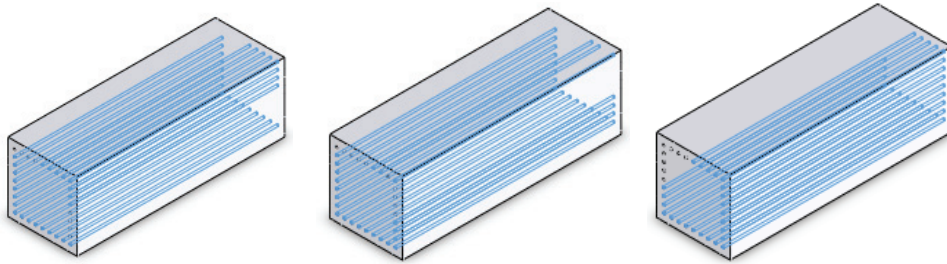


Рисунок 8 – Армування моделей 5_7, 5_8, 5_9

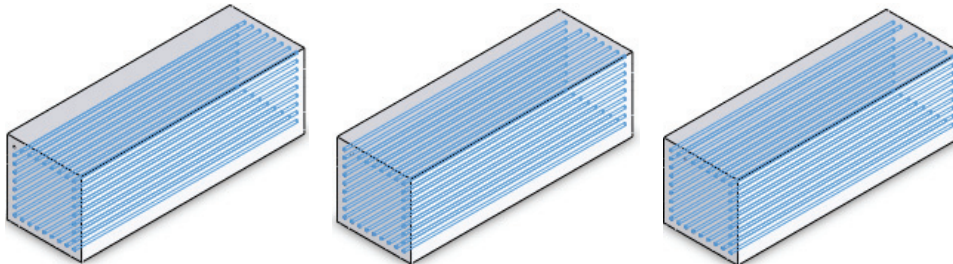


Рисунок 9 – Армування моделей 5_10, 5_11, 5_12

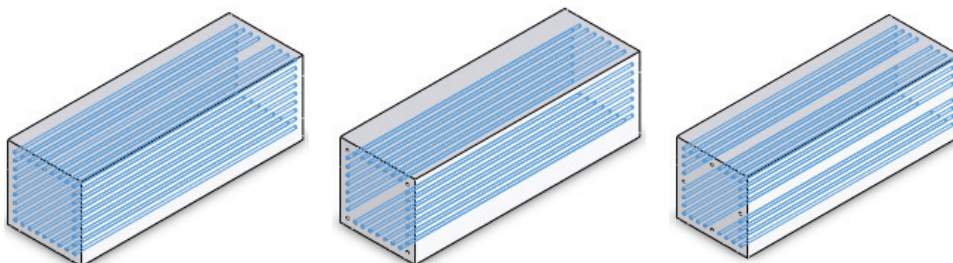


Рисунок 10 – Армування моделей 5_13, 5_14, 5_15

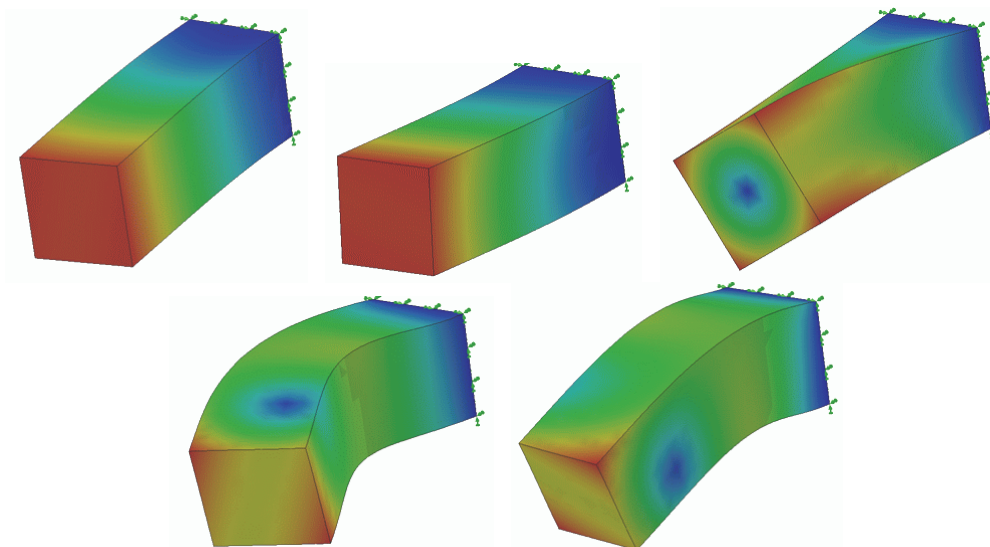


Рисунок 11 – Перші п'ять форм власних коливань

(моделі 4_1 - 4_5, 4_7, 4_9, 4_12, 5_1, 5_2, 5_6, 5_14, 5_15), несиметричний розподіл армування (моделі 4_6, 4_8, 4_10, 4_11, 4_13, 4_14, 4_15, 5_3, 5_4, 5_5, 5_7 - 5_13).

Розрахункові дослідження. За показаними вище моделями зроблено розрахунки власних коливань. Згідно з розмірами конструкції базового елемента до аналізу було взято перші п'ять форм коливань, та їх частоти. Власні форми коливань показано на рис. 11.

Аналіз перших 5 власних форм коливань за моделями 4_1, 4_5, 5_1 (рис. 11) показав їх збіжність та наступні загальні характеристики:

- 1 форма власних коливань є згінною без вузловою;
- 2 форма власних коливань є згінною без вузловою, кратною до першої;
- 3 форма власних коливань є крутильною без вузловою;
- 4 форма власних коливань є згінною з одним вуз-

лом;

5 форма власних коливань є згінною з одним вузлом, кратною до четвертої форми коливань.

Аналіз перших п'яти власних форм коливань за моделями серії 4 показав наступне: симетрична зміна армування на вигляд власних форм не впливає; несиметрична зміна армування на вигляд власних форм майже не впливає, незначні зміни мають четверта та п'ята форми коливань у вигляді зміни на невелику величину положення вузлової точки.

Аналіз власних форм коливань за моделями серії 5 показав, що при симетричній та несиметричній зміні армування вигляд власних форм має зміни. Найменша різниця форм коливань у моделей 5_7, 5_9, 5_10, 5_11, 5_12, 5_13, де вигляд власних форм коливань майже збіжний з моделлю 5_1. Найбільші зміни у моделі 5_3 - перша та друга форма коливань декілька змінили напрямок коливань, вигляд інших форм коливань не змінився. У моделях 5_2, 5_4, 5_5, 5_6, 5_8 зміни мають лише четверта та п'ята форма коливань у вигляді незначного переміщення вузлової точки. Загальні зміни перших п'яти власних форм за моделями серій 4 та 5 мають незначний характер у порівнянні з формами коливань моделей 4_1, 4_5, 5_1, що показані на рис. 11.

Результати розрахунків власних частот за моделями серій 4 та 5 показано у табл. 2 - 3.

Таблиця 2 – Власні частоти за моделями серії 4

Мо- дель	Частота, Гц				
	1	2	3	4	5
4	62,91	62,92	185,0	287,5	287,7
4_1	61,10	61,11	183,7	282,1	282,2
4_2	60,88	60,89	183,2	281,3	281,4
4_3	60,54	60,55	184,2	280,6	280,6
4_4	61,70	61,71	184,1	283,9	284,1
4_5	60,93	60,94	184,0	281,6	281,7
4_6	60,6	61,00	183,9	280,7	281,7
4_7	60,3	61,00	183,8	279,8	281,6
4_8	60,6	60,60	183,9	280,7	280,7
4_9	60,8	61,20	183,5	281,4	282,2
4_10	60,4	60,70	183,8	280,1	281,0
4_11	60,7	61,00	183,6	280,8	281,9
4_12	60,2	61,00	183,4	279,5	280,6
4_13	60,6	60,70	183,6	280,6	280,9
4_14	61,0	61,10	183,6	281,8	282,2
4_15	60,8	61,10	183,8	281,2	282,3

Таблиця 3 – Власні частоти за моделями серії 5

Мо- дель	Частота, Гц				
	1	2	3	4	5
5_1	59,8	59,8	171,9	272,4	272,4
5_2	58,9	59,9	174,0	271,8	274,3
5_3	59,3	59,5	173,8	272,8	273,2
5_4	59,3	59,9	173,1	272,1	273,6
5_5	59,6	59,6	173,1	272,8	272,9
5_6	59,0	60,2	173,1	271,4	274,3
5_7	59,1	60,1	173,1	271,7	274,0
5_8	59,6	59,6	173,1	272,8	272,9
5_9	59,2	60,0	172,3	271,9	273,8
5_10	59,6	59,8	172,1	272,1	272,7
5_11	59,7	59,8	172,1	272,3	272,7
5_12	59,7	59,8	172,0	272,3	272,7

5_13	59,7	59,8	172,0	272,4	272,7
5_14	59,5	59,5	172,7	272,3	272,3
5_15	59,8	59,8	172,3	272,9	272,9

З наведених у табл. 2, 3 даних видно, що власні частоти перекривають діапазон 0 - 270 Гц. Враховуючи робочі частоти існуючих енергоблоків цього діапазону цілком достатньо для аналізу власних частот елементів фундаменту. Порівняння табл. 2 та 3 показує, що збільшення щільності арматури призводить до зменшення значень власних частот. Аналізуючи кожну з табл. 2 та 3 видно, що зі зменшенням кількості арматури значення власних частот зменшується. Найбільші зміни значень власних частот у моделей 4_1, 4_4, 4_9, 4_14, 4_15, 5_2, 5_6. У моделей 4_1, 4_4, 4_9, 5_2, 5_6 розподіл армування симетричний. Моделі 4_14, 4_15 мають відсутність однієї арматури у порівнянні з базовою моделлю 4_1. Відповідні до них моделі серії 5 - 5_13, 5_14 мають одні з найменших змін частот серед моделей своєї серії. Таким чином найбільші зміни власних частот можливі при симетричній різниці структури армування залізобетонних елементів фундаментів.

Висновки. Розроблено дві серії по 15 моделей типового залізобетонного елемента фундаменту з різною структурою армування. Проведено розрахунки власних коливань для всіх моделей. Аналіз власних форм коливань показав, що найбільші зміни при несиметричній зміні структури армування. Найбільші зміни власних форм коливань при підвищеному армуванні та несиметричній зміні структури у два рази (модель 5_3). Аналіз власних частот показав, що їх найбільші зміни можливі при симетричних змінах армування. При меншій щільності армування значні зміни власних частот можливі також при усуненні однієї з арматур, в особливості розташованою у куті перетину балки.

Список літератури: 1. Абашидзе А.И. Фундаменты машин тепловых электростанций / А.И.Абашидзе, Ф.В.Сапожников, А.Т.Казанджян. – М.: Энергия, 1975. – 256 с. 2. Шульженко Н.Г. Численный анализ колебаний систем турбоагрегат-фундамент / Н.Г.Шульженко, Ю.С.Воробьев. – К.: Наукова думка, 1991. – 232 с. 3. Жовдак В.О. Моделирование фундамента для многокорпусного турбоагрегата / В.О.Жовдак, С.В.Красников, А.В.Торяник, О.С.Степченко // Вісник НТУ «ХП». Серія: Динаміка і міцність машин. – Х.: НТУ «ХП», 2008. – № 36. – С. 81-88. 4. Красников С.В. Моделирование та дослідження міцності продольно армованого елемента фундаменту / С.В.Красников // Вісник НТУ «ХП». Серія: Динаміка і міцність машин. – Х.: НТУ «ХП», 2015. – № 55. – С. 47-49. 5. HITACHI. Turbine and Generator Foundation Design and construction & recommendation. – Tokyo: Japan, 2009. – 104 p. 6. Adhikari Sukanta Turbo-Generator Foundation / Sukanta Adhikari // Structural Engineering Forum of India. – New Delhi: SEFI, 2010. – P. 1-19. 7. Chowdhury Indrajit Dynamics of Structure and foundation a unified approach / Chowdhury Indrajit, Dasgupta P. Shambhu. – Leiden: CRC Press, 2009. – 616 p. 8. Gu Ping New dynamic participation factor for turbine generator foundation Practice Periodical on Structural Design and Construction / Gu Ping. – VA.: American Society of Civil Engineers, 2009. – № 15 (1). – P. 54-62. 9. Zhiqiang Hu A Seismic Analysis on Steam Turbine Considering Turbine and

Foundation Interaction / Zhiqiang Hu, Wei Wang, Puning Jiang, Qinghua Huang, Jianhua Wang, Sihua Xu, Jin He and Lei Xiao // ASME Turbo Expo 2014: Turbine Technical Conference and Exposition Volume 1B.-Düsseldorf: International Gas Turbine Institute, 2014. – PP. V01BT27A041, 8 pages. **10.** Turnbull Alan Corrosion pitting and environmentally assisted small crack growth / Alan Turnbull // Proceedings. Mathematical, Physical, and Engineering Sciences. – London: The Royal Society, 2014. – PP. 20140254, 19 pages.

Bibliography (transliterated): **1.** Abashidze A.I. Fundamenty mashin teplovykh elektrostancij. A.I.Abashidze, F.V.Sapozhnikov, A.T.Kazandzhyan. Moscow: Energiya, 1975. 256 Print. **2.** Shul'zhenko N.G. Chislennyj analiz kolebanij sistem turboagregat-fundament. N.G.Shul'zhenko, Yu.S.Vorob'ev. Kyiv: Naukova dumka, 1991. 232 Print. **3.** Zhovdak V.O. Modelirovanie fundamenta dlya mnogokorpusnogo turboagregata. V.O.Zhovdak, S.V.Krasnikov, A.V.Toryanik, O.S.Stepchenko. Visnyk NTU "KhPI". Seriya: Dynamika i micnist' mashyn. Kharkiv: NTU "KhPI", 2008. No 36. 81-88 Print. **4.** Krasnikov S.V. Modelyuvannya ta doslidzhennya micnosti prodol'no armovanoho elementu fundamentu. S.V.Krasnikov. Visnyk NTU "KhPI". Seriya: Dynamika i micnist' mashyn. Kharkiv:

NTU "KhPI", 2015. No 55. 47-49 Print. **5.** HITACHI. Turbine and Generator Foundation Design and construction & recommendation. Tokyo: Japan, 2009. 104 Print. **6.** Adhhikari Sukanta Turbo-Generator Foundation. Sukanta Adhhikari. Structural Engineering Forum of India. New Delhi: SEFI, 2010. 1-19 Print. **7.** Chowdhury Indrajit Dynamics of Structure and foundation a unified approach. Chowdhury Indrajit, Dasgupta P. Shambhu. Leiden: CRC Press, 2009. 616 Print. **8.** Gu Ping New dynamic participation factor for turbine generator foundation Practice Periodical on Structural Design and Construction. Gu Ping. VA.: American Society of Civil Engineers, 2009. No 15 (1). 54–62 Print. **9.** Zhiqiang Hu A Seismic Analysis on Steam Turbine Considering Turbine and Foundation Interaction. Zhiqiang Hu, Wei Wang, Puning Jiang, Qinghua Huang, Jianhua Wang, Sihua Xu, Jin He and Lei Xiao. ASME Turbo Expo 2014: Turbine Technical Conference and Exposition Volume 1B.-Düsseldorf: International Gas Turbine Institute, 2014. V01BT27A041, 8 pages Print. **10.** Turnbull Alan Corrosion pitting and environmentally assisted small crack growth. Alan Turnbull. Proceedings. Mathematical, Physical, and Engineering Sciences. London: The Royal Society, 2014. 20140254, 19 pages Print.

Надійшла (received) 21.12.2015

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Красніков Сергій Васильович, кандидат технічних наук, доцент, Харківській національній автомобільно-дорожній університет: тел. (+038057) 707-37-30; e-mail: vsevkr@yandex.ru

Krasnikov Sergij Vasylovych, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, Kharkiv National Automobile and Highway University: phone (+038057) 707-37-30; e-mail: vsevkr@yandex.ru

УДК 621.375

Г. Ю. МАРТИНЕНКО, О. М. МАРУСЕНКО

ОСОБЛИВОСТІ АВТОМАТИЗАЦІЇ ПАРАМЕТРИЧНОГО МОДЕЛЮВАННЯ ДИНАМІКИ РОТОРІВ ВІДЦЕНТРОВИХ КОМПРЕСОРИВ ЗА ДОПОМОГОЮ РІЗНИХ МОДЕЛЕЙ

Проведено аналіз власних частот і форм коливань моделей ротора, побудованих і розрахованих за допомогою програмних комплексів машинобудівного призначення. Розроблено програмний продукт для побудови моделей ротора, проведення розрахунків їх динамічних характеристик з наочним представленням результатів. Програма забезпечує зв'язок з макросом і програмним комплексом для проведення розрахунку, а також з браузером для перегляду отриманих результатів.

Ключові слова: динаміка ротора, магнітні підшипники, критичні швидкості, параметричне моделювання.

Вступ. Широка область застосування відцентрових компресорів призводить до невеликої серійності їх випуску і різноманітності конструктивних рішень компресорів. При розробці нових конструкцій експериментальна перевірка має особливе значення, займає багато часу та потребує значних коштів. Правильний вибір методів розрахунку та проектування значно скорочує тривалість і вартість експериментів для отримання необхідних якостей компресорів [1-3]. Тому актуальною задачею є параметричне моделювання складних конструкцій та його автоматизація, що проводиться на основі існуючих спеціалізованих програмних пакетів – систем автоматизованого проектування та інженерного аналізу.

Одним з основних елементів відцентрового ком-

пресора є ротор (вал з робочими колесами та іншими навісними елементами), який зазвичай працює на високих швидкостях обертання. При використанні таких роторів необхідно враховувати особливості їх конструкцій і поведінки під дією різних навантажень [4, 5]. Актуальною задачею стає вибір найбільш раціональних конструкцій ротора та способів їх обпирання. Існують як контактні так і безконтактні системи обпирання роторів. В роботі розглядаються конструкції ротора з жорсткими та пружними опорами [6, 7]. Пружні опори представляють собою масляні підшипники ковзання з пружними вкладками або магнітні підшипники.

Аналіз роторної динаміки в різних програмних комплексах розширює об'єм отриманих результатів,

що пояснюється можливостями та спеціалізацією кожного програмного комплексу (ПК).

Мета роботи – проведення порівняльного аналізу динамічної поведінки ротора з різним типом опирання та створення інтегрованого програмного продукту для автоматизації параметричного моделювання ротора відцентрового компресора, проведення розрахунків його динамічних характеристик. Аналіз конструкцій проводиться в різних спеціалізованих програмних комплексах.

Для досягнення мети в роботі розглядається турбоблок агрегату для перекачки газу, що містить відцентровий компресор, одним з основних елементів якого є ротор в системі пружно-демпферних опор. Проводиться побудова об'ємної та балково-масової моделей ротора відцентрового компресора. Об'ємна модель наводиться в двох варіантах - на жорстких та пружних опорах, що представляють собою підшипники ковзання або активні магнітні підшипники. Побудова балково-масової моделі ротора передбачає також пружні опори. Розроблення інтегрованого програмного продукту дасть змогу автоматично будувати балково-масові моделі ротора з різними параметрами та проводити аналіз їх динамічної поведінки з мінімальними затратами часу.

Методи дослідження. Більшість відомих спеціалізованих програмних комплексів базуються на методі скінченних елементів. Загальне рівняння для визначення динамічної поведінки конструкції ротора мають вигляд:

$$[M]\{\ddot{u}\} + ([C] + [G])\{\dot{u}\} + ([K] + [B])\{u\} = \{F\}, \quad (1)$$

де $[M]$ – матриця мас; $[C]$ – матриця демпфування; $[K]$ – матриця жорсткості; $[G]$ – гіроскопічна матриця; $[B]$ – матриця демпфування, пов'язаного з обертальним рухом; $\{\ddot{u}\}$ – вектор вузлових прискорень; $\{\dot{u}\}$ – вектор вузлових швидкостей; $\{u\}$ – вектор вузлових переміщень.

З метою визначення динамічних характеристик ротора в роботі вирішується задача розрахунку власних частот і форм коливань за допомогою рівняння виду:

$$([K] - \omega^2[M])\{u\} = 0. \quad (2)$$

Пошук амплітудно-частотних характеристик ротора урахує зовнішні навантаження, що представляють собою відцентрові сили, проекції яких на осі системи координат Y і Z (перпендикулярні осі валу) та змінюються в протифазі за гармонійним законом:

$$F_y = \omega^2 F (\cos \alpha \cos \omega t + \sin \alpha \sin \omega t),$$

$$F_z = \omega^2 F (\cos \alpha \sin \omega t + \sin \alpha \cos \omega t), \quad (3)$$

$$F = m_e e,$$

де m_e – невідносна маса; e – ексцентриситет; α – фаза невідношеності; ω – кутова швидкість обертання.

Побудова моделей. Компресор агрегату для перекачки газу (ГПА) зображено на рис. 1 [8], його ротор складається з валу, на якому розташовано: півмуфта, цапфи підшипників, робочі колеса 1-ї та 2-ї ступені, думіс, упорний диск осьового підшипника.

півні, думіс, упорний диск осьового підшипника.

Побудова фізичної моделі включає в себе ідеалізацію властивостей конструкції і зовнішніх навантажень. При побудові об'ємної моделі деталі створювалися окремо, а їх компонування дозволяє отримати повноцінну модель.

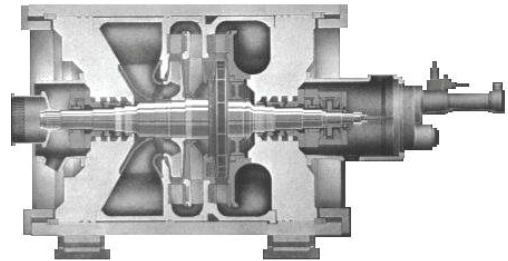


Рисунок 1 – Поздовжній розріз компресора ГПА

В конструкції використовуються наступні матеріали: вал, навісні елементи (крім цапф підшипників) – сталь конструкційна легована; цапфи підшипників – сталь електротехнічна.

Різні типи опор обумовлюють різницю значень частот і амплітуд коливань роторів. Використання пружних опор дозволяє знизити амплітуди коливань ротора за рахунок виникнення ефекту самоцентрування. За допомогою варіювання жорсткістю і демпфувальними властивостями підшипників можна досягнути зниження порогу зони підвищених вібрацій, звуження даної зони та зменшення амплітуд коливань [6]. Тому в роботі розглядаються дві об'ємні моделі ротора з опорами різного типу, а саме модель ротора на жорстких опорах та модель на пружних опорах.

Початковий розрахунок проведено для об'ємної моделі із жорсткими опорами, що передбачає закріплення в радіальному напрямку на цапфах та обмеження переміщень в поздовжньому напрямку на упорному диску (рис. 2).

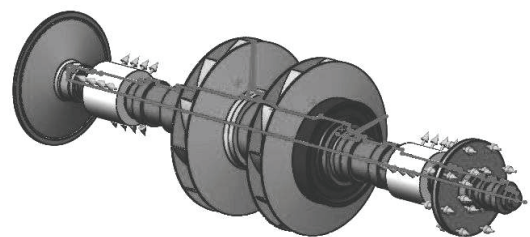


Рисунок 2 – Об'ємна модель ротора на жорстких опорах

Об'ємна модель ротора на пружних опорах передбачає пружний зв'язок між цапфами підшипників, що закріплені на валу ротора, та їх нерухомими обоймами. На циліндричних та плоских гранях обойм підшипників – жорстке закріплення (рис. 3).

Для побудови балково-масової моделі ротора на пружних опорах, що імітують дію активних магнітних підшипників створено макрос (набір команд з параметрами). Блок-схема макросу зображена на рис. 4. Прямі ділянки валу ротора будуються балковими елементами, а навісні елементи – зосередженими масами з моментами інерції. Значення мас та моментів інерції розрахунково може бути отримано із об'ємної моделі.

Дію магнітів замінено дією пружних елементів з визначеною жорсткістю. Граничні умови для створеної моделі полягають в жорсткому закріпленні вільних вузлів пружних елементів (рис. 5).

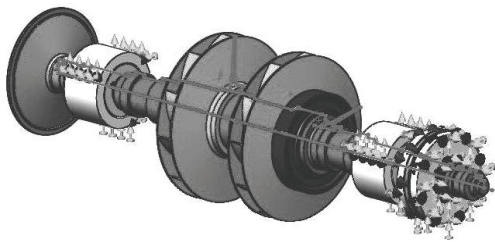


Рисунок 3 – Об’ємна модель ротора на пружних опорах

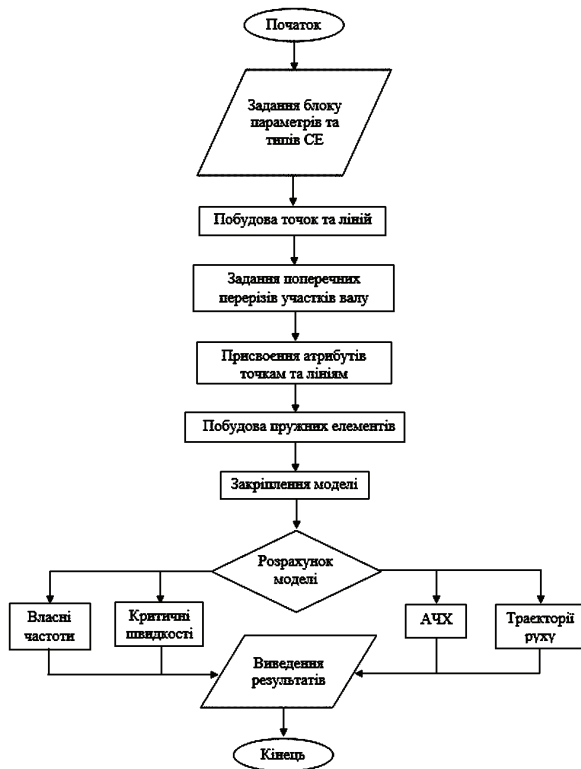


Рисунок 4 –Блок-схема макросу

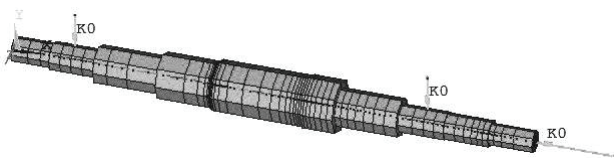


Рисунок 5 – Балково-масова модель на пружних опорах

Результати розрахунків. Забезпечення раціонального балансу між точністю та часом, необхідним на кожен розрахунок, потребує підбору розмірності скінченно-елементної сітки. В роботі проведено верифікацію, тобто на різній розмірності сітки здійснено серію розрахунків власних частот коливань об’ємної моделі. В результаті отримана скінченно-елементна модель, для якої похибка, обумовлена сітковою дискретизацією, не перевищувала 0,5 %.

Порівняння власних частот коливань об’ємних

моделей ротора з жорстким та пружним обпиранням наведено в табл. 1. Використання пружних опор зменшує частоту коливань ротора.

Результати розрахунку власних частот коливань роторів у об’ємної моделі на пружних опорах та балково-масової моделі також різні, що відображено в табл. 2. Форми коливань моделей ротора на власних частотах наведено в табл. 3.

Таблиця 1 – Порівняння власних частот коливань об’ємної моделі з різним типом обпирання

№	Власні частоти коливань ротора на жорстких опорах, Гц	Власні частоти коливань ротора на пружних опорах, Гц	Розбіжність, %
1	147,61	81,06	45,1
2	289,28	189,52	34,5
3	465,77	213,21	54,2

Таблиця 2 – Порівняння власних частот коливань об’ємної та балково-масової моделей на пружних опорах

№	Власна частота (об’ємна модель), Гц	Власна частота (балково-масова моделі), Гц	Розбіжність, %
1	81,06	78,97	2,6
2	189,52	178,248	5,9
3	162,9	192,749	15,4
4	213,21	247,365	13,8

Порівняльний аналіз власних частот коливань показує, що перші дві частоти об’ємної моделі є більшими ніж у балково-масової, наступні дві – навпаки. Це пояснюється урахуванням деформованості навісних елементів при розрахунках об’ємної моделі.

Балково-масова модель ротора дозволяє отримати згинальні та поздовжні частоти і форми коливань ротора. Об’ємна модель будувалась з урахуванням детальної геометрії всіх навісних елементів, що дозволило додатково отримати частоти і форми з урахуванням деформованості навісних елементів. Тому для однакових форм розбіжності значень власних частот ротора, що отримані в різних програмних комплексах, відрізняються в межах від 2,6 % до 15,4 % залежно від номера частоти. Розбіжність частот обумовлена урахуванням деформованості навісних елементів при розрахунках об’ємної моделі ротора у порівнянні з результатами розрахунку балково-масової моделі, яка замінює навісні елементи зосередженими масами з моментами інерції.

Програмний продукт. Для автоматизації моделювання роторів на пружних опорах і проведення варіантних динамічних аналізів його поведінки розроблено програмний продукт на об’єктно-орієнтованій мові програмування. Розроблений програмний продукт дає можливість за допомогою зміни мінімальної кількості фізичних та геометричних параметрів забезпечити автоматизовану побудову моделі ротора, провести розрахунки власних частот коливань, критичних швидкостей обертання з діаграмами Кемпбела, побудувати амплітудно-частотні характеристики (АЧХ) та орбіти руху ротора, відобразити результати розрахунків. Застосовано інтегровану середу розробки

Таблиця 3 – Форми коливань ротора

№	Форма		
	Об'ємна модель на жорстких опорах	Об'ємна модель на пружних опорах	Балково-масова модель на пружних опорах
1			
2			
3			
4			

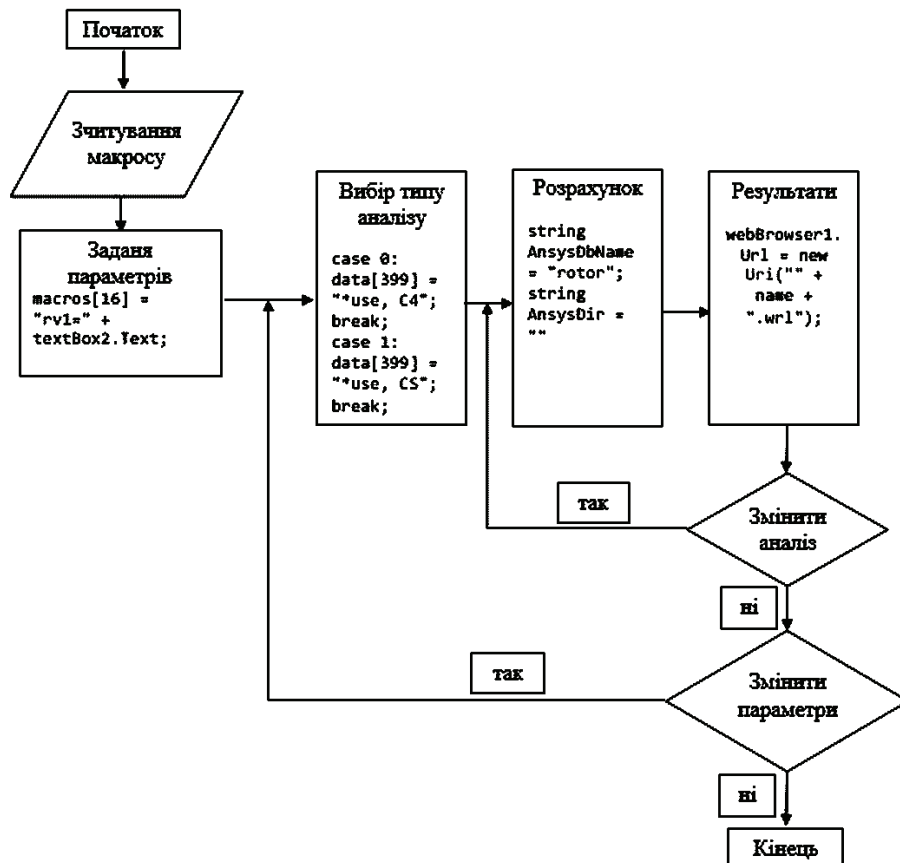


Рисунок 6 – Блок-схема програми

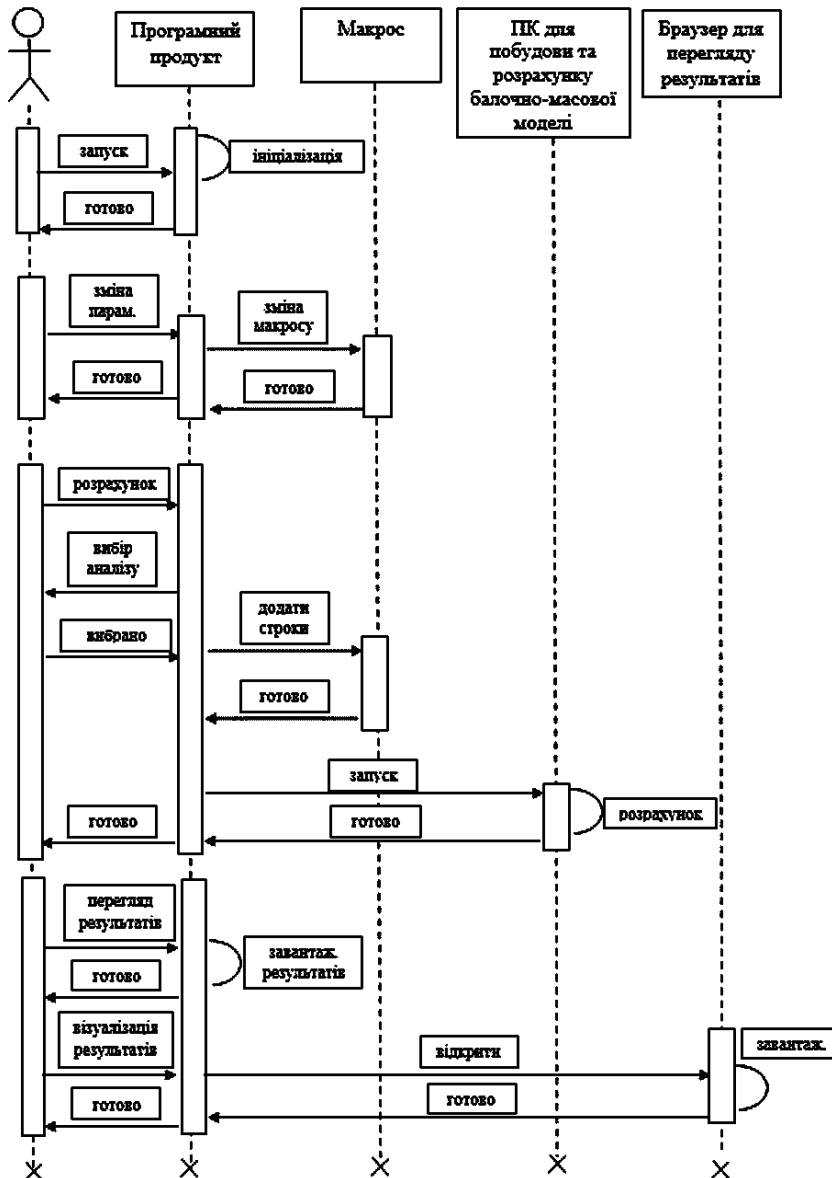


Рисунок 7 – Діаграма послідовності

програмного забезпечення, за допомогою якої здійснено взаємодію з ПК для побудови і розрахунку балково-масової моделі та браузером для перегляду результатів.

Робота програми передбачає задання вихідних параметрів, побудову моделі, проведення певного аналізу, виведення результатів, надає можливість зміни типу розрахунку та параметрів. В загальному вигляді блок-схема програми зображена на рис. 6.

Так як в результаті роботи програми співпрацюють декілька об'єктів, то їх взаємодію, впорядковану за часом, доцільно описати діаграмою послідовності, яку зображено на рис. 7.

Робоче вікно містить дві вкладки: параметри та результати. Головною є вкладка «Параметри» (рис. 8), яка містить: допоміжний рисунок (позиція 1); введення вхідних даних (позиція 2-13, 13-17); пункт «Змінити», для відображення зміни місця навісних елементів (позиція 15); кнопка «Застосувати» (позиція 18); кнопка «Розрахунок» (позиція 19).

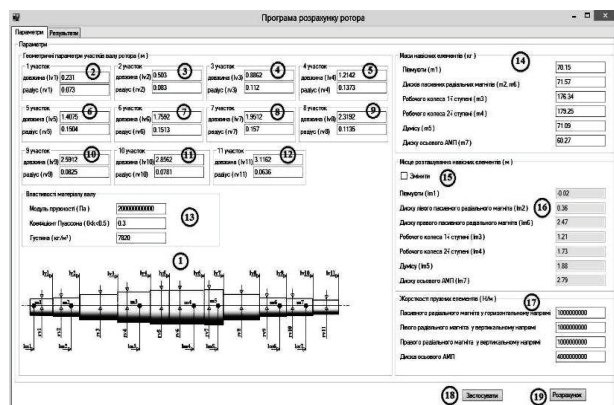


Рисунок 8 – Вкладка «Параметри»

Вкладка «Результати» (рис. 9) містить: поле для виведення візуального представлення результатів (позиція 1); поле для виведення результатів в числовому вигляді (позиція 2); діапазон переміщень при проведенні аналізу власних частот коливань.

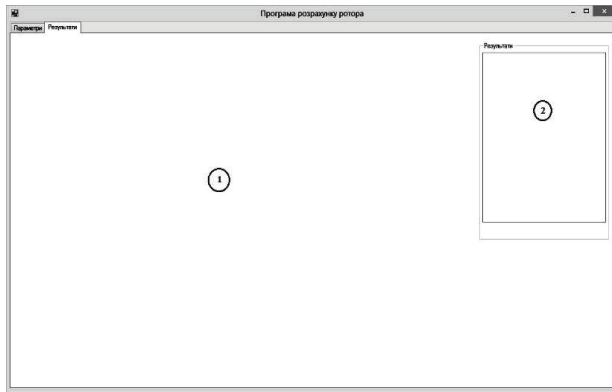


Рисунок 9 – Вкладка «Результати»

Коректність роботи програмного продукту перевірено порівнянням результатів розрахунків, отриманих за допомогою програми, з результатами розрахунків, одержаних за допомогою макросів, при однакових значеннях параметрів.

Результати розрахунку власних частот коливань наведено на рис. 10. При аналізі результатів надається можливість детального розгляду форми коливань. При натисненні в правому полі на значення частоти, форма відповідно змінюється.

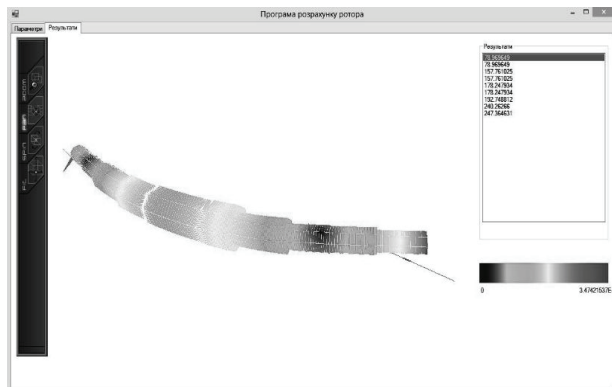


Рисунок 10 – Результати аналізу «Власні частоти коливань»

Результати розрахунку критичних швидкостей обертання наведено на рис. 11. До них відносяться діаграма Кемпбелла, що візуально представляє результати, та значення критичних швидкостей обертання ротора в рад/с.

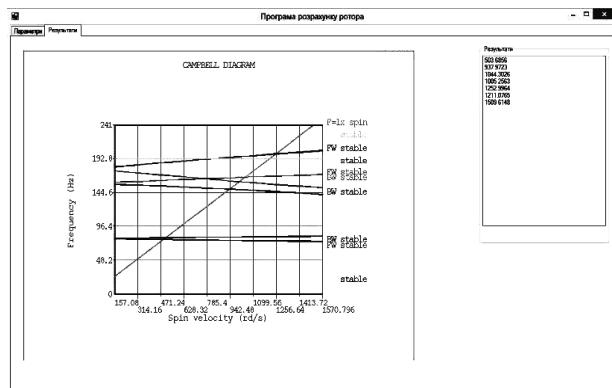


Рисунок 11 – Результати аналізу «Критичні швидкості обертання»

При розрахунку «АЧХ» отримано амплітудно-частотну характеристику у вузлах ротора, які розташовано на місцях кріплення опор (рис. 12).

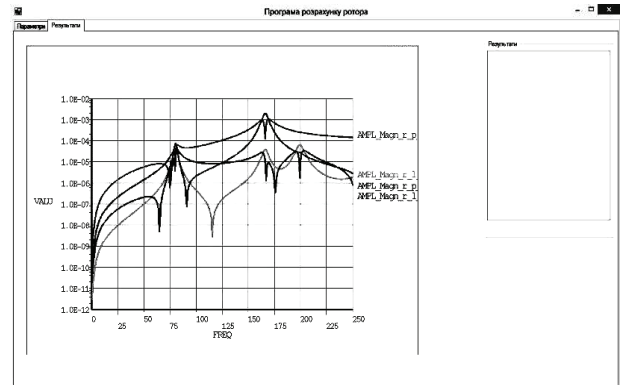


Рисунок 12 – Результати аналізу «АЧХ»

Також передбачено візуалізацію траєкторії руху вузлів ротора, які розташовані на його осі (рис. 13), що дає змогу візуально оцінити поведінку ротора при обпиранні з визначеною частотою.

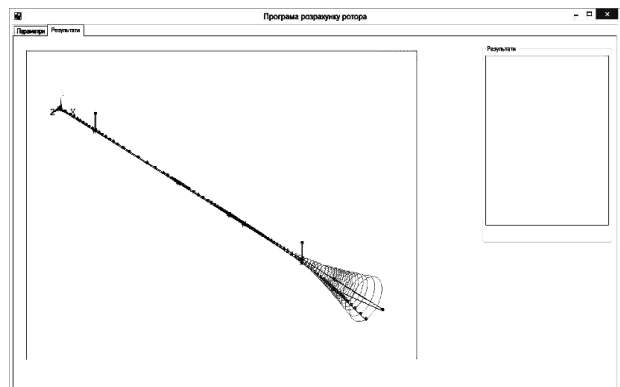


Рисунок 13 – Результати аналізу «Орбіти руху»

Аналіз отриманих результатів показує, що програмний продукт має значну інформативність, отримані результати мають наочне подання.

Висновки. В роботі побудовано об'ємні та балково-масова моделі ротора на жорстких та пружних опорах, проведено верифікацію сітки скінченних елементів, розраховано власні частоти та форми коливань моделей на базі методу скінченних елементів, проведено порівняльний аналіз частот та форм коливань моделей з різним типом обпирань.

Підтверджено, що використання пружних опор замість жорстких є доцільним і дозволяє, не накладаючи обмеження на конструкцію і розміри ротора та зберігаючи оптимальні конструктивні параметри, здійснювати більш легкий перехід через критичні швидкості, ніж при використанні жорстких опор, а також значно зменшувати амплітуди вібрацій і тиск ротора на опори в закритичній області за рахунок ефекту самоцентрування, що настає після проходження критичної швидкості

Результати порівняльного аналізу показують, що об'ємна модель ротора більше наближена до реальної

конструкції через урахування геометричних особливостей всіх складових частин, тоді як балково-масова модель надає більше можливостей для аналізу роторної динаміки.

Результатом роботи є розроблений інтегрований програмний продукт, який дає можливість проводити динамічний аналіз балково-масової моделі ротора. Програма дозволяє змінювати необхідні параметри ротора, забезпечує зв'язок з макросом та програмним комплексом для побудови та проведення розрахунку моделі, а також із браузером для перегляду отриманих результатів. Програма полегшує проведення аналізу динамічної поведінки ротора та зменшує затрати часу при розрахунках моделі та дослідженні результатів.

Список літератури: 1. Ястребова Н. А. Технология компрессоростроения / Н. А. Ястребова, А. И. Кондаков, В. Д. Лубенец, А. Н. Виноградов. – М.: Машиностроение, 1987. – 336 с. 2. Хисамеев И. Г. Проектирование и эксплуатация промышленных центробежных компрессоров / И. Г. Хисамеев, В. А. Максимов, Г. С. Баткис, Я. З. Гузельбаев. – Казань: ФЭН, 2010. – 671 с. 3. Ахмедзянов А. Методика расчета и моделирование центробежных компрессоров / А. Ахмедзянов, А. Б. Козловская, Н. Б. Проскура // Авиационная и ракетно-космическая техника. – 2010. – Т. 14, № 3, вып. 38. – С. 62–71. 4. Мартиненко Г. Ю. Общий подход к моделированию нелинейной динамики жестких роторов в магнитных подшипниках различных типов / Г. Ю. Мартыненко // Доповіді Національної академії наук України. – 2012. – №3. – С. 78-84. 5. Мартыненко Г. Ю. Особенности адекватного математического моделирования динамического поведения роторов в активных магнитных подшипниках газотранспортных и газотурбинных установок / Г. Ю. Мартыненко // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – Х.: Технологический центр, – 2009. – №4/4, вып. 40. 6. Мартыненко Г. Ю. История, актуальные проблемы, методы и средства анализа явлений роторной динамики с учетом традиционных и магнитных подшипни-

ков / Г. Ю. Мартыненко // Вісник НТУ «ХП», 2014. – № 58 (1100). – С. 77-131 7. Кельзон А. С. Расчет и конструирование роторных машин / А. С. Кельзон, Ю. Н. Журавлев, Н. В. Январев. – Л.: Машиностроение, 1977. – 288 с. 8. Мартыненко Г. Ю. Расчетные исследования ротора турбокомпрессора газоперекачивающего агрегата на управляемом электромагнитном подвесе. – Режим доступа: http://library.kpi.kharkov.ua/JUR/ITE_2004_1_Martynenko_Raschetnyyeissledovaniya.pdf.

Bibliography (transliterated): 1. Jastrebova N. A., Kondakov A. I., Lubenec V. D., Vinogradov A. N. Tehnologija kompressorostroenija. Moscow: Mashinostroenie, 1987. Print. 2. Hisameev I. G., Maksimov V. A., Batkis G. S., Guzel'baev Ja. Z. Proektirovanie i jekspluatacija promyslennyh centrobezhnyh kompressorov. Kazan': FJeN, 2010. Print. 3. Ahmedzjanov A., Kozlovskaja A. B., Proskurina N. B. Metodika rascheta i modelirovanie centrobezhnyh kompressorov. Aviacionnaja i raketno-kosmicheskaja tehnika. 2010. No 3. 62–71. Print. 4. Martinenko G. Ju.. Obshhij podhod k modelirovaniju nelinejnoj dinamiki zhestkih rotorov v magnitnyh podshipnikah razlichnyh tipov. Dopovidi Nacional'noi akademii nauk Ukraini. 2012. No 3. 78-84. Print. 5. Martynenko G. Ju. Osobennosti adekvatnogo matematicheskogo modelirovanija dinamicheskogo povedenija rotorov v aktivnih magnitnyh pidshipnikah gazotransportnih i gazoturbinnyh ustanovok. Vostochno-Evropejskij zhurnal peredovyh tehnologij. Kharkiv: Tehnologicheskij centr. 2009. No 4/4. Print. 6. Martynenko G. Ju. Istorija, aktual'nye problemy, metody i sredstva analiza javlenij rotornoj dinamiki s uchetoм tradicionnyh i magnitnyh podshipnikov. Visnik NTU «KhPI». 2014. No 58 (1100). 77-131 Print. 7. Kel'zon A. S., Zhuravlev Ju. N., Janvarev N. V. Raschet i konstruirovanie rotornyh mashin. Leningrad: Mashinostroenie, 1977. 288. Print. 8. Martynenko G. Ju. Raschetnye issledovaniya rotora turbokompressora gazoperekachivajushhego agregata na upravljaemom jelektromagnitnom podvese. 2004. Web. <http://library.kpi.kharkov.ua/JUR/ITE_2004_1_Martynenko_Raschetnyye20%issledovaniya.pdf>.

Надійшла (received) 14.12.2015

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Мартиненко Генадій Юрійович – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет «ХП», доцент кафедри «Динаміка і міцність машин»; тел.: (057) 707-69-87; e-mail: gmartynenko@ukr.net.

Martunenکو Genadii Uriyovych – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Docent, National Technical University "KhPI", Associate Professor at the Department of Dynamics and strength of machines; tel.: (057) 707-69-78.

Марусенко Олексій Миколайович – Національний технічний університет «ХП», студент; тел.: (057) 707-69-87; e-mail: alexeymars@mail.ru.

Marusenکو Oleksii Mukolayovych – National Technical University "KhPI", student; tel.: (057) 707-69-78.

УДК 620.172.251.226

В.Г. МАРТИНЕНКО**МЕТОДИКА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ДОСЛІДЖЕННЯ В'ЯЗКОПРУЖНИХ
ВЛАСТИВОСТЕЙ ОРТОТРОПНОГО МАТЕРІАЛУ**

Представлено методику для проведення експериментального дослідження в'язкопружних властивостей ортотропного матеріалу. Розв'язана задача розтягнення та зсуву постійними навантаженнями тонкої в'язкопружної ортотропної пластинки. Розроблено спосіб апроксимації експериментальних даних, отриманих у різні моменти часу та для різних температурних точок, з метою визначення пружних властивостей та ядра релаксації ортотропного матеріалу, якому характерна в'язкопружність, ступінь анізотропії якої визначається ступенем анізотропії пружних властивостей, за допомогою методу найменших квадратів.

Ключові слова: в'язкопружність, ортотропія, ядро релаксації, метод найменших квадратів.

Вступ. В наш час промисловість, що швидко розвивається, виставляє жорсткі вимоги до продуктивності машин. Це означає, що вони повинні бути достатньо міцними, щоб витримати високий рівень навантажень на них, та водночас легкими, що дозволяє розвивати великі швидкості їм у цілому або їхнім рухомих частям. Прикладом цих машин можуть служити літак або космічний апарат.

Задля досягнення таких показників використовують композитні матеріали, зокрема склопластик або вуглепластик (рис. 1). В процесі навантаження вони проявляють складні механічні властивості: ортотропію та в'язкопружність [1]. Для визначення механічної поведінки та висновків щодо міцності конструкцій, елементи яких виконані з композитних матеріалів, ці властивості потребують адекватного математичного моделювання, що тягне за собою необхідність проведення експериментальних досліджень, спрямованих на визначення параметрів тієї чи іншої моделі механі-

чної поведінки матеріалу.

Саме тому розробка теоретичної бази та методики проведення експерименту з визначення таких властивостей є актуальною на даний момент задачею.

Найчастіше для визначення пружних та в'язкопружних властивостей ортотропного матеріалу використовують тонкостінні елементи, такі як пластинки та оболонки. Зокрема, в роботі [2] продемонстрована методика визначення пружних характеристик ортотропних пластин довільної форми за допомогою статичного згинального навантаження її зосередженими силами в певних точках. Стаття [3] описує спосіб отримання пружних характеристик ортотропної прямокутної пластини при збудженні в ній так званих хвиль Ламба. В праці [4] йдеться мова про визначення пружних характеристик ортотропної пластини, що має різні напрямки армування, за допомогою динамічного експерименту.



Рисунок 1 – Вуглепластикові елементи корпусу космічного апарату

В той же час, велика увага приділяється експериментальному визначенню в'язкопружних властивостей композитних матеріалів. Так, робота [5] описує

теорію та методологію числової оцінки лінійної в'язкопружності на прикладі тонкого циліндричного зразка матеріалу. Стаття [6] провадить натурне дослі-

дження коливань ортотропних в'язкопружних пластин. В [7] наведено теоретичне прогнозування та аналіз експериментальних даних з визначення динамічних характеристик ортотропної в'язкопружної пластинки.

Дана робота пропонує розв'язання задачі розтягування тонкої ортотропної в'язкопружної пластинки як теоретичну основу для проведення аналогічного експерименту з визначення ортотропних пружних та в'язкопружних механічних характеристик матеріалу з описом методики та способів проведення експерименту.

Постановка такої задачі для пружного випадку була зроблена в книгах [8, с. 6] та [9, с. 103]. В них наведено тензорне рівняння фізичних співвідношень для тонкої пружної ортотропної пластини, тобто для задачі узагальненого плоского напруженого стану, а також вираження матриці податливості через технічні пружні постійні. Розв'язання такої задачі для випадку пружного ізотропного матеріалу за допомогою введення спеціальної функції напружень наведено в літературі [10, с. 60] та [11, с. 49], при цьому в [11, с. 53] детально описується можливість отримання її розв'язку за допомогою поліномів при різних наборах статичних граничних умов. Робота [12] наводить постановку задачі навантаження тонкої анізотропної пластини з врахуванням температурних та в'язкопружних ефектів матеріалу.

Розв'язання ж задачі розтягування тонкої ортотропної пружної пластини було виконано навіть із врахуванням внутрішніх концентраторів в ній. Так, в статтях [13] та [14] проводяться аналітичне та чисельне дослідження концентрації напружень в навантаженій розтягуючими постійними розподіленими силами ортотропній пластині, що послаблена внутрішнім еліптичним вирізом. Робота [15] дає аналітичний розв'язок задачі розтягування диску, що має полярну ортотропію пружних властивостей та змінну за радіусом товщину. Нарешті, в книзі [16] наведено розв'язки задачі розтягування та згину тонких анізотропних пластин різноманітних форм при певних наборах кінематичних та статичних умов.

Також велика увага приділялась й дослідженню узагальненого плоского напруженого стану із врахуванням в'язкопружності матеріалу. Наприклад, в статті [17] наводиться аналітичне моделювання такого напруженого стану в в'язкопружній ізотропній пластині із круглим вирізом всередині. В [18] демонструється аналіз перехідних процесів в ізотропній в'язкопружній пластині на пружній основі. Робота [19] дає розв'язок рівняння поздовжніх хвиль для в'язкопружної нескінченної пластини.

Водночас, ні в одній з вищенаведених робіт не дається розв'язок задачі про навантаження тонкої ортотропної в'язкопружної пластини. Саме тому дана стаття присвячена розгляду цього питання з теоретичної та експериментальної точок зору.

1 Постановка задачі. Розглянемо тонку прямокутну пластину, виготовлену з ортотропного в'язкопружного матеріалу, осі ортотропії якого співпадають із осями координат, та навантажену постійними розтя-

гуючими та зсувними розподіленими навантаженнями на краях (рис. 2).

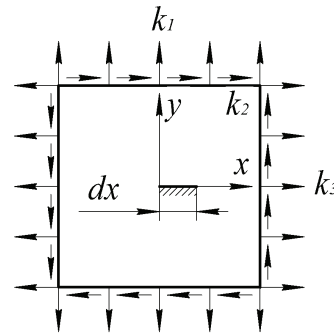


Рисунок 2 – Тонка прямокутна пластина під дією постійних навантажень

Ставиться задача визначення змінного у часі напружено-деформованого стану конструкції, а також розробки методики проведення миттєвих та тривалих експериментальних досліджень з визначення пружних та в'язкопружних параметрів матеріалу для різних температурних точок й адекватної апроксимації отриманих даних для застосування їх на практиці при теоретичному дослідженні механічної поведінки складних конструкцій, які виготовлені з матеріалу, що розглядається.

2 Теоретичні положення. Задача знаходження напружено-деформованого стану конструкції, що розглядається, належить до класу задач узагальненого плоского напруженого стану [11]. Запишемо рівняння рівноваги для даного випадку:

$$\begin{cases} \frac{\partial \sigma_x}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial y} + X = 0; \\ \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial \sigma_y}{\partial y} + Y = 0, \end{cases} \quad (1)$$

де x, y – просторові координати, напрямки осей яких співпадають із напрямками осей ортотропії матеріалу, σ_x, σ_y – нормальні напруження в напрямках відповідних координатних осей, τ_{xy} – дотичне напруження, X, Y – об'ємні сили в пластині.

Фізичні співвідношення в прямій формі для даного класу задач, записані через тензор миттєвих податливостей 2S із компонентами S_{ij} та тензор функцій швидкості повзучості ${}^2\Pi$ із компонентами $\Pi^*_{ij} = S_{ij}\Pi_{ij}(t)$, де сумування за індексами, що повторюються, не передбачається, а самі індекси $i, j = 1..6$ [20, с. 12]:

$$\begin{cases} \epsilon_x = S_{11}[\sigma_x(t) + \int_0^t \Pi_{11}(t-\tau)\sigma_x(\tau) d\tau] + \\ + S_{12}[\sigma_y(t) + \int_0^t \Pi_{12}(t-\tau)\sigma_y(\tau) d\tau]; \\ \epsilon_y = S_{21}[\sigma_x(t) + \int_0^t \Pi_{21}(t-\tau)\sigma_x(\tau) d\tau] + \\ + S_{22}[\sigma_y(t) + \int_0^t \Pi_{22}(t-\tau)\sigma_y(\tau) d\tau]; \\ \gamma_{xy} = S_{66}[\tau_{xy}(t) + \int_0^t \Pi_{66}(t-\tau)\tau_{xy}(\tau) d\tau], \end{cases} \quad (2)$$

де ϵ_x, ϵ_y – лінійні деформації в напрямках відповідних координатних осей, γ_{xy} – кутова деформація, τ – час,

що сплинув, t – даний момент часу (часова координата).

Введемо функцію напружень $\varphi(x, y, t)$ таким чином, щоб задовольнити рівняння рівноваги (1) при постійних об'ємних силах:

$$\begin{cases} \sigma_x = \frac{\partial^2 \varphi}{\partial y^2}; \\ \sigma_y = \frac{\partial^2 \varphi}{\partial x^2}; \\ \tau_{xy} = -\frac{\partial^2 \varphi}{\partial x \partial y} - Xy - Yx. \end{cases} \quad (3)$$

Для задачі навантаження прямокутної пластини постійними нормальними та дотичними навантаженнями на краях функція напружень може бути записана у вигляді полінома другого ступеню, як це було визначено в [11, с. 53]:

$$\varphi(x, y, t) = \frac{k_1}{2} x^2 + k_2 xy + \frac{k_3}{2} y^2. \quad (4)$$

При цьому можна показати, що коефіцієнти k_1 , k_3 та k_2 відповідають нормальному в напрямку y , нормальному в напрямку x та зсувному постійним навантаженням на краях пластини.

Запишемо тепер вирази для деформацій (2) із врахуванням (3) та (4) за умови відсутності об'ємних навантажень:

$$\begin{cases} \varepsilon_x = S_{11}k_3[1 + \int_0^t \Pi_{11}(t-\tau) d\tau] + \\ + S_{12}k_1[1 + \int_0^t \Pi_{12}(t-\tau) d\tau]; \\ \varepsilon_y = S_{21}k_3[1 + \int_0^t \Pi_{21}(t-\tau) d\tau] + \\ + S_{22}k_1[1 + \int_0^t \Pi_{22}(t-\tau) d\tau]; \\ \gamma_{xy} = S_{66}k_2[1 + \int_0^t \Pi_{66}(t-\tau) d\tau]. \end{cases} \quad (5)$$

Проінтегрувавши рівняння для лінійних деформацій в співвідношеннях Коши [10], отримаємо загальні розв'язки для переміщень:

$$\begin{cases} u = \int \varepsilon_x dx = S_{11}k_3[1 + \int_0^t \Pi_{11}(t-\tau) d\tau]x + \\ + S_{12}k_1[1 + \int_0^t \Pi_{12}(t-\tau) d\tau]x + C(y, t); \\ v = \int \varepsilon_y dy = S_{21}k_3[1 + \int_0^t \Pi_{21}(t-\tau) d\tau]y + \\ + S_{22}k_1[1 + \int_0^t \Pi_{22}(t-\tau) d\tau]y + C(x, t). \end{cases} \quad (6)$$

де u , v – переміщення в напрямках осей x та y відповідно, $C(y, t)$, $C(x, t)$ – функції інтегрування, що повинні бути знайдені з додаткових умов.

Враховуючи той факт, що напруження при постійних навантаженнях на краях є постійними за координатами, переміщення мають бути лінійними функціями координат. Це означає, що функції $C(y, t)$ та $C(x, t)$ також повинні мати лінійний відносно координат вигляд:

$$\begin{cases} C(x, t) = C_1(t)x + C_2(t); \\ C(y, t) = C_3(t)y + C_4(t), \end{cases} \quad (7)$$

де $C_1(t)$, $C_2(t)$, $C_3(t)$, $C_4(t)$ – невідомі функції часу, що потребують для їхнього знаходження чотири умови.

Перша умова може бути отримана, якщо підставити вирази для переміщень (6) у співвідношення Коши для зсувної деформації та прирівняти його до правої частини виразу для зсувної деформації з (5):

$$\frac{1}{2} \left(\frac{\partial C(y)}{\partial y} + \frac{\partial C(x)}{\partial x} \right) = S_{66}k_2 [1 + \int_0^t \Pi_{66}(t-\tau) d\tau]. \quad (8)$$

Підставивши в (8) загальний вид для функцій $C(y, t)$ та $C(x, t)$, отримаємо:

$$C_1(t) + C_3(t) = 2S_{66}k_2 [1 + \int_0^t \Pi_{66}(t-\tau) d\tau]. \quad (9)$$

Ще три умови для знаходження невідомих функцій витікають з умов закріплення пластини. Нехай закріплені точка в початку координат та нескінченно малий відрізок dx , який співпадає з віссю x , що на рис. 2 показано штриховкою. Таке закріплення означає наступні граничні умови:

$$\begin{cases} u(0, 0, t) = 0; \\ v(0, 0, t) = 0; \\ dv/dx(0, 0, t) = 0. \end{cases} \quad (10)$$

Підставивши вирази (7) в (6), а потім в систему (10), отримаємо:

$$\begin{cases} C_4(t) = 0; \\ C_2(t) = 0; \\ C_1(t) = 0. \end{cases} \quad (11)$$

Тоді з виразу (9) маємо значення останньої невідомої функції часу:

$$C_3(t) = 2S_{66}k_2 [1 + \int_0^t \Pi_{66}(t-\tau) d\tau]. \quad (12)$$

В такому випадку розв'язок задачі для переміщень буде мати вигляд:

$$\begin{cases} u = S_{11}k_3[1 + \int_0^t \Pi_{11}(t-\tau) d\tau]x + \\ + S_{12}k_1[1 + \int_0^t \Pi_{12}(t-\tau) d\tau]x + \\ + 2S_{66}k_2[1 + \int_0^t \Pi_{66}(t-\tau) d\tau]y; \\ v = S_{21}k_3[1 + \int_0^t \Pi_{21}(t-\tau) d\tau]y + \\ + S_{22}k_1[1 + \int_0^t \Pi_{22}(t-\tau) d\tau]y. \end{cases} \quad (13)$$

За аналогією у випадку закріплення нескінченно малого відрізка dy , що співпадає з віссю y , розв'язок задачі набуде вигляду:

$$\begin{cases} u = S_{11}k_3[1 + \int_0^t \Pi_{11}(t-\tau) d\tau]x + \\ + S_{12}k_1[1 + \int_0^t \Pi_{12}(t-\tau) d\tau]x; \\ v = S_{21}k_3[1 + \int_0^t \Pi_{21}(t-\tau) d\tau]y + \\ + S_{22}k_1[1 + \int_0^t \Pi_{22}(t-\tau) d\tau]y + \\ + 2S_{66}k_2[1 + \int_0^t \Pi_{66}(t-\tau) d\tau]x. \end{cases} \quad (14)$$

У випадку ж відсутності дотичних напружень на краях пластини, тобто коли $k_2 = 0$, розв'язок задачі спроститься:

$$\begin{cases} u = S_{11}k_3[1 + \int_0^t \Pi_{11}(t - \tau)d\tau]x + \\ + S_{12}k_1[1 + \int_0^t \Pi_{12}(t - \tau)d\tau]x; \\ v = S_{21}k_3[1 + \int_0^t \Pi_{21}(t - \tau)d\tau]y + \\ + S_{22}k_1[1 + \int_0^t \Pi_{22}(t - \tau)d\tau]y. \end{cases} \quad (15)$$

При цьому для визначення переміщень в конструкції за формулами (13)-(15) коефіцієнти тензору податливості матеріалу повинні бути виражені через технічні пружні постійні [8, с. 6]):

$$\begin{cases} S_{11} = 1/E_x; \\ S_{22} = 1/E_y; \\ S_{12} = S_{21} = -\nu_{xy}/E_x = -\nu_{yx}/E_y; \\ S_{66} = 1/G_{xy}. \end{cases} \quad (16)$$

3 Методика проведення експериментальних досліджень. Як видно з п. 2 даної роботи, механічні характеристики тонкого зразку композитного матеріалу, що розглядається, містять в собі чотири пружні постійні $S_{11}, S_{22}, S_{12}, S_{66}$ та чотири функції швидкості повзучості $\Pi^*_{11}(t), \Pi^*_{22}(t), \Pi^*_{12}(t), \Pi^*_{66}(t)$. Дуже часто такі матеріали проявляють механічну поведінку, при якій анізотропія в'язкопружних властивостей визначається анізотропією пружних властивостей, що означає в нашому випадку наступне співвідношення [21]:

$$\Pi^*_{ij}(t) = S_{ij}\Pi(t). \quad (17)$$

Таким чином для визначення в'язкопружних характеристик матеріалу достатньо задати виглядом ядра повзучості $\Pi(t)$, яке може бути апроксимоване експоненціальними рядами Проні [20]:

$$\Pi(t) = \sum_{k=1}^K a_k \exp(-b_k t), \quad (18)$$

де a_k, b_k – параметри повзучості, K – число членів ряду Проні.

Оскільки ми маємо тензор податливості 2S із чотирма компонентами, для визначення пружних параметрів ортотропної пластини необхідно провести серію миттєвих експериментів [22] із врахуванням того, що $t = 0$.

Нехай до пластини прикладено розтягуюче розподілене навантаження P_1 , що діє у напрямку осі x , як це показано на рис. 3, а. Тоді система (5) для миттєвих деформацій набуде вигляду:

$$\begin{cases} \epsilon_{x(t)} = S_{11}P_1; \\ \epsilon_{y(t)} = S_{21}P_1; \\ \gamma_{xy(t)} = 0, \end{cases} \quad (19)$$

де $\epsilon_{x(t)}, \epsilon_{y(t)}$ – значення миттєвих лінійних деформацій в напрямках відповідних координатних осей для першого експерименту, $\gamma_{xy(t)}$ – кутова деформація для першого експерименту, що повинна дорівнювати нулю.

Тоді із системи (19) можна знайти дві пружні постійні:

$$\begin{cases} S_{11} = \epsilon_{x(t)} / P_1; \\ S_{21} = \epsilon_{y(t)} / P_1. \end{cases} \quad (20)$$

Повторюючи процедуру для випадку прикладення розтягуючого розподіленого навантаження P_2 , що діє у напрямку осі y (рис. 3, б), можна отримати значення ще однієї пружної постійної:

$$S_{22} = \epsilon_{y(II)} / P_2. \quad (21)$$

При цьому очевидно, що згідно прийнятих припущень повинно виконуватись співвідношення:

$$\epsilon_{x(II)} / P_2 = \epsilon_{y(I)} / P_1. \quad (22)$$

Як видно з третього виразу в системі (5), для знаходження останньої константи S_{66} потрібно прикласти до пластини дотичне навантаження. Реалізувати такий тип навантаження можливо за допомогою прикладення сили P_3 під кутом 45° до осей x та y , як показано на рис. 3, в.

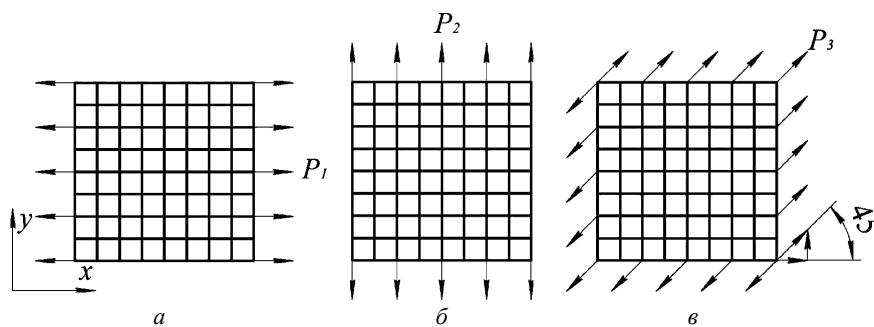


Рисунок 3 – Схеми навантаження пластини

В такому випадку при перерахуванні навантажень на площадки, що паралельні координатним осям, отримаємо наступну систему:

$$\begin{cases} \epsilon_{x(III)} = (S_{11} + S_{12})P_3\sqrt{2}/2; \\ \epsilon_{y(III)} = (S_{21} + S_{22})P_3\sqrt{2}/2; \\ \gamma_{xy(III)} = -S_{66}P_3\sqrt{2}/2. \end{cases} \quad (23)$$

Перші два вирази в даній системі можуть служи-

ти для перевірки отриманих за допомогою попередніх експериментів пружних констант, а третій – для отримання значення останньої невідомої:

$$S_{66} = -\gamma_{xy(III)}\sqrt{2}/P_3. \quad (24)$$

Таким чином після проведення трьох описаних вище експериментів формули (20), (21) та (24) дають повну інформацію про компоненти тензору податливості ортотропної пластини.

Для визначення в'язкопружних характеристик

матеріалу при певній температурі у випадку, коли вони визначаються функціями швидкості повзучості, що мають вигляд (17), достатньо одного експерименту [23, с. 57].

Нехай на пластину діє постійне розподілене навантаження P в напрямку осі x . Тоді за формулою (5) із врахуванням припущень (17) та (18) маємо для подовженої деформації у напрямку x :

$$\varepsilon_x(t) = S_{11}P[1 + \int_0^t \sum_{k=1}^K a_k \exp(-b_k(t - \tau))d\tau]. \quad (25)$$

Проінтегрувавши за часом члени ряду Проні та поставивши усі невідомі параметри в ліву частину, маємо наступний вираз:

$$\sum_{k=1}^K \frac{a_k}{b_k} \exp(-b_k t) = 1 - \varepsilon_x(t) / S_{11}P. \quad (26)$$

Якщо ввести змінений параметр $c_k = a_k/b_k$, то отримаємо:

$$\sum_{k=1}^K c_k \exp(-b_k t) = 1 - \varepsilon_x(t) / S_{11}P. \quad (27)$$

Нехай $(\varepsilon_x)_l, (\varepsilon_y)_l$ – вимірні значення лінійних деформацій для моментів часу t_l , де $l = 1..L$, L – число проведених вимірювань.

Очевидно, що для досягнення певного рівня точності можливо провести L вимірювань деформацій $(\varepsilon_x)_l$ або ж $L/2$ деформацій $(\varepsilon_x)_l$ та $L/2$ деформацій $(\varepsilon_y)_l$, тобто час проведення вимірювань можна скоротити вдвічі.

Якщо число вимірювань співпадає з подвоєним числом членів ряду Проні, тобто $L = 2K$, то можливе досягнення повного співпадіння експериментальних результатів із апроксимуючою кривою повзучості шляхом розв'язання нелінійної системи алгебраїчних рівнянь:

$$\sum_{k=1}^K c_k \exp(-b_k t_l) = 1 - (\varepsilon_x)_l / S_{11}P, l = 1..L \quad (28)$$

або ж системи:

$$\begin{cases} \sum_{k=1}^K c_k \exp(-b_k t_l) = 1 - (\varepsilon_x)_l / S_{11}P; \\ \sum_{k=1}^K c_k \exp(-b_k t_l) = 1 - (\varepsilon_y)_l / S_{21}P, \end{cases} l = 1..L/2. \quad (29)$$

Для апроксимації кривої повзучості за допомогою ряду Проні, подвоєне число членів ряду якого менше за число вимірювань, тобто $L > 2K$, може використовуватись метод найменших квадратів [24]. Для його застосування проводиться побудова квадратичної похибки [25] у випадку вимірювань лише однієї або двох деформацій відповідно:

$$\Delta_1 = \sum_{l=1}^L [\sum_{k=1}^K c_k \exp(-b_k t_l) - 1 + (\varepsilon_x)_l / S_{11}P]^2, \quad (30)$$

$$\Delta_2 = \sum_{l=1}^{L/2} \{ [\sum_{k=1}^K c_k \exp(-b_k t_l) - 1 + (\varepsilon_x)_l / S_{11}P]^2 + [\sum_{k=1}^K c_k \exp(-b_k t_l) - 1 + (\varepsilon_y)_l / S_{21}P]^2 \}. \quad (31)$$

Тоді, мінімізуючи цю похибку, можемо отримати систему $2K$ лінійних алгебраїчних рівнянь відносно коефіцієнтів b_k та c_k :

$$\begin{cases} \partial \Delta_p / \partial b_k = 0; \\ \partial \Delta_p / \partial c_k = 0, \end{cases} k = 1..K, \quad (32)$$

де $p = 1$ або 2 в залежності від способу вимірювань деформацій (в одному або в двох напрямках відповідно).

Таким чином можемо отримати значення всіх коефіцієнтів апроксимації $a_k = c_k/b_k$ та b_k й аналітично повністю описати в'язкопружну поведінку ортотропного матеріалу для певного рівня температури.

Оскільки пружні та в'язкопружні властивості матеріалу залежать від його температури, коефіцієнти апроксимації, як і коефіцієнти тензору податливості в загальному випадку є залежними від температури T :

$$\begin{cases} a_k = a_k(T); \\ b_k = b_k(T); \\ S_{ij} = S_{ij}(T). \end{cases} \quad (33)$$

В такому випадку доцільно задатись певним апроксимуючим виглядом функцій (33) та, провівши замірювання для різних рівнів температур, також апроксимувати їх за допомогою методу найменших квадратів [23].

Нехай $(a_k)_r, (b_k)_r$ та $(S_{ij})_r$ – відповідно коефіцієнти ряду Проні та тензор податливості матеріалу, визначені за описаною вище схемою для певної температурної точки із індексом r .

Загальний вигляд апроксимуючих форм для виразів (33) можна записати наступним чином:

$$\begin{cases} a_k = \sum_{m=1}^M a_{km} \xi_m(T); \\ b_k = \sum_{n=1}^N b_{kn} \psi_n(T); \\ S_{ij} = \sum_{q=1}^Q S_{ij}^q \zeta_q(T), \end{cases} \quad (34)$$

де M, N, Q – число членів для відповідних апроксимуючих рядів.

Квадратичні похибки для відповідних коефіцієнтів запишуться у вигляді:

$$\begin{cases} \Delta a_k = \sum_{r=1}^R [\sum_{m=1}^M a_{km} \xi_m(T_r) - (a_k)_r]^2; \\ \Delta b_k = \sum_{r=1}^R [\sum_{n=1}^N b_{kn} \psi_n(T_r) - (b_k)_r]^2; \\ \Delta S_{ij} = \sum_{r=1}^R [\sum_{q=1}^Q S_{ij}^q \zeta_q(T_r) - (S_{ij})_r]^2. \end{cases} \quad (35)$$

Тоді для визначення коефіцієнтів a_{km}, b_{kn} та S_{ij}^q маємо наступну систему лінійних алгебраїчних рівнянь:

$$\begin{cases} \partial \Delta a_k / \partial a_{km} = 0, & m = 1..M; \\ \partial \Delta b_k / \partial b_{kn} = 0, & n = 1..N; \\ \partial \Delta S_{ij} / \partial S_{ij}^q = 0, & q = 1..Q, \\ k = 1..K, ij = 11, 12, 22, 66. \end{cases} \quad (36)$$

В загальному випадку система (36) представляє собою систему $[K*(M+N) + 4Q]$ алгебраїчних рівнянь

відносно невідомих коефіцієнтів апроксимації. Її розмірність можна знизити на $3Q$, якщо врахувати, що усі пружні константи при зміні температури змінюються пропорційно, що характерно для великого числа композитних матеріалів [22].

В такому випадку потрібно провести три експерименти, що описуються системами (19), (21) та (23), для визначення компонентів тензору податливості для однієї температурної точки – наприклад, для першої: $(S_{11})_1, (S_{12})_1, (S_{22})_1, (S_{66})_1$. Для інших температурних точок $r = 2 \dots R$ проводимо експеримент, що описується, наприклад, системою (19), для визначення пружної константи $(S_{11})_r$, а інші пружні константи визначаємо з умов пропорції:

$$\begin{cases} (S_{12})_r = (S_{11})_r \frac{(S_{12})_1}{(S_{11})_1}; \\ (S_{22})_r = (S_{11})_r \frac{(S_{22})_1}{(S_{11})_1}; \\ (S_{66})_r = (S_{11})_r \frac{(S_{66})_1}{(S_{11})_1}. \end{cases} \quad (37)$$

Неважко визначити, що залежність між апроксимуючими коефіцієнтами буде аналогічною системі (37):

$$\begin{cases} {}^q S_{12} = {}^q S_{11} \frac{(S_{12})_1}{(S_{11})_1}; \\ {}^q S_{22} = {}^q S_{11} \frac{(S_{22})_1}{(S_{11})_1}; \quad q = 1..Q. \\ {}^q S_{66} = {}^q S_{11} \frac{(S_{66})_1}{(S_{11})_1}, \end{cases} \quad (38)$$

Тоді система (36) буде мати вигляд:

$$\begin{cases} \partial \Delta a_k / \partial a_{km} = 0, & m = 1..M; \\ \partial \Delta b_k / \partial b_{kn} = 0, & n = 1..N; \quad k = 1..K. \\ \partial \Delta S_{11} / \partial {}^q S_{11} = 0, & q = 1..Q, \end{cases} \quad (39)$$

Отже з врахуванням зазначених припущень щодо залежності в'язкопружних властивостей матеріалу від пружних та пружних властивостей від температури потрібно провести три експерименти з визначення пружних властивостей матеріалу та $R-1$ експеримент для визначення залежності пружних та в'язкопружних властивостей матеріалу від температури. При цьому число вимірювань деформацій становить $[2+R*(L+1)]$.

В загальному випадку для перевірки обраних припущень та усереднення апроксимованих результатів доцільно при збереженні числа експериментів $R+2$ провести $3R*(L+1)$ вимірювань, тобто по три вимірювання для початкового моменту й подальших моментів часу на кожній температурній точці.

Висновки. В рамках підготовки теоретичної бази для проведення експериментального дослідження пружних та в'язкопружних властивостей ортотропного матеріалу була розв'язана задача про плоский напружений стан ортотропної в'язкопружної пластини. Аналітичний нестационарний вигляд лінійних та зсувної деформацій пластини дозволив визначити схему проведення експериментів з її навантаження та вста-

новити необхідну їхню кількість. На основі методу найменших квадратів розроблена методика апроксимації залежностей пружних констант ортотропного матеріалу та його ядра релаксації від температури. Наведена процедура експериментальних досліджень може бути використана при проведенні емпіричних дослідів пружних та в'язкопружних властивостей композитного матеріалу.

Список літератури: 1. *Нарусаева И. И.* Прочность полимерных материалов / *И. И. Нарусаева.* – М.: Химия, 1987. – 400 с. 2. *Bruno L.* Elastic characterization of orthotropic plates of any shape via static testing / *L. Bruno, G. Felice, L. Pagnotta* // International Journal of Solids and Structures, 2008. – Vol. 45. – P. 908-920. 3. *Lasn K.* Experimental determination of elastic constants of an orthotropic composite plate by using lamb waves / *K. Lasn, A. Klauson, F. Chati* // Mechanics of Composite Materials, 2011. – Vol. 47, No. 4. – P. 435-446. 4. *Rickards R.* Method for identification of elastic properties of laminates based on experiment design / *R. Rickards, A. Chate, W. Steinchen* // Composites: Part B, 1999. – Vol. 30. – P. 279-289. 5. *Kolsky H.* Experimental studies of the mechanical behavior of linear viscoelastic solids / *H. Kolsky* // Proc. of the 4th Symposium on Naval Structural Mechanics, 1965. – P. 357-379. 6. *Nakao T.* Experimental study of flexural vibration of orthotropic, viscoelastic plates / *T. Nakao, C. Tanaka, A. Takahashi* // Journal of Sound and Vibration, 1987. – Vol. 116, No. 3. – P. 465-473. 7. *Nguyen H. V.* Mechanical behavior of linear viscoelastic composites. A prediction method and experimental testing / *H. V. Nguen, J. Pastor* // Mechanics Research Communications, 1994. – Vol. 21, No.6. – P. 565-574. 8. *Nettles A. T.* Basic Mechanics of Laminated Plates / *A. T. Nettles.* – NASA Reference Publication 1351, 1994. – 97 p. 9. *Reddy J. N.* Mechanics of laminated composite plates and shells. Theory and analysis / *J. N. Reddy.* – Florida: CRC Press, 2004. – 831 p. 10. *Самуль В. И.* Основы теории упругости и пластичности / *В. И. Самуль.* – М.: Высшая школа, 1982. – 264 с. 11. *Тимошенко С. П.* Теория упругости / *С. П. Тимошенко, Дж. Гудьер.* – М.: Наука, 1975. – 575 с. 12. *Roylance D.* Laminated composite plates / *D. Roylance.* – Massachusetts Institute of Technology, 2000. – 17 p. 13. *Bakhshandeh K.* Investigation of stress concentration for finite-width orthotropic plate / *K. Bakhshandeh, I. Rajabi, F. Rahimi* // Journal of Mechanical Engineering, 2008. – Vol. 54, No. 2. – P. 140-147. 14. *Jong Th.* Stresses around a pin-loaded hole in an elastically orthotropic or isotropic plate / *Th. Jong, A. Beukers.* – The Netherlands: Delft University of Technology, 1977. – 44 p. 15. *Bert Ch. W.* Displacement in a polar-orthotropic disk of varying thickness / *Ch. W. Bert* // Zeitschrift für angewandte Mathematik und Physik ZAMP, 1963. – Vol. 14. – P. 101-111. 16. *Mansfield E. H.* The bending and stretching of plates / *E. H. Mansfield.* – Cambridge University Press, 1989. – 228 p. 17. *Margetson J.* Circular inclusion in a viscoelastic plate subjected to uniaxial tension / *J. Margetson* // International Journal of Engineering Science, 1971. – Vol. 9. – 639-650 p. 18. *Kiasat M. S.* On transient response of viscoelastic beams and plates on viscoelastic medium / *M. S. Kiasat, H. A. Zamani, M. M. Aghdam* // International Journal of Mechanical Sciences, 2014. – Vol. 83. – 133-145 p. 19. *Аришинов Г. А.* Эволюционное уравнение продольных уединенных волн в вязкоупругой бесконечной пластине и его точное решение / *Г. А. Аришинов* // Краснодар: Политематический сетевой электронный научный журнал Кубанского государственного аграрного университета, 2003. – № 2 – С. 102-110. 20. *Адамов А. А.* Методы прикладной вязкоупругости / *А. А. Адамов, В. П. Матвеевко, Н. А. Труфанов.* – Екатеринбург: УрО РАН, 2003. – 411 с. 21. *Уорд И.* Механические свойства твердых полимеров / *И. Уорд.* – М.: Химия, 1975. – 357 с. 22. *Капитонов А. М.* Физико-механические свойства композиционных материалов. Упругие свойства / *А. М. Капитонов, В. Е. Редькин.* – Красноярск: Сиб. федер. ун-т, 2013. – 532 с. 23. *Кравчук А. С.* Механика полимерных и композиционных материалов. Экспериментальные и численные методы / *А. С. Кравчук, В. П. Майборода, Ю. С. Уржумцев.* – М.: Наука, 1985. – 304 с. 24. *Полилов А. Н.* Экспериментальная механика композитов / *А. Н. Полилов.* – М.: Изд. МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2015. – 375 с. 25. *Калиткин Н. Н.* Численные методы / *Н. Н. Калиткин.* – М.: Наука, 1978. – 512 с.

Bibliography (transliterated): 1. Narisaeva, I. I. Prochnost' polimernyh materialov. Moscow: Himija, 1987. Print. 2. Bruno, L., G. Felice and L. Pagnotta Elastic characterization of orthotropic plates of any shape via static testing. International Journal of Solids and Structures. Vol. 45. 2008. 908-920. Print. 3. Lasn, K., A. Klauson and F. Chati Experimental determination of elastic constants of an orthotropic composite plate by using lamb waves. Mechanics of Composite Materials. Vol. 47, No. 4. 2011. 435-446. Print. 4. Rickards, R., A. Chate and W. Steinchen Method for identification of elastic properties of laminates based on experiment design. Composites: Part B. Vol. 30. 1999. 279-289. Print. 5. Kolsky, H. Experimental studies of the mechanical behavior of linear viscoelastic solids. Proc. of the 4th Symposium on Naval Structural Mechanics. 1965. 357-379. Print. 6. Nakao, T., C. Tanaka and A. Takahashi Experimental study of flexural vibration of orthotropic, viscoelastic plates. Journal of Sound and Vibration. Vol. 116, No. 3. 1987. 465-473. Print. 7. Nguyen, H. V. and J. Pastor Mechanical behavior of linear viscoelastic composites. A prediction method and experimental testing. Mechanics Research Communications. Vol. 21, No.6. 1994. 565-574. Print. 8. Nettles, A. T. Basic Mechanics of Laminated Plates NASA Reference Publication 1351, 1994. Print. 9. Reddy, J. N. Mechanics of laminated composite plates and shells. Theory and analysis. Florida: CRC Press, 2004. Print. 10. Samul', V. I. Osnovy teorii uprugosti i plastichnosti. Moscow: Vysshaja shkola, 1982. Print. 11. Timoshenko, S. P. and J. Gud'er. Teorija uprugosti. Moscow: Nauka, 1975. Print. 12. Roylance, D. Laminated composite plates. Massachusetts Institute of Technology, 2000. Print. 13. Bakhshandeh, K., I. Rajabi and F. Rahimi. Investigation of stress concentration for finite-width orthotropic plate. Journal of Mechanical Engineering. Vol. 54, No. 2.

2008. 140-147. Print. 14. Jong, Th. and A. Beukers Stresses around a pin-loaded hole in an elastically orthotropic or isotropic plate. The Netherlands: Delft University of Technology, 1977. Print. 15. Bert, Ch. W. Displacement in a polar-orthotropic disk of varying thickness. Zeitschrift für angewandte Mathematik und Physik ZAMP. Vol. 14. 1963. 101-111. Print. 16. Mansfield, E. H. The bending and stretching of plates. Cambridge University Press, 1989. Print. 17. Margetson, J. Circular inclusion in a viscoelastic plate subjected to uniaxial tension. International Journal of Engineering Science. Vol. 9. 1971. 639-650. Print. 18. Kiasat, M. S., H. A. Zamani and M. M. Aghdam. On transient response of viscoelastic beams and plates on viscoelastic medium. International Journal of Mechanical Sciences. Vol. 83. 2014. 133-145. Print. 19. Arshinov, G. A. Jevoljucionnoe uravnenie prodol'nyh uedinjonnyh voln v vjzskouprugoj beskonechnoj plastine i ego tochnoe reshenie. Politematicheskij setevoj jelektronnyj nauchnyj zhurnal Kubanskogo gosudarstvennogo agrarnogo universiteta. No. 2. 2003. 102-110. Print. 20. Adamov, A. A., V. P. Matveenko and N. A. Trufanov Metody prikladnoj vjzskouprugosti. Ekaterinburg: UrO RAN, 2003. Print. 21. Uord, I. Mehaničeskie svojstva tvjordyh polimerov. Moscow: Himija, 1975. Print. 22. Kapitonov, A. M. and V. E. Red'kin Fiziko-mehaničeskie svojstva kompozicionnyh materialov. Uprugie svojstva. Krasnojarsk: Sib. feder. un-t, 2013. Print. 23. Kravchuk, A. S., V. P. Majboroda and Yu. S. Urzhumcev Mehanika polimernyh i kompozicionnyh materialov. Jeksperimental'nye i chislennye metody. Moscow: Nauka, 1985. Print. 24. Polilov, A. N. Jeksperimental'naja mehanika kompozitov. Moscow: Izd. MG TU im. N. Je. Bauman, 2015. Print. 25. Kalitkin, N. N. Chislennye metody. Moscow: Nauka, 1978. Print.

Надійшла (received) 15.12.2015

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Мартиненко Володимир Геннадійович – Національний технічний університет «ХПІ», аспірант кафедри Динаміки та міцності машин, тел.: (099) 624-72-45, e-mail: martynenko.volodymyr@gmail.com.

Martynenko Volodymyr Gennadijovich – National Technical University "KhPI", postgraduate of the Dynamic and Strength of Machines department, phone: (099) 624-72-45, e-mail: martynenko.volodymyr@gmail.com.

УДК 539.3

С. А. НАЗАРЕНКО, канд. техн. наук, ст. науч. сотр., НТУ «ХПІ»

ЗАДАЧИ ОПТИМИЗАЦИИ МНОГОКОМПОНЕНТНЫХ ТЕЛ НЕОДНОРОДНОЙ СТРУКТУРЫ

Проанализированы этапы оптимизации многокомпонентных тел неоднородной структуры: выбор моделей динамического анализа, варьируемых переменных, функционалов цели и ограничений. Методы оптимизации классифицированы, как прямые; первого и второго порядка; стохастические; линейного и нелинейного программирования. Рассмотрено применение разных видов оптимизации Super Computer Simulation and Optimization Based Design / Engineering (многомерной, структурной, топологической, параметрической, многокритериальной и т. д.).

Ключевые слова: оптимизация, механика, неоднородные структуры, метод, CAE, SPDM.

Актуальность задачи оптимизации многокомпонентных тел неоднородной структуры обусловлена многочисленными важными научными и практическими проблемами, появляющимися при исследовании жизненного цикла новой техники в аэрокосмической, энергетической, транспортной и других отраслях промышленности [1-20 и др.].

Анализ исследований показал, что оптимальное проектирование начинают с процесса формулировки задачи. Вначале необходимо определить объект оптимизации и выбрать математические модели его анали-

за, описываемые уравнениями состояния. Многокомпонентные тела функционируют в условиях тепловых, механических, электромагнитных, аэро- и гидродинамических, акустических и радиационных нагрузений с учетом факторов контактных взаимодействий и разрушений, мало- и многоциклового усталости, концентрации напряжений, многообразных разновидностей изнашивания. При решении задач оптимизации многокомпонентных тел необходимо теоретическое исследование проблем динамического контактного взаимодействия, повреждения и разрушения; трения, износа и смазки, надежности (долговечности, безот-

казности, сохраняемости, ремонтпригодности, устойчивости, износостойкости и коррозии) машин, их деталей, узлов триботехнических систем [1-20].

При анализе и синтезе многокомпонентных тел проводится предварительная декомпозиция процесса функционирования на составляющие подпроцессы, для описания которых используются аналитические или имитационные модели. Структуру уравнений, характеризующих математические связи между заданными параметрами проектирования h и искомыми переменными состояния u , обуславливает состав многокомпонентных тел, граничные условия, нагрузки, тип исследуемого процесса и условия сопряжения [1-20].

Варьируемыми переменными h при решении задач оптимизации многокомпонентных тел могут являться физико-механические свойства материалов (углы ориентации армирования отдельных волокон, число слоев и т. д.); геометрические параметры (распределения толщины; конфигурация граничного контура, вырезов, срединной поверхности и т. д.); сосредоточенные массы и жесткости (стрингеры, шпангоуты); численность, величина и область приложения управляющих нагрузок и т. д. [1-20]. На проектные переменные могут накладываться как функциональные ограничения типа равенств и неравенств, неявным образом сужающие область варьирования, так и явные двусторонние ограничения, задаваемые из конструктивно-технологических соображений.

Создание новых конструкций и материалов с оптимальными служебными характеристиками прочности, долговечности, износостойкости, деформирования, трещиностойкости часто производят синхронно. Для орбитальных пилотируемых станций созданы трансформируемые конструкции с оптимальными жесткостно-весовыми характеристиками; базирующиеся на свойстве сплавов, испытывающих термоупругий переход, позволяющий обратимо пластически деформироваться и восстанавливать исходную (до деформирования) конфигурацию [16].

В наше время особенный интерес представляют искусственно созданные материалы с иерархической или многоуровневой (нано-микро-мезо-макро) структурой (керамические, пористые и порошковые; композиционные материалы, в т. ч. волокнистые, слоистые, гранулированные и текстильные композиты с регулярной и хаотической микроструктурой, нанокompозиты) [7, 13, 15]. Нанотехнологии изготовления защитных покрытий различных конструкций привели к формированию структурированных материалов с градиентным и объемным упрочнением. При создании техники нового поколения отметим большие перспективы многофункциональных и «интеллектуальных» (SmartMat) материалов.

Функционалы качества (критерий цели и ограничения) многокомпонентных тел представляют математическую формулировку целей оптимизации, зависят от назначения и условий эксплуатации; характеризуются нелинейными зависимостями от переменных состояния и варьируемых параметров $J = J(h, u)$

[1-20]. Большинство описанных в литературе постановок решенных задач оптимизации связано с проблемой предельного снижения веса или его аналогов при обеспечении статической прочности (несущей способности). Реже в качестве критерия цели используются функционалы динамических и диссипативных характеристик, критические параметры устойчивости, характеристики флаттера и дивергенции, комплексные характеристики стоимости и надежности и т. д..

Наличие большого числа критериев качества приводит к противоречивым требованиям на этапе проектирования. В зависимости от типа требований, предъявляемых к оптимизируемому объекту, задачи подразделяются на два типа: скалярной и векторной оптимизации. При рассмотрении многокритериальных задач наиболее распространенным является нахождение множества Парето компромиссных решений в допустимой области (или переговорного множества) [8, 13, 15].

Выбор эффективного метода решения задач оптимизации многокомпонентных тел является завершающей ступенью исследования [1-19]. При формулировке и решении динамических контактных задач оптимального проектирования многокомпонентных тел неоднородной структуры применяются два основных подхода: дискретный и континуальный. Метод оптимизации и оптимальное решение во многом определяется выбором класса варьируемых параметров (непрерывные функции, кусочно-непрерывные функции, вектор дискретных переменных).

Методы оптимизации многокомпонентных тел неоднородной структуры можно классифицировать следующим образом: прямые; первого и второго порядка; стохастические; линейного и нелинейного программирования [1-19]. Среди прямых выделим методы: Гаусса; Нелдера – Мида; Хука – Дживса; конфигураций; Розенброка.

Методы первого порядка (градиентный спуск; Зойтендейка; покоординатный спуск; сопряженных градиентов; квазиньютоновские; Левенберга – Марквардта, их модификации и многие другие) используют информацию о градиенте функционалов качества [8-11]. В этих методах, базируясь на локальных свойствах функций, описывающих критерий качества и ограничения, реализуется численный поиск улучшающего направления. Проект в данном направлении модифицируется на подходящую величину шага. Конструктивная форма условий оптимальности первого порядка имеет вид

$$\min \delta \bar{h}^T \bar{\nabla}_h J_0; \quad J_j + \delta \bar{h}^T \bar{\nabla}_h J_j = 0; \quad \bar{h} + \delta \bar{h} \in \delta U \cap U.$$

Область линеаризации формируется пересечением области δU , базирующейся на характере изменения производных целевой функции J_0 и функционалов – ограничений J_j , и допустимой области U в виде гиперпараллелепипеда

$$h_i^- \leq h_i \leq h_i^+, \quad i = \overline{1, n}.$$

Среди технологий линейного программирования выделим: симплекс-метод; алгоритм Гомори; методы эллипсоидов и потенциалов. Реализация методов вто-

рого порядка (Ньютона; Ньютона – Рафсона; алгоритм Бройдена – Флетчера – Гольдфарба – Шанно (BFGS) и т. д.) связана как с трудностями вычисления второй производной критерия качества и функциональных ограничений, так и возможностью быстрой сходимости оптимизационного процесса.

Следующий класс методов оптимизации приводит решение задачи оптимизации к удовлетворению соответствующих условий оптимальности. При использовании непрямых методов (например, вариационного исчисления и теории оптимального управления) на каждой итерации проектирования удовлетворяются условия оптимальности без применения локальных свойств функционалов качества и ограничений. Методы неприменимы при наличии ограничений типа неравенств и в случае негладких или разрывных варьируемых функций. Условия оптимальности в форме принципа максимума Понтрягина функционируют с ограничениями типа неравенств. Кроме континуальной постановки разрабатывают дискретный принцип максимума для конечноэлементных моделей [4, 8].

Среди популярных технологий стохастического поиска отметим метод Монте-Карло; «имитацию отжига»; генетические алгоритмы; «дифференциальную эволюцию»; «муравьиный» алгоритм; методы «роя частиц разума» и «искусственных иммунных систем» [17, 19].

Эволюционные технологии, реализующие случайный поиск с централизованным управлением и использованием отбора и генетических механизмов воспроизводства, часто применяют в качестве метода глобальной нелинейной оптимизации. Оперирова совокупностью потенциальных решений, обрабатывается комплект параметров, структурированный в виде цепочки конечной длины, а последующие поколения популяции решений генерируются с содействием генетических операторов отбора, кроссовера и мутации [17, 19]. При этом необходимо найти баланс между рекогносцировкой и разработкой пространства поиска, который зависит от характеристик конкретной проблемы и должен изменяться динамически в зависимости от состояния процесса эволюции.

На основе применения модели, учитывающей пространственно-временные поля многообразной природы (механические, электрические, магнитные и тепловые); метода деформируемого многогранника и оптимизационных генетических алгоритмов создан электромеханический преобразователь ударного действия, функционирующий в импульсном режиме и характеризующийся увеличенной эффективностью работы и приемлемыми массогабаритными параметрами [18, 19].

Применение технологии компьютерного проектирования «Simulation-Based Design» базируется на использовании многовариантного конечноэлементного моделирования многообразных характеристик объекта в произвольных условиях эксплуатации. В настоящее время МКЭ может применяться для оптимизации целевой функции в программных ком-

плексах ANSYS, NASTRAN, ABAQUS, MSC Marc, COSMOS, Designer Star и др. [1-11]. При применении многообразных видов оптимизации Super Computer Simulation and Optimization Based Design / Engineering (многомерной, структурной, топологической, параметрической, многокритериальной и т. д.) необходимо решать обратные задачи для конечно-элементных моделей.

Увеличение производительности компьютеров, основные тренды развития Computational Science, повышение эффективности вычислений (за счет распараллеливания вычислений на высокопроизводительных кластерных системах с применением многообразных модификаций и комбинаций методов декомпозиции с расщеплением и конечных суперэлементов) способствовало интеграции суперкомпьютерных технологий распределенных вычислений для так называемой симуляции и анализа реалистичных виртуальных испытаний конструкций.

Применение многопроцессорных систем способствует решению сложных научно-технических проблем путем управления CAE-процессами и данными (Simulation Process & Data Management, SPDM), суперкомпьютерного моделирования (SuperComputer Simulation); высокопроизводительным вычислениям (High Performance Computing); инновационным сервисам и «облачным» технологиям (Software as a Service, Software on Demand, Cloud Computing) [20].

Выводы. Для оптимального проектирования динамического контактного взаимодействия многокомпонентных тел необходимо разрабатывать усовершенствованные компьютерные системы оптимизации, представляющие сложные «настройки» над конечноэлементными моделями. Необходимо постоянное совершенствование экспериментальных и расчетных моделей на базе опережающего развития теории процессов деформирования и разрушения объектов (материалов, конструкций, систем) с многоуровневой структурой в условиях интенсивного воздействия окружающей среды и физических полей.

Список литературы: 1. *Agate J.* MDO: Assessment and Direction for Advancement – An Opinion of One International Group / *J. Agate, O. de Weck, J. Sobieszczanski-Sobieski, P. Arendson* // Structural and Multidisciplinary Optimization. – 2010. – № 40 (1). – P. 17-33. 2. *Андреев А. Г.* Основные работы ученых ХПИ в области управления механическими системами / *А. Г. Андреев, С. А. Назаренко* // Вісник НТУ «ХПИ». – 2014. – № 57 (1099). – С. 3-14. 3. *Henderson R. P.* Aircraft Conceptual Design for Optimal Environmental Performance / *R. P. Henderson, J. R. R. Martins, R. E. Perez* // The Aeronautical Journal. – 2012. – Vol. 116, № 1175. – P. 1–22. 4. *Симсон Э. А.* Оптимизация элементов конструкций по прочностным и динамическим характеристикам / *Э. А. Симсон, С. А. Назаренко, Ю. П. Анацкий* // Вісник НТУ «ХПИ». – 2004. – № 31. – С. 137-140. 5. *Alonso J. J.* Multidisciplinary Optimization with Applications to Sonic-Boom Minimization / *J. J. Alonso, M. R. Colonno* // Annual Review of Fluid Mechanics. – 2012. – Vol. 44, № 1. – P. 505-526. 6. *Назаренко С. А.* Ключевые работы ученых НТУ «ХПИ» в области математического моделирования в технике / *С. А. Назаренко, С. И. Марусенко* // Вісник НТУ «ХПИ». – № 18 (1127). – С. 14-19. 7. *Young Y.* Reliability-based design and optimization of adap-

tive marine structures / Y. Young, J. Baker, M. Motley // Composite Structures. – 2010. – Vol. 92. – P. 244-253. **8.** Симсон Э. А. Оптимизация в проектировании: теории и приложения / Э. А. Симсон, С. А. Назаренко // Инфиз: очерки истории творчества. – Х.: ЭнергоКлуб Украины, 2005. – С. 329-345. **9.** Lambe A. B. Extensions to the Design Structure Matrix for the Description of Multidisciplinary Design, Analysis and Optimization Processes / A. B. Lambe, J. R. R. A. Martins // Structural and Multidisciplinary Optimization. – 2012. – Vol. 46. – P. 273-284. doi:10.1007/s00158-012-0763-y. **10.** Назаренко С. А. Многодисциплинарный анализ чувствительности для исследования жизненного цикла изделия / С. А. Назаренко // Труды 11-й Международной научно-технической конференции «Физические и компьютерные технологии». – Х.: 2005. – С. 29-34. **11.** Tedford N. P. Benchmarking Multidisciplinary Design Optimization Algorithms / N. P. Tedford, J. R. Martins // Optimization and Engineering. – 2010. – Vol. 11. – P. 159-183. **12.** Тимофеев Ю. В. Обобщенная структура жизненного цикла машиностроительного производства и его изделий / Ю. В. Тимофеев, В. А. Фадеев, М. С. Степанов, С. А. Назаренко // Вісник НТУ «ХПІ». – 2009. – № 1. – С. 86-95. **13.** Зиновьев П. А. Оптимальное проектирование композитных материалов / П. А. Зиновьев, А. А. Смердов / М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2006. – 103 с. **14.** Симсон Э. А. Методы анализа и оптимизации нагруженных элементов технологических систем / Э. А. Симсон, С. А. Назаренко, И. Д. Прево // Вісник НТУ «ХПІ». – 2014. – № 42 (1085). – С. 187-192. **15.** Смердов А. А. Основы оптимального проектирования композитных конструкций / А. А. Смердов. – М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2006. – 88 с. **16.** Андреев А. Г. Основные работы ученых ХПИ в области анализа термонапряженных конструкций / А. Г. Андреев, С. А. Назаренко // Вісник НТУ «ХПІ». – 2013. – № 63 (1036). – С. 3-11. **17.** Bahmani S. Greedy sparsity-constrained optimization / S. Bahmani, B. Raj, P. T. Boufounos // Journal of Machine Learning Research. – 2013. – № 14. – P. 807-841. **18.** Болюх В. Ф. Мультиполевая модель импульсного электромеханического преобразователя / В. Ф. Болюх, С. А. Назаренко, М. А. Рассоха // Интегровані технології та енергозбереження. – 2009. – № 3. – С. 34-40. **19.** Болюх В. Ф. Системный подход к мультидисциплинарной оптимизации электромеханических преобразователей ударного действия / В. Ф. Болюх, С. А. Назаренко // Интегровані технології та енергозбереження. – 2010. – № 2. – С. 36-43. **20.** Global Simulation and Analysis Software Market 2011-2015. Infinity Research Report. March 2012. 34 p. Table of Contents – <http://www.technavio.com/content/Global-Simulation-and-Analysis-Software-Market-2011-2015>.

Bibliography (transliterated): 1. Agate J. MDO: Assessment and Direction for Advancement – An Opinion of One International Group. J. Agate, O. de Weck, J. Sobieszcanski-Sobieski, P. Arendson. Structural and Multidisciplinary Optimization. 2010. No 40 (1). 17-33 Print. 2. Andreev A. G. Osnovnye raboty uchenykh HPI v oblasti analiza termonapryazhennykh konstruktsiy / A. G. Andreev, S. A. Nazarenko. Visnyk NTU "KhPI". 2014. No 57 (1099). 3-14 Print. 3. Henderson R. P. Aircraft Conceptual Design for Optimal Environmental Performance. R. P. Henderson, J. R. R. Martins, R. E. Perez. The Aeronautical Journal.

2012. Vol. 116, No 1175. 1–22 Print. 4. Simson E. A. Optimizaciya elementov konstruktsiy po prochnostnym i dinamicheskim harakteristikam. E. A. Simson, S. A. Nazarenko, Yu. P. Anackij. Visnyk NTU "KhPI". 2004. No 31. 137-140 Print. 5. Alonso J. J. Multidisciplinary Optimization with Applications to Sonic-Boom Minimization. J. J. Alonso, M. R. Colonna. Annual Review of Fluid Mechanics. 2012. Vol. 44, No 1. 505-526. 6. Nazarenko S. A. Klyucheveye raboty uchenykh NTU "HPI" v oblasti matematicheskogo modelirovaniya v tehnike. S. A. Nazarenko, S. I. Marusenko. Visnyk NTU "KhPI". No 18 (1127). 14-19 Print. 7. Young Y. Reliability-based design and optimization of adaptive marine structures. Y. Young, J. Baker, M. Motley. Composite Structures. 2010. Vol. 92. 244-253 Print. 8. Simson E. A. Optimizaciya v proektirovanii: teorii i prilozheniya / E. A. Simson, S. A. Nazarenko. Infiz: ocherki istorii tvorchestva. Kharkiv: EnergoKlub Ukrainy, 2005. 329-345 Print. 9. Lambe A. B. Extensions to the Design Structure Matrix for the Description of Multidisciplinary Design, Analysis and Optimization Processes. A. B. Lambe, J. R. R. A. Martins. Structural and Multidisciplinary Optimization. 2012. Vol. 46. 273-284. doi:10.1007/s00158-012-0763-y Print. 10. Nazarenko S. A. Mnogodisciplinarnyj analiz chuvstvitel'nosti dlya issledovaniya zhiznennogo cikla izdeliya. S. A. Nazarenko. Trudy 11-j Mezhdunarodnoj nauchno-tehnicheskoy konferencii "Fizicheskie i komp'yuternye tehnologii". Kharkiv: 2005. 29-34 Print. 11. Tedford N. P. Benchmarking Multidisciplinary Design Optimization Algorithms. N. P. Tedford, J. R. Martins. Optimization and Engineering. 2010. Vol. 11. 159-183 Print. 12. Timofeev Yu. V. Obobschennaya struktura zhiznennogo cikla mashinostroitel'nogo proizvodstva i ego izdelij. Yu. V. Timofeev, V. A. Fadeev, M. S. Stepanov, S. A. Nazarenko. Visnyk NTU "KhPI". 2009. No 1. 86-95 Print. 13. Zinov'ev P. A. Optimal'noe proektirovanie kompozitnykh materialov. P. A. Zinov'ev, A. A. Smerdov. Moscow: Izd-vo MG TU im. N. E. Bauman, 2006. 103 Print. 14. Simson E. A. Metody analiza i optimizatsii nagruzhennykh elementov tehnologicheskikh sistem. E. A. Simson, S. A. Nazarenko, I. D. Prevo. Visnyk NTU "KhPI". 2014. No 42 (1085). 187-192 Print. 15. Smerdov A. A. Osnovy optimal'nogo proektirovaniya kompozitnykh konstruktsiy. A. A. Smerdov. Moscow: Izd-vo MG TU im. N. E. Bauman, 2006. 88 Print. 16. Andreev A. G. Osnovnye raboty uchenykh HPI v oblasti analiza termonapryazhennykh konstruktsiy. A. G. Andreev, S. A. Nazarenko. Visnyk NTU "KhPI". 2013. No 63 (1036). 3-11 Print. 17. Bahmani S. Greedy sparsity-constrained optimization. S. Bahmani, B. Raj, P. T. Boufounos. Journal of Machine Learning Research. 2013. No 14. 807-841 Print. 18. Bolyuh V. F. Multi-polevaya model' impul'snogo elektromekhanicheskogo preobrazovatelya. V. F. Bolyuh, S. A. Nazarenko, M. A. Rassoha. Intehrovani tekhnolohiyi ta enerhozberezhennya. 2009. No 3. 34-40 Print. 19. Bolyuh V. F. Sistemnyj podhod k mult'idisciplinarnoy optimizatsii elektromekhanicheskikh preobrazovatelej udarnogo dejstviya. V. F. Bolyuh, S. A. Nazarenko. Intehrovani tekhnolohiyi ta enerhozberezhennya. 2010. No 2. 36-43 Print. 20. Global Simulation and Analysis Software Market 2011-2015. Infinity Research Report. March 2012. 34 p. Table of Contents. <http://www.technavio.com/content/Global-Simulation-and-Analysis-Software-Market-2011-2015>.

Поступила (received) в редколлегию 26.11.15.

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Назаренко Сергей Александрович – кандидат технических наук, старший научный сотрудник кафедры «Сопротивление материалов» НТУ «ХПИ», тел.: (057) 700-29-72; e-mail: nazarenko_serzh@mail.ua.

Nazarenko Sergej Aleksandrovich – Candidate of Technical Sciences, Senior Staff Scientist, National Technical University «KhPI», Department of Strength of Materials, tel.: (057) 700-29-72; e-mail: nazarenko_serzh@mail.ua

РЕФЕРАТИ

УДК 539.3

Основні напрямки досліджень вчених НТУ «ХП» у галузі механіки / А. Г. Андрєєв, С. О. Назаренко // Вісник НТУ «ХП». Серія: Динаміка і міцність машин. – Х.: НТУ «ХП», 2015. – № 57 (1166). – С. 3-7. – Бібліогр.: 16 назв. – ISSN 2078-9130.

Розроблено огляд основних наукових досягнень вчених і випускників НТУ «ХП» у галузі механіки: експериментальної, будівельної, аналітичної, сільськогосподарської, прикладної, нелінійної, комп'ютерної та ін. Школа механіки НТУ «ХП» розвивається в напрямку теоретичного, експериментального і комп'ютерного дослідження науково-технічних проблем міцності, динаміки, надійності, оптимізації об'єктів (матеріалів, виробів, конструкцій, систем) з багаторівневою структурою в умовах інтенсивного навантаження.

Ключові слова: механіка, техніка, Кирпичов, Ляпунов, Стеклов, Ландау, динаміка.

УДК 539.3

Особливості високошвидкісного деформування тонкої пластини з високоміцним покриттям / Л.В. Автономова, С.В. Бондар, А.В. Степук, В.Л.Хавін // Вісник НТУ «ХП». Серія: Динаміка і міцність машин. – Х.: НТУ «ХП», 2015. – № 57 (1166). – С. 8-10. – Бібліогр.: 12 назв. – ISSN 2078-9130.

Проведено комп'ютерне моделювання процесу високошвидкісного деформування тонкої пластини з алюмінієвого сплаву з корундовим покриттям при ударі пробійником. Розглядається динамічна контактна в'язко-пружнопластична задача при великих деформаціях з урахуванням зміни властивостей матеріалу від швидкостей деформацій. Аналіз напружено-деформованого стану показав, що наявність високоміцного тонкого покриття дає перерозподіл поля еквівалентних напружень і призводить до руйнування нижнього покриття.

Ключові слова: захисна пластина, покриття, пробійник, контактна задача, великі деформації, метод кінцевого елемента

УДК 669.018

Web-додаток для архівації даних повзучості та довготривалої міцності / Д. В. Бреславський, О. О. Бреславська, А. С. Хорошун // Вісник НТУ «ХП». Серія: Динаміка і міцність машин. – Х.: НТУ «ХП», 2015. – № 57 (1166). – С. 11-14. – Бібліогр.: 14 назв. – ISSN 2078-9130.

Статтю присвячено опису програмного засобу для збирання, зберігання та обробки даних щодо кривих повзучості та довготривалої міцності, у тому числі й при сумісній дії пошкоджуваності внаслідок повзучості та втоми, реалізованого у вигляді web-додатку. Обговорюється технологія та архітектура web-додатку, наведено приклади роботи з базою даних та з формами графічного відображення кривих.

Ключові слова: повзучість, довготривала міцність, взаємодія повзучості та втоми, результати експериментів, web-додаток, зберігання даних про властивості матеріалів.

УДК 539.3

Пластичність та повзучість сталі 3 при кімнатній температурі / Д. В. Бреславський, В. М. Конкін, В. О. Метельов // Вісник НТУ «ХП». Серія: Динаміка і міцність машин. – Х.: НТУ «ХП», 2015. – № 57 (1166). – С. 14-19. – Бібліогр.: 13 назв. – ISSN 2078-9130.

В статті наведено отримані авторами експериментальні результати з деформування зразків зі сталі 3 при кімнатній температурі й напруженнях, що перевершують межу міцності. Обговорюються рівняння стану, що можуть бути застосовані для опису деформування цієї сталі за часом. Виявлено істотну анізотропію властивостей повзучості. Порівняння даних, отриманих розрахунками, з експериментальними показало задовільну можливість використання запропонованих рівнянь.

Ключові слова: пластичність, повзучість, рівняння стану, криві повзучості, анізотропія властивостей повзучості, прокатка, експериментальні дослідження, плоскі зразки.

УДК 539.3

Розрахунки повзучості при неперервному зростанні температури / Д. В. Бреславський, С.О.Пашенко, О.А. Татарінова // Вісник НТУ «ХП». Серія: Динаміка і міцність машин. – Х.: НТУ «ХП», 2015. – № 57 (1166). – С. 20-24. – Бібліогр.: 15 назв. – ISSN 2078-9130.

В статті надано математичну постановку трьохвимірних задач повзучості та нестационарної теплопровідності. Як метод розв'язання використано метод скінченних елементів. Описано розроблені алгоритми, які є основою створеного програмного забезпечення. Отримано константи до рівняння стану повзучості бронзи у широкому діапазоні температур. Проведено одночасний розв'язок сформульованих задач на прикладі нагрівання розтягнутого бронзового стрижня та визначено достовірність роботи розробленого програмного забезпечення.

Ключові слова: повзучість, рівняння стану, теплопровідність, температура, метод скінченних елементів, бронзовий стрижень.

УДК 539.3

Обернена задача при нестационарному деформуванні прямокутної пластини з додатковою в'язкопружною опорою / О. В. Воропай // Вісник НТУ «ХП». Серія: Динаміка і міцність машин. – Х.: НТУ «ХП», 2015. – № 57 (1166). – С. 25-29. – Бібліогр.: 5 назв. – ISSN 2078-9130.

Наведено постановку і розв'язок однієї оберненої нестационарної задачі для механічної системи, що складається з прямокутної пластини середньої товщини шарнірно-обпертої по контуру і додаткової зосередженої в'язкопружної опори при імпульсному впливі. У роботі описана задача ідентифікації невідомого навантаження, що збуджує нестационарне деформування пластини з додатковою опорою. Пластина моделюється в рамках уточненої теорії пластин типу С. П. Тимошенко. Дослідження зводяться до аналізу інтегральних рівнянь Вольтерра, які розв'язуються чисельно з використанням регуляризуючого алгоритму А. М. Тихонова.

Ключові слова: пластини середньої товщини, ідентифікація, нестационарне навантаження, в'язкопружна опора, інтегральні рівняння Вольтерра, регуляризуючий алгоритм А. М. Тихонова.

УДК 621.75

Комп'ютерний підхід врівноваження швидкооберткових валів трансмісійних машин / В.М. Грищенко, Р.В. Бойков // Вісник НТУ «ХП». Серія: Динаміка і міцність машин. – Х.: НТУ «ХП», 2015. – № 57 (1166). – С. 30-35. – Бібліогр.: 19 назв. – ISSN 2078-9130.

На базі пакету ANSYS запропоновано алгоритм стартового комп'ютерного балансування швидкооберткових деталей, які по даним електронних креслень невірні. Пропонується ще на стадії проектування вносити цілеспрямовані корективи у задалегіть вибрані проектні параметри, які покращують якість функціоналу. Проведені розрахунки моделі колінчастого вала дизеля показали, що шляхом незначних змін варіюваних розмірів противаг можливо суттєво зменшити стартову невірність.

Ключові слова: балансування роторів, колінчастий вал, метод скінченних елементів, оптимальне проектування.

УДК 531

Напружено-деформований стан профільних з'єднань з натягом при технологічних і експлуатаційних навантаженнях / Д.В. Данілов, А.Г. Андрєєв, О.В. Щепкін // Вісник НТУ «ХП». Серія: Динаміка і міцність машин. – Х.: НТУ «ХП», 2015. – № 57 (1166). – С. 35-40. – Бібліогр.: 8 назв. – ISSN 2078-9130.

У роботі проводиться порівняльний аналіз різних варіантів профільних з'єднань з натягом для визначення впливу форми валу і втулки на розподіл основних параметрів, які характеризують напружено-деформований стан: сумарних переміщень, еквівалентного напруження за критерієм Мізеса і контактної тиску під дією натягу, відцентрових навантажень при обертанні й температури. Виконані дослідження дозволяють зіставити напружено-деформований стан різних варіантів профільних з'єднань і визначити вплив параметрів з'єднання на його міцність, намітити раціональні шляхи зміцнення.

Ключові слова: профільне з'єднання, натяг, математичне моделювання, ANSYS.

УДК 539.3

Дослідження напруженого стану у пружній пластині з композиційних матеріалів з безкінечним рядом однакових круглих отворів / С. Дарія заде // Вісник НТУ «ХП». Серія: Динаміка і міцність машин. – Х.: НТУ «ХП», 2015. – № 57 (1166). – С. 41-44. – Бібліогр.: 8 назв. – ISSN 2078-9130.

В статті застосована теорія анізотропної лінійної пружності з використанням комплексної змінної. Використаний аналітичний метод для знаходження концентрації напруження в ортотропних пластинках з отворами. Використовуються функції, які задовольняють граничну умову для анізотропної пластинки з отворами. Розглядається пластинка під дією одноосного навантаження, межі отворів вільні від навантажень. Стаття містить результати досліджень концентрації напружень поблизу отворів. Напруження біля круглого отвору була обчислені для ортотропної пластинки, зміцненої волокном для чотирьох типів складних матеріалів. Аналіз концентрації напружень в пластині розглядається для гомогенного ортотропного матеріалу. Подані результати дослідження напружень на лінії між центрами отворів. Ця ж проблема проаналізована за допомогою MKE пакетом ANSYS. Порівнюються результати аналітичного і числового методів.

Ключові слова: композитна пластинка, однонаправлені волокна, числовий метод, граничні умови, концентрація напружень.

УДК 622.243.272

Використання пружних елементів для реалізації параметрів проектного профілю свердловини / В. М. Івасів, Р. В. Рачкевич, А. Р. Юрич, Л. Р. Юрич // Вісник НТУ «ХП». Серія: Динаміка і міцність машин. – Х.: НТУ «ХП», 2015. – № 57 (1166). – С. 45-48. – Бібліогр.: 12 назв. – ISSN 2078-9130.

Мета роботи - створення технічних засобів і математичного апарату для забезпечення керування траєкторією свердловини. Для цього розроблені конструкції керованого відхильника і пружної муфти. Запропоновано методику розрахунку напружено-деформованого стану компоновки низу бурильної колони, до складу якої включено розроблені пристрої. Встановлено, що керовані відхильники і пружні муфти різної довжини і жорсткості, разом з режимними параметрами буріння, дають змогу в широких межах змінювати відхильючу силу на долоті, а, отже, керувати траєкторією свердловини.

Ключові слова: буріння, профіль свердловини, компоновка низу бурильної колони, відхильвач, пружний елемент.

УДК 539.3

Вплив отворів на власні коливання конструктивно неоднорідних циліндричних оболонок / В. О. Каїров, С. О. Моргун // Вісник НТУ «ХП». Серія: Динаміка і міцність машин. – Х.: НТУ «ХП», 2015. – № 57 (1166). – С. 49-53. – Бібліогр.: 13 назв. – ISSN 2078-9130.

Досліджено вільні коливання циліндричних оболонок, послаблених прямокутним отвором. З використанням методу кінцевих елементів розроблено уточнену математичну модель, що враховує конструктивну неоднорідність оболонки. Приведено результати розрахунку амплітудно-частотних характеристик оболонкової системи. Проведено порівняння отриманих даних з чисельними результатами для відповідних задач, а також з експериментальними даними.

Ключові слова: вільні коливання, циліндрична оболонка, прямокутний отвір, підкріплюючі ребра, амплітудно-частотні характеристики, метод кінцевих елементів.

УДК 629.11:534.12

Дослідження ресурсу напівпричепу автоцистерни при русі по дорогам із покриттям різної якості / О.О. Ларін, К.С.Потопальська // Вісник НТУ «ХП». Серія: Динаміка і міцність машин. – Х.: НТУ «ХП», 2015. – № 57 (1166). – С. 54-59. – Бібліогр.: 99 назв. – ISSN 2078-9130.

У роботі визначаються показники надійності та ресурс напівпричепу автоцистерни на основі імовірнісних характеристик вібрацій елементів конструкції під час її руху по дорогам з покриттям різної якості. Досліджується випадковий вплив навантаження з урахуванням його запізнення у часі на задній вісі транспортного засобу. За допомогою метода скінченних елементів та методів статистичної динаміки визначені ймовірнісні характеристики поведінки системи. Запропоновано підхід до оцінки надійності конструкції за критерієм накопичення втоми.

Ключові слова: автоцистерна, транспортний засіб, випадкові коливання, МСЕ, ресурс, надійність.

УДК 531

Напружено-деформований стан деяких типів профільних з'єднань з натягом при осьових навантаженнях в ПК ANSYS / В.С. Лизько, А.Г. Андрєєв // Вісник НТУ «ХП». Серія: Динаміка і міцність машин. – Х.: НТУ «ХП», 2015. – № 57 (1166). – С. 60-69. – Бібліогр.: 10 назв. – ISSN 2078-9130.

Предметом дослідження в даній роботі є порівняльний аналіз деяких варіантів реалізації з'єднань з натягом, що знаходяться під дією осьового тиску. Дослідження проводяться для таких варіантів з'єднань з натягом: круглий вал і кругла втулка, овальний вал і кругла втулка, вал – криволінійний квадрат і кругла втулка, шестикутний вал і кругла втулка, круглий вал і овальна втулка, овальний вал і овальна втулка. Метою роботи є виявлення критичних значень осьового тиску і характеристик НДС деталей, з'єднаних між собою і, на основі цих даних, визначення оптимального варіанту з'єднання. Результати наведені у вигляді графіків, малюнків і таблиць.

Ключові слова: натяг, осьовий тиск, профільні з'єднання.

УДК 519 : 539:534

Моделювання та дослідження власних коливань продольно армованого елемента фундаменту / С.В. Красніков // Вісник НТУ «ХП». Серія: Динаміка і міцність машин. – Х.: НТУ «ХП», 2015. – № 57 (1166). – С. 70-74. – Бібліогр.: 10 назв. – ISSN 2078-9130.

Розглядаються вібраційні характеристики фундаментів парових турбін. Наведено результати дослідження вібраційних характеристик типового елемента залізобетонного фундаменту. Розглянуто різні варіанти армування залізобетонного елемента фундаменту. Побудовано дві серії моделей типового елемента. Аналіз вібраційних характеристик розглядається з двох точок зору: кількісного та якісного. Проведено розрахунки за тридцятьма варіантами та аналіз отриманих результатів. Було розраховано власні форми коливань та їх частоти. Докладно наведено аналіз власних частот типового елемента. Зроблено висновки щодо схем армування, що мають найбільший вплив на власні коливання. Для моделювання та розрахунків було використано метод скінчених елементів.

Ключові слова: працездатність, вібрація, власні частоти, форми коливань, фундамент, парова турбіна.

УДК 621.375

Особливості автоматизації параметричного моделювання динаміки роторів відцентрових компресорів за допомогою різних моделей / Г. Ю. Мартиненко, О. М. Марусенко // Вісник НТУ «ХП». Серія: Динаміка і міцність машин. – Х.: НТУ «ХП», 2015. – № 57 (1166). – С. 74-80. – Бібліогр.: 8 назв. – ISSN 2078-9130.

Проведено аналіз власних частот і форм коливань моделей ротора, побудованих і розрахованих за допомогою програмних комплексів машинобудівного призначення. Розроблено програмний продукт для побудови моделей ротора, проведення розрахунків їх динамічних характеристик з наочним представленням результатів. Програма забезпечує зв'язок з макросом і програмним комплексом для проведення розрахунку, а також з браузером для перегляду отриманих результатів.

Ключові слова: динаміка ротора, магнітні підшипники, критичні швидкості, параметричне моделювання.

УДК 620.172.251.226

Методика експериментального дослідження в'язкопружних властивостей ортотропного матеріалу / В.Г. Мартиненко // Вісник НТУ «ХП». Серія: Динаміка і міцність машин. – Х.: НТУ «ХП», 2015. – № 57 (1166). – С. 81-87. – Бібліогр.: 25 назв. – ISSN 2078-9130.

Представлено методику для проведення експериментального дослідження в'язкопружних властивостей ортотропного матеріалу. Розв'язана задача розтягнення та зсуву постійними навантаженнями тонкої в'язкопружної ортотропної пластинки. Розроблено спосіб апроксимації експериментальних даних, отриманих у різні моменти часу та для різних температурних точок, з метою визначення пружних властивостей та ядра релаксації ортотропного матеріалу, якому характерна в'язкопружність, ступінь анізотропії якої визначається ступенем анізотропії пружних властивостей, за допомогою методу найменших квадратів.

Ключові слова: в'язкопружність, ортотропія, ядро релаксації, метод найменших квадратів.

УДК 539.3

Оптимізація багатокомпонентних контактуючих тіл неоднорідної структури / С. О. Назаренко // Вісник НТУ «ХП». Серія: Динаміка і міцність машин. – Х.: НТУ «ХП», 2015. – № 57 (1166). – С. 87-90. – Бібліогр.: 20 назв. – ISSN 2078-9130.

Проаналізовано етапи оптимізації багатокомпонентних контактуючих тіл неоднорідної структури: вибір моделей аналізу задач динаміки, параметрів проектування, функціоналів мети і обмежень. Методи оптимізації класифіковані, як прямі; першого та другого порядку; стохастичні; лінійного та нелінійного програмування. Розглянуто застосування різноманітних видів оптимізації Super Computer Simulation and Optimization Based Design / Engineering (багатовимірної, структурної, топологічної, параметричної, багатокритеріальної та ін.).

Ключові слова: оптимізація, механіка, неоднорідні структури, метод, CAE, SPDM.

РЕФЕРАТЫ

УДК 539.3

Основные направления исследований ученых НТУ «ХПИ» в области механики / А. Г. Андреев, С. А. Назаренко // Вісник НТУ «ХПИ». Серія: Динаміка і міцність машин. – Х.: НТУ «ХПИ», 2015. – № 57 (1166). – С. 3-7. – Бібліогр.: 16 назв. – ISSN 2078-9130.

Сделан обзор основных научных достижений ученых и выпускников НТУ «ХПИ» в области механики (экспериментальной, строительной, аналитической, сельскохозяйственной, прикладной, нелинейной, компьютерной и др.). Школа механики НТУ «ХПИ» развивается в направлении теоретического, экспериментального и компьютерного исследования научно-технических проблем динамики, прочности, надежности, оптимизации объектов (материалов, конструкций, систем) с многоуровневой структурой в условиях интенсивного нагружения.

Ключевые слова: механика, техника, Кирпичев, Ляпунов, Стеклов, Ландау, динамика.

УДК 539.3

Особенности высокоскоростного деформирования тонкой пластины с высокопрочным покрытием / Л.В. Автономова, С.В. Бондарь, А.В. Степук, В.Л.Хавин // Вісник НТУ «ХПИ». Серія: Динаміка і міцність машин. – Х.: НТУ «ХПИ», 2015. – № 57 (1166). – С. 8-10. – Бібліогр.: 12 назв. – ISSN 2078-9130.

Проведено компьютерное моделирование процесса высокоскоростного деформирования тонкой пластины из алюминиевого сплава с корундово-покрытием при ударе пробойником. Рассматривается динамическая контактная вязко-упругопластическая задача при больших деформациях с учетом изменения свойств материала от скоростей деформаций. Анализ полей деформаций и напряжений показал, что наличие высокопрочного тонкого покрытия дает перераспределение поля эквивалентных напряжений и приводит к разрушению нижнего покрытия.

Ключевые слова: защитная пластина, покрытие, пробойник, контактная задача, большие деформации, метод конечного элемента.

УДК 669.018

Web-приложение для архивации данных ползучести и длительной прочности / Д. В. Бреславский, Е. А. Бреславская, А. С. Хорошун // Вісник НТУ «ХПИ». Серія: Динаміка і міцність машин. – Х.: НТУ «ХПИ», 2015. – № 57 (1166). – С. 11-14. – Бібліогр.: 14 назв. – ISSN 2078-9130.

Статья посвящена описанию программного средства для сбора, хранения и обработки данных о кривых ползучести и длительной прочности, в том числе и при совместном действии повреждаемости вследствие ползучести и усталости, реализованного в виде web-приложения. Обсуждается технология и архитектура web-приложения, приведены примеры работы с базой данных и с формами графического отображения кривых.

Ключевые слова: ползучесть, длительная прочность, взаимодействие ползучести и усталости, результаты экспериментов, web-приложение, хранение данных о свойствах материалов.

УДК 539.3

Пластичность и ползучесть стали 3 при комнатной температуре / Д. В. Бреславский, В. Н. Конкин, В. А. Метелев // Вісник НТУ «ХПИ». Серія: Динаміка і міцність машин. – Х.: НТУ «ХПИ», 2015. – № 57 (1166). – С. 14-19. – Бібліогр.: 13 назв. – ISSN 2078-9130.

В статье приведены полученные авторами экспериментальные данные о деформировании образцов из стали 3 при комнатной температуре и напряжениях, превосходящих предел текучести. Обсуждаются уравнения, состояния, применимые для описания деформирования данной стали с течением времени. Обнаружена существенная анизотропия свойств ползучести. Сравнение данных, полученных расчетным путем, с экспериментальными показало удовлетворительную возможность использования предложенных уравнений.

Ключевые слова: пластичность, ползучесть, уравнения состояния, кривые ползучести, анизотропия свойств ползучести, прокатка, экспериментальные исследования, плоские образцы.

УДК 539.3

Расчеты ползучести при непрерывном росте температуры / Д. В. Бреславский, С.А.Пашенко, О.А. Татарина // Вісник НТУ «ХПИ». Серія: Динаміка і міцність машин. – Х.: НТУ «ХПИ», 2015. – № 57 (1166). – С. 20-24. – Бібліогр.: 15 назв. – ISSN 2078-9130.

В статье приведена математическая постановка трехмерных задач ползучести и нестационарной теплопроводности. Как метод решения использован метод конечных элементов. Описаны разработанные алгоритмы, являющиеся основой разработанного программного обеспечения. Получены константы, входящие в уравнение состояния ползучести бронзы в широком диапазоне температур. Проведен одновременный расчет сформулированных задач на примере нагревания растянутого бронзового стержня и оценена достоверность работы разработанного программного обеспечения.

Ключевые слова: ползучесть, уравнение состояния, теплопроводность, температура, метод конечных элементов, бронзовый стержень.

УДК 539.3

Обратная задача при нестационарном деформировании прямоугольной пластины с дополнительной вязкоупругой опорой / А. В. Воропай // Вісник НТУ «ХПИ». Серія: Динаміка і міцність машин. – Х.: НТУ «ХПИ», 2015. – № 57 (1166). – С. 25-29. – Бібліогр.: 5 назв. – ISSN 2078-9130.

Приведены постановки и решение одной обратной нестационарной задачи для механической системы, состоящей из прямоугольной пластины средней толщины шарнирно-опертой по контуру и дополнительной сосредоточенной вязкоупругой опоры при импульсном воздействии. В работе описана задача идентификации неизвестной нагрузки вызывающей нестационарное деформирование пластины с дополнительной опорой. Пластина моделируется в рамках уточненной теории пластин типа С. П. Тимошенко. Исследования сводятся к анализу интегральных уравнений Вольтерра, которые решаются численно с использованием регуляризирующего алгоритма А. Н. Тихонова.

Ключевые слова: пластина средней толщины, идентификация, нестационарное нагружение, вязкоупругая опора, интегральные уравнения Вольтерра, регуляризирующий алгоритм А. Н. Тихонова.

УДК 621.75

Компьютерный подход уравнивания быстровращающихся валов трансмиссионных машин / В.Н. Грищенко, Р.В. Бойков // Вестник НТУ «ХПИ». Серия: Динамика и прочность машин. – Х.: НТУ «ХПИ», 2015. – № 57 (1166). – С. 30-35. – Библиогр.: 19 назв. – ISSN 2078-9130.

В работе на базе пакета ANSYS предложен алгоритм стартового компьютерного балансирования быстровращающихся деталей, которые по данным электронных чертежей неуравновешены. Предлагается еще на стадии проектирования вносить целенаправленные коррективы в заранее выбранные проектные параметры, которые улучшают качество функционала. Проведенные расчеты модели коленчатого вала дизеля показали, что путем незначительных изменений размеров противовесов можно существенно уменьшить стартовую неуравновешенность.

Ключевые слова: балансировка роторов, коленчатый вал, метод конечных элементов, оптимальное проектирование.

УДК 531

Напряженно-деформированное состояние профильных соединений с натягом при технологических и эксплуатационных нагрузках / Д.В. Данилов, А.Г. Андреев, А.В. Щепкин // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Динаміка і міцність машин. – Х.: НТУ «ХПІ», 2015. – № 57 (1166). – С. 35-40. – Бібліогр.: 8 назв. – ISSN 2078-9130.

В работе проводится сравнительный анализ различных вариантов профильных соединений с натягом для определения влияния формы вала и втулки на распределение основных параметров, характеризующих напряженно-деформированное состояние: суммарных перемещений, эквивалентных напряжений по критерию Мизеса и контактного давления под действием натяга, центробежных нагрузок при вращении и температуры. Выполненные исследования позволяют сопоставить напряженно-деформированное состояние различных вариантов профильных соединений и проследить влияние параметров соединения на его прочность, наметить рациональные пути упрочнения.

Ключевые слова: профильное соединение, натяг, математическое моделирование, ANSYS.

УДК 539.3

Исследование напряженного состояния в упругой пластинке из композиционных материалов с бесконечным рядом одинаковых круговых отверстий / С. Дария заде // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Динаміка і міцність машин. – Х.: НТУ «ХПІ», 2015. – № 57 (1166). – С. 41-44. – Бібліогр.: 8 назв. – ISSN 2078-9130.

В статье применена теория анизотропной линейной упругости с использованием комплексной переменной. Использован аналитический метод для нахождения концентрации напряжения в ортотропных пластинках с отверстиями. Используются функции, удовлетворяющие граничному условию для анизотропной пластины с отверстиями. Рассматривается пластина под действием одноосной нагрузки, границы отверстия свободны от нагрузок. Статья содержит результаты исследований концентрации напряжений вблизи отверстий. Напряжение около круглого отверстия было вычислено для ортотропной пластины, укрепленной волокном для четырех типов сложных материалов. Анализ концентрации напряжений в пластине рассматривается для гомогенного ортотропного материала. Даны результаты исследования напряжений на линии между центрами отверстий. Эта же проблема проанализирована с помощью МКЭ пакетом ANSYS. Сравняются результаты аналитического и числового методов.

Ключевые слова: композитная пластина, однонаправленные волокна, числовой метод, граничные условия, концентрация напряжений.

УДК 622.243.272

Использование упругих элементов для реализации параметров проектного профиля скважины / В. М.Ивасив, Р. В. Рачкевич, А. Р. Юрыч, Л. Р. Юрыч // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Динаміка і міцність машин. – Х.: НТУ «ХПІ», 2015. – № 57 (1166). – С. 45-48. – Бібліогр.: 12 назв. – ISSN 2078-9130.

Цель работы - создание технических средств и математического аппарата для обеспечения управления траекторией скважины.

Для этого разработаны конструкции управляемого отклонителя и упругой муфты, отличающиеся рядом преимуществ, среди которых возможность не дискретного изменения угла перекоса и изгибной жесткости соответственно. Предложена методика расчета напряженно-деформированного состояния компоновки низа буровой колонны, в состав которой включены разработанные устройства. Построены графические зависимости отклоняющего усилия на долоте от жесткости и длины упругой муфты, а также от угла перекоса управляемого отклонителя. Установлено, что отклоняющая сила более чувствительна к изменению жесткости упругого элемента в пределах 1 - 2 кН м², а использование упругих звеньев длиной меньше 4 м нецелесообразно.

Следует отметить, что управляемые отклонители и упругие муфты разной длины и жесткости, вместе с режимными параметрами бурения, позволяют в широких пределах изменять отклоняющие усилия на долоте, а, следовательно, управлять траекторией скважины.

Ключевые слова: бурение, профиль скважины, компоновка низу буровой колонны, отклонитель, упругий элемент.

УДК 539.3

Влияние отверстий на собственные колебания конструктивно неоднородных цилиндрических оболочек / В. А. Каиров, С. А. Моргул // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Динаміка і міцність машин. – Х.: НТУ «ХПІ», 2015. – № 57 (1166). – С. 49-53. – Бібліогр.: 13 назв. – ISSN 2078-9130.

Исследованы свободные колебания тонких упругих цилиндрических оболочек, ослабленных прямоугольными отверстиями. С использованием метода конечных элементов разработана уточненная математическая модель, учитывающая конструктивную неоднородность оболочки. Приведены результаты расчета амплитудно-частотных характеристик оболочечной системы. Выполнено сопоставление полученных данных с численными результатами для аналогичных задач, а также с экспериментальными данными.

Ключевые слова: свободные колебания, цилиндрическая оболочка, прямоугольное отверстие, подкрепляющие ребра, амплитудно-частотные характеристики, метод конечных элементов.

УДК 629.11:534.12

Исследование ресурса полуприцепа автоцистерны при движении по дорогам с покрытием разного качества / А.А. Ларин, К.Е.Потопальская // Вісник НТУ «ХП». Серія: Динаміка і міцність машин. – Х.: НТУ «ХП», 2015. – № 57 (1166). – С. 54-59. – Бібліогр.: 99 назв. – ISSN 2078-9130.

В работе определяются показатели надежности и ресурс полуприцепа автоцистерны на основе вероятностных характеристик вибраций элементов конструкции во время ее движения по дорогам с покрытием разного качества. Исследовалось случайное влияние нагрузки с учетом запаздывания во времени ее действия на заднюю ось транспортного средства. С помощью метода конечных элементов и методов статистической динамики определены вероятностные характеристики поведения системы. Предложен подход к оценке надежности конструкции по критерию накопления усталости.

Ключевые слова: автоцистерна, транспортное средство, случайные колебания, МКЭ, ресурс, надежность.

УДК 531

Напряженно-деформированное состояние некоторых типов профильных соединений с натягом при осевых нагрузках в ПК ANSYS / В.С. Лызько, А.Г. Андреев // Вісник НТУ «ХП». Серія: Динаміка і міцність машин. – Х.: НТУ «ХП», 2015. – № 57 (1166). – С. 60-69. – Бібліогр.: 10 назв. – ISSN 2078-9130.

Предметом исследования в данной работе является сравнительный анализ некоторых вариантов реализации соединений с натягом, находящихся под действием осевого давления. Исследования проводятся для таких вариантов соединений с натягом: круглый вал и круглая втулка, овальный вал и круглая втулка, вал – криволинейный квадрат и круглая втулка, шестиугольный вал и круглая втулка, круглый вал и овальная втулка, овальный вал и овальная втулка. Целью работы является выявление критических значений осевого давления и характеристик НДС деталей, соединенных между собой и, на основе этих данных, определение оптимального варианта соединения. Результаты приведены в виде графиков, рисунков и таблиц.

Ключевые слова: натяг, осевое давление, профильные соединения.

УДК 519 : 539:534

Моделирование и исследование собственных колебаний продольно армированного элемента фундамента / С.В. Красников // Вісник НТУ «ХП». Серія: Динаміка і міцність машин. – Х.: НТУ «ХП», 2015. – № 57 (1166). – С. 70-74. – Бібліогр.: 10 назв. – ISSN 2078-9130.

Рассматриваются вибрационные характеристики фундаментов паровых турбин. Приведены результаты исследования вибрационных характеристик типового элемента железобетонного фундамента. Рассмотрены разные варианты армирования железобетонного элемента фундамента. Построено две серии моделей типового элемента. Анализ вибрационных характеристик рассматривается с двух точек зрения: количественного и качественного. Проведены расчеты за тридцатью вариантами и анализ полученных результатов. Были рассчитаны собственные формы колебаний и их частоты. Подробно приведен анализ собственных частот типичного элемента. Сделаны выводы относительно схем армирования, которые имеют наибольшее влияние на собственные колебания. Для моделирования и расчетов был использован метод оконченных элементов.

Ключевые слова: трудоспособность, вибрация, собственные частоты, формы колебаний, фундамент, паровая турбина.

УДК 621.375

Особенности автоматизации параметрического моделирования динамики роторов центробежных компрессоров с помощью разных моделей/ Г. Ю. Мартыненко, А. Н. Марусенко // Вісник НТУ «ХП». Серія: Динаміка і міцність машин. – Х.: НТУ «ХП», 2015. – № 57 (1166). – С. 74-80. – Бібліогр.: 8 назв. – ISSN 2078-9130.

Проведен анализ собственных частот и форм колебаний моделей ротора, построенных и рассчитанных с помощью программных комплексов машиностроительного назначения. Разработан программный продукт для построения моделей ротора, проведения расчетов их динамических характеристик с наглядным представлением результатов. Программа обеспечивает связь с макросом и программным комплексом для проведения расчета, а также с браузером для просмотра полученных результатов.

Ключевые слова: динамика ротора, магнитные подшипники, критические скорости, параметрическое моделирование.

УДК 620.172.251.226

Методика экспериментального исследования вязкоупругих свойств ортотропного материала / В.Г. Мартыненко // Вісник НТУ «ХП». Серія: Динаміка і міцність машин. – Х.: НТУ «ХП», 2015. – № 57 (1166). – С. 81-87. – Бібліогр.: 25 назв. – ISSN 2078-9130.

Представлена методика для проведения экспериментального исследования вязкоупругих свойств ортотропного материала. Решена задача растяжения и сдвига постоянными нагрузками тонкой вязкоупругой ортотропной пластинки. Разработан способ аппроксимации экспериментальных данных, полученных в разные моменты времени и для различных температурных точек, с целью определения упругих свойств и ядра релаксации ортотропного материала, которому характерна вязкоупругость, степень анизотропии которой определяется степенью анизотропии упругих свойств, с помощью метода наименьших квадратов.

Ключевые слова: вязкоупругость, ортотропия, ядро релаксации, метод наименьших квадратов.

УДК 539.3

Задачи оптимизации многокомпонентных тел неоднородной структуры / С. А. Назаренко // Вісник НТУ «ХП». Серія: Динаміка і міцність машин. – Х.: НТУ «ХП», 2015. – № 57 (1166). – С. 87-90. – Бібліогр.: 20 назв. – ISSN 2078-9130.

Проанализированы этапы оптимизации многокомпонентных тел неоднородной структуры: выбор моделей анализа задач динамики, варьируемых переменных, функционалов цели и ограничений. Методы оптимизации классифицированы, как прямые; первого и второго порядка; стохастические; линейного и нелинейного программирования. Рассмотрено применение разных видов оптимизации Super Computer Simulation and Optimization Based Design / Engineering (многомерной, структурной, топологической, параметрической, многокритериальной и т. д.).

Ключевые слова: оптимизация, механика, неоднородные структуры, метод, CAE, SPDM.

ABSTRACTS

Main achievements of scientists of NTU «KhPI» in the field of mechanics / A. G. Andreev, S. A. Nazarenko // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Dynamics and strength of machines. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2015. – № 57 (1166). – P. 3-7. – Bibliogr.: 16. – ISSN 2078-9130.

The paper is concerned with the dynamic process of establishment and development of the research and pedagogic activity of the scientists and graduates of the National Technical University «Kharkiv Polytechnic Institute» (NTU «KhPI») in the field of mechanics in the 19 – 21 centuries. The fundamental scientific trends of evolution of mechanics were discovered and explored here. The most important phases of formation and development of the research and design school of the NTU «KhPI» are shown. The world-famous scientists who worked at the NTU «KhPI» or graduated it are mentioned. School of Mechanics of the NTU «KhPI» is developing in the direction of the theoretical, experimental and computer studies of scientific and technical problems of strength, dynamics, reliability, optimization of objects (materials, structures, systems) with a multi-level (nano- micro- meso- macro) structure in extreme loading. It is shown how mathematization of research led to the emergence of new models and methods of analysis of mechanical systems.

Keywords: mechanics, engineering, model, Kirpichov, Lyapunov, Steklov, Landau, dynamics.

High-Speed Deformation of a High-Strength Coated Thin Plate / L.V. Avtomomova, S.V. Bondar, A.V. Stepuk, V.L. Khavin // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Dynamics and strength of machines. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2015. – № 57 (1166). – P. 8-10. – Bibliogr.: 12. – ISSN 2078-9130.

High-speed deformation of aluminum alloy thin plate with a high-strength double-sided corundum coating was numerically simulated under impact of steel punch with a hemispherical working part.

The dynamic bonded contact problem for viscoelastic-plastic boundary value conditions problem is modelled for large deformations and varying physical and mechanical materials' properties, levels of strain rate and brittle fractures processes. Numerical simulation of impact process was carried out with finite element method based on the autonomous Euler-Lagrange approach, applying the specialized finite element software package ANSYS. Analysis of the found strain and stress fields' distributions demonstrated that the high-strength coating contributes in reallocation of the fields' equivalent stresses and leads only to the lower coating damage in place of the whole plate in depth.

Keywords: shielding plate, coating, beat, contact problem, large deformation, and finite element method.

Web-application for archiving of creep and long term strength data / D. V. Breslavsky, O. O. Breslavska, A. S. Khoroshun // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Dynamics and strength of machines. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2015. – № 57 (1166). – P. 11-14. – Bibliogr.: 14. – ISSN 2078-9130.

The paper is devoted to description of the software, which made as web-application, for collection, storing and processing the data of creep and long term strength, including the case of creep-fatigue interaction. The short review and analysis of problem is presented. The technology for minimization of creep data storing as well as the architecture of web-application is discussed. Software contains the possibility of imaging three parts of data, which are creep curves, long term strength curves and diagrams of limiting amplitudes and stresses. The values of temperature, stress, grade and literature reference to the data are demanded database fields. The examples of the work with database and with plots are presented.

Keywords: creep, long term strength, creep-fatigue interaction, experimental results, web-application, material data storing.

Plasticity and creep of steel 3 at room temperature / D. V. Breslavsky, V. M. Konkin, V. O. Mietelov // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Dynamics and strength of machines. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2015. – № 57 (1166). – P. 14-19. – Bibliogr.: 13. – ISSN 2078-9130.

Results of experimental investigations at the room temperature of specimens made from steel 3 are presented in a paper. It was found, that steel 3 at room temperature demonstrates essential creep, when strains are more than 2%. The anisotropy of creep properties for considered steel was fixed. The values of constants which are included in suggested state equations for steel 3 at temperature 20 C were determined. Comparison between experimental and calculated data show the satisfactory ability of use the suggested state equations for numerical simulation of stress-strain state's varying in conditions, when load causes the instant stresses which are more than yield limit as well as instant plastic strains occur.

Keywords: plasticity, creep, state equations, creep curves, anisotropy of creep properties, rolling, experimental investigations, plane samples.

Creep calculations at steady growth of temperature / D. V. Breslavsky, S. O. Pashchenko, O. A. Tatarinova // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Dynamics and strength of machines. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2015. – № 57 (1166). – P. 20-24. – Bibliogr.: 15. – ISSN 2078-9130.

The mathematical statements of creep and transient heat transfer three dimensional problems are presented in a paper. Finite Element Method is used for solution of boundary problems as well as time step integration method for initial ones. The algorithms which are the foundations of developed software are discussed. The values of constants, which are included in state equations for wide range of temperatures, are obtained. The simultaneous solutions of analyzed problems have been performed by use of example of heating the bronze bar in tension. The time dependencies of temperature and creep strain were obtained by numerical way. The correctness of developed software was estimated.

Keywords: creep, state equation, creep curves, transient heat transfer, temperature, Finite Element Method, bronze bar.

The inverse problem under nonstationary deforming of a rectangular plate with additional viscoelastic support / A. V. Voropay // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Dynamics and strength of machines. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2015. – № 57 (1166). – P. 25-29. – Bibliogr.: 5. – ISSN 2078-9130.

Mechanical system consists of hingedly supported medium-thickness rectangular plate with additional concentrated viscoelastic support. The nonstationary concentrated transversal load, which initiates vibration, is acting on the plate. The formulation and the solution of one inverse non-stationary problem for the mechanical system are given. The identification problem of unknown non-stationary load causing the deformation of the plate with additional support is considered. The simulation of the plate deforming is based on S. P. Timoshenko's refined theory. The researches are reduced to the system of Volterra integral equations. The solving of such Volterra integral equations is ill-posed problem, which is solved numerically with using of Tikhonov's regularization algorithm. Stable analytical and numerical solution of ill-posed problems for considered mechanical system is obtained without the use of iterative computational schemes. The unknown external load and reaction between the plate and additional support vs. time are obtained consequently. Special attention paid to the regularization parameter choosing. The results of numerical calculation for inverse problem are presented.

Keywords: medium-thickness plate, identification, nonstationary loading, viscoelastic support, Volterra integral equation, Tikhonov's regularization algorithm.

Computer access of balancing of high-speed shafts of transmission machines/ V.N. Grischenko, R.V. Boykov // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Dynamics and strength of machines. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2015. – № 57 (1166). – P. 30-35. – Bibliogr.: 19. – ISSN 2078-9130.

At development of engines a lot of time spared the choice of its rational structural form and separate details. However, it is well known that character of distributing of the masses of mobile parts of mechanism substantially influences on dynamic stresses of machines. The analysis of breakages of crankshafts of engines shows that their greater part carries fatigue character and caused variable on a value forces from pressure of gases and inertia forces from revolved and forward locomotive the masses.

In-process on the base of package of ANSYS the algorithm of the starting computer balancing of high-speed details which from data of electronic drafts is unbalanced is offered. It is suggested yet on the stage of planning to bring in purposeful corrections in the beforehand chosen project parameters which improve quality of functional. The conducted calculations of model of crankshaft of diesel rotined that by the insignificant changes of sizes of counterbalances it is possible substantially to decrease starting mental instability.

Keywords: balancing of rotors, crankshaft, finite of elements method, optimum planning.

The deflected mode of profile connections with interference fit at technological and working loads / D.V.Danilov, A.G.Andreev, A.V.Shepkin // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Dynamics and strength of machines. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2015. – № 57 (1166). – P. 35-40. – Bibliogr.: 8. – ISSN 2078-9130.

In work the comparative analysis of various variants of profile connections with a tightness for definition of influence of the form of a shaft and the plug on distribution of key parameters describing a is intense-deformed condition is spent: total movings, equivalent stress by von Mises number and contact pressure, centrifugal rotation loadings. The executed researches allow to compare deflected mode of various variants of profile connections and to track influence of connection parameters on its strength and durability, to plan rational ways of hardening.

Keywords: profile connection, tightness, mathematical modelling, ANSYS.

The study of stress state in an elastic plate made of composite materials with an infinite row of equal round circular holes / S. Darya zadeh // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Dynamics and strength of machines. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2015. – № 57 (1166). – P. 41-44. – Bibliogr.: 8. – ISSN 2078-9130.

The present article is based on the theory of anisotropic linear elasticity using the complex variable. A analytical method for solving macroscopic stress concentration in orthotropic plates with holes is presented. In this work, stress functions satisfying the boundary condition for the anisotropic plate with holes. In this study, a plate under uniaxial tension is considered and the border holes are free from any pressure. The article contains the most important results of research on the concentration of stresses of around holes. In this article the stress near a circular hole was calculated by orthotropic fibre-reinforced plates for four different composite materials. The analysis of the concentration in composite plate is, however, considered as a homogeneous orthotropic material. The results of research dependent upon the distances between the centers of the holes. Also this problem is analysed with the finite element method by package ANSYS. In addition, the results of the analytical method with numerical method are compared.

Keywords: composite plate, unidirectional fibers, numerical method, boundary conditions, stress concentration.

The use of elastic elements for the implementation of the project well profile parameters / V. M. Ivasiv, R. V. Rachkevych, A. R. Yurych, L. R. Yurych // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Dynamics and strength of machines. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2015. – № 57 (1166). – P. 45-48. – Bibliogr.: 12. – ISSN 2078-9130.

Article objective is creation of technical equipments and mathematical apparatus for guarantee steering of well trajectory.

Construction of controlled deflector and elastic coupling was developed for this purpose. This equipment has such advantages like possibility of non-discrete change of deflect angle and stiffness respectively. Method of intense-deformed state analysis of bottom assembly with controlled deflector and elastic coupling was proposed. Graphic dependences of deflecting load from elastic coupling stiffness and length and deflect angle of controlled deflector was drawn. As result was got that deflecting load is more sensitive to change of elastic coupling stiffness in diapason 1 - 2 kN m². Second result is next: elastic coupling length must be more than 4 m.

Let's note, that controlled deflectors and elastic couplings with different length and stiffness together with drilling parameters allow changing in wide diapason deflecting load on bit. As result, possibility exists to steer well trajectory.

Key words: drilling, well profile, bottom assembly, deflector, elastic coupling.

The holes' influence on the constructional non-homogeneous cylindrical shells free oscillation frequencies / V.A.Kairov, S.A.Morgun // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Dynamics and strength of machines. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2015. – № 57 (1166). – P. 49-53. – Bibliogr.: 13. – ISSN 2078-9130.

The free vibrations of thin elastic cylindrical shells weakened by a rectangular hole is studied. Problems of the thin shells' with constructional non-homogeneity free oscillations set the especial place in the modern mechanical theory and practice. The main aim of this work is to investigate the rectangular holes' frequencies and forms. The new, more correct mathematical model, that takes into consideration the shell's constructional inhomogeneity has also been designed. It has been studied that the rectangular holes presence in the shells' constructions and their discrete location cause the local inertial non-homogeneity and influences greatly on the construction's amplitude and frequencies characteristics. The shells system oscillations amplitudes and frequencies are calculated too. The new dependencies, physics and mechanical effects, caused by the shells constructional non-homogeneity are also received. Such dependencies have a big practical value. The comparison of all findings with corresponding problems numerical results and experimental data are also given.

Key words: free vibration, cylindrical shell, rectangular hole, reinforced ribs, vibration and amplitudes characteristics, finite elements method.

Definition of reliability parameters tanker of semitrailer driving on roads with different qualities / O. Larin, K. Potopalska // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Dynamics and strength of machines. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2015. – № 57 (1166). – P. 54-59. – Bibliogr.: 99. – ISSN 2078-9130.

The paper presents the determination of reliability and life-time of semi-trailers based on random vibrations of driving on roads with different qualities. Damage to the tank capable appears during operation due to the accumulation and development of fatigue or corrosion,

which leads to cracks and depressurization boiler tank. Therefore, development of methods for modeling settlement tank designs to assess their durability and reliability prediction at the design stage and in operation to ensure safety is important for practical problem. For solving problem random vibrations of vehicle with the influence of the lag effect the mathematical model was made. Particularly was considered the mathematical model random impacts vector with lag time effect on axis of vehicle. Finite-element model of the boiler semitrailer tanker was developed. The next step was obtained probabilistic behaviors of the system, such as spectral density and standard deviation of stresses, the influence of the lag effect of external forces using the methods of statistical dynamics. When analyzing the standard deviation at stresses determined that there are dangerous zone near the supports and hatches. Using probabilistic characteristics were obtained determine the parameters of reliability. For each type of load has been calculated effective frequency. The main influence on it was the speed of vehicle, but not the quality of the road surface. The approach to assessing the reliability of construction was offered by criteria for the accumulation of fatigue. The graph probability of failure-free operation is life-time has been defined for all types of loading. In the investigation of the life-time was determined that the quality declines of the road at a speed of 90 km / h life-time decreases rapidly.

Keywords: semi-trailer, boiler tank, heavy vehicle, random vibrations, FEM, life-time, reliability.

Stress-strain state of some types of profile connections with tightness in the axial loads in the PC ANSYS / V.S.Lyzko, A.G. Andreev // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Dynamics and strength of machines. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2015. – № 57 (1166). – P. 60-69. – Bibliogr.: 10. – ISSN 2078-9130.

The subject of the work is a comparative analysis of some embodiments of compounds with tightness under the action of axial pressure. Research carried out for these connections with a tightness options: round and round the shaft sleeve, round and oval shaft sleeve, the shaft is in the form of a curved square and round sleeve, hexagonal shaft and sleeve round, round and oval shaft sleeve, oval shaft and oval sleeve. The disappearance of the contact pressure is dangerous in terms of the reliability of the connection parts, so the study of the topic is relevant today. The aim is to identify the critical values of axial pressure and characteristics of stress-strain state details, interconnected and, based on these data, the determination of the optimal variant connection. The results are shown in graphs, figures and tables.

Keywords: pressure coupling, thrust, profile connections.

Study of natural oscillations reinforced elements of foundation / S.V. Krasnikov // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Dynamics and strength of machines. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2015. – № 57 (1166). – P. 70-74. – Bibliogr.: 10. – ISSN 2078-9130.

Considered the vibration characteristics of foundations for steam turbines. The results of the study of vibration characteristics typical elements of reinforced concrete foundation are given. The foundation is the backbone of the steam turbine. Type of build the foundation - reinforced concrete. Different versions of reinforcing concrete elements of the foundation are made. Two series models typical element are constructed. The first and second series of models based on small and high degree of reinforcement. For each series models is the basic design are completed. Analysis of vibration characteristics seen with two of point range: quantitative and qualitative. Calculations by thirty variations and analysis of the results are given. It was designed their own forms of oscillations and their frequency. Detail the analysis of natural frequencies typical element. Conclusions on reinforcing schemes that have the greatest impact on their fluctuations. For modeling and calculations used finite element method.

Key words: performance, vibration, natural frequencies, own oscillations, foundation, steam turbine.

Features of automation parametric modeling the dynamics of the rotors of centrifugal compressors with different models / G. Y. Martynenko, A. N. Marusenko // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Dynamics and strength of machines. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2015. – № 57 (1166). – P. 74-80. – Bibliogr.: 8. – ISSN 2078-9130.

The analysis of natural frequencies and mode shapes of the rotor models, constructed and calculated at software systems of engineering applications. The work confirmed that the use of elastic supports is appropriate. The software product allow building a model of the rotor, carry out calculations of its dynamic characteristics with a visual representation of the results. The program provides a link with the macro and program complex for calculation and with browser to view the results and allows you to change the required parameters of the rotor. Program facilitates the analysis of the dynamic behavior of the rotor, and reduces the time spent in the calculation model and for analysis results.

Keywords: rotor dynamics, magnetic bearings, critical speeds, parametric modeling.

Methodology of experimental investigation of viscoelastic properties of orthotropic material / V. G. Martynenko // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Dynamics and strength of machines. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2015. – № 57 (1166). – P. 81-87. – Bibliogr.: 25. – ISSN 2078-9130.

The paper considers the techniques for the conducting of an experimental investigation of viscoelastic properties of an orthotropic material. The solved problem of stretching and shearing of a thin viscoelastic plate by constant loads enabled an analytical determination of relaxation kernels. The developed method of a fitting of experimental data gained at different time and temperature points allowed a determination of elastic properties and a relaxation kernel of an orthotropic material with viscoelastic properties, whose the degree of anisotropy is determined by the degree of anisotropy of the elastic properties, using the method of least squares. The described methodology will be used for the estimation of the mechanical properties of thin composite structures.

Keywords: viscoelastic, orthotropy, relaxation kernel, method of least squares.

Most important phases of development optimization of complex structure / S. A. Nazarenko // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Dynamics and strength of machines. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2015. – № 57 (1166). – P. 87-90. – Bibliogr.: 20. – ISSN 2078-9130.

The paper is concerned with most important phases of formation and development optimization of complex structure. A formal approach to multidisciplinary optimization of complex devices is developed. The stages of optimization of complex devices: the choice of models of analysis, design variables, functional objectives and constraints. Optimization techniques are classified as direct; the first and second order; stochastic; linear and nonlinear programming. The applications of different types of Super Computer Simulation and Optimization Based Design / Engineering (multidimensional, structural, topological, parametric, multicriteria) are shown. On the basis of a mathematical model that takes into account the spatial and temporal fields of different nature (electrical, magnetic, elastic deformation, mechanical and thermal) with use of optimization genetic algorithms and the flexible polyhedron method, the complex structure is developed, which is characterized of reduced weight and size and high efficiency.

Keywords: optimization, mechanics, complex structures, method, CAE, SPDM, model, design.

ЗМІСТ

<i>Андреев А.Г., Назаренко С.А.</i> Основные направления исследований ученых НТУ «ХПИ» в области механики	3
<i>Автономова Л.В., Бондарь С.В., Степук А.В., Хавин В.Л.</i> Особенности высокоскоростного деформирования тонкой пластины с высокопрочным покрытием	8
<i>Breslavsky D.V., Breslavska O.O., Khoroshun A.S.</i> Web-application for archiving of creep and long term strength data	11
<i>Бреславський Д.В., Конкін В.М., Метельов В.О.</i> Пластичність та повзучість сталі 3 при кімнатній температурі	14
<i>Бреславський Д.В., Пащенко С.О., Татарінова О.А.</i> Розрахунки повзучості при неперервному зростанні температури	20
<i>Воропай А.В.</i> Обратная задача при нестационарном деформировании прямоугольной пластины с дополнительной вязкоупругой опорой	25
<i>Грищенко В.М., Бойков Р.В.</i> Комп'ютерний підхід врівноваження швидкообертювальних валів трансмісійних машин	30
<i>Данілов Д.В., Андреев А.Г., Щепкін О.В.</i> Напружено-деформований стан профільних з'єднань з натягом при технологічних і експлуатаційних навантаженнях	35
<i>Дария заде С.</i> Исследование напряженного состояния в упругой пластинке из композиционных материалов с бесконечным рядом одинаковых круговых отверстий	41
<i>Івасів В.М., Рачкевич Р.В., Юрич А.Р., Юрич Л.Р.</i> Використання пружних елементів для реалізації параметрів проектного профілю свердловини	45
<i>Каиров В.А., Моргунов С.А.</i> Влияние отверстий на собственные колебания конструктивно неоднородных цилиндрических оболочек	49
<i>Ларін О.О., Потопальська К.Є.</i> Дослідження ресурсу напівпричепу автоцистерни при русі по дорогам із покриттям різної якості	54
<i>Лызько В.С., Андреев А.Г.</i> Напряженно-деформированное состояние некоторых типов профильных соединений с натягом при осевых нагрузках в ПК ANSYS	60
<i>Красніков С.В.</i> Моделювання та дослідження власних коливань продольно армованого елементу фундаменту	70
<i>Мартиненко Г.Ю., Марусенко О.М.</i> Особливості автоматизації параметричного моделювання динаміки роторів відцентрових компресорів за допомогою різних моделей	74
<i>Мартиненко В.Г.</i> Методика експериментального дослідження в'язкопружних властивостей ортотропного матеріалу	81
<i>Назаренко С.А.</i> Задачи оптимизации многокомпонентных тел неоднородной структуры	87
Реферати	91
Рефераты	94
Abstracts	97

CONTENTS

<i>Andreev A.G., Nazarenko S.A.</i> Main achievements of scientists of NTU «KhPI» in the field of mechanics	3
<i>Avtonomova L.V., Bondar S.V., Stepuk A.V., Khavin V.L.</i> High-speed deformation of a high-strength coated thin plate	8
<i>Breslavsky D.V., Breslavska O.O., Khoroshun A.S.</i> Web-application for archiving of creep and long term strength data	11
<i>Breslavsky D.V., Konkin V.M., Mitielov V.O.</i> Plasticity and creep of steel 3 at room temperature	14
<i>Breslavsky D.V., Pashchenko S.O., Tatarinova O.A.</i> Creep calculations at steady growth of temperature	20
<i>Voropay A.V.</i> The inverse problem under nonstationary deforming of a rectangular plate with additional viscoelastic support	25
<i>Grischenko V.N., Boykov R.V.</i> Computer access of balancing of high-speed shafts of transmission mashines	30
<i>Danilov D.V., Andreev A.G., Schepkin A.V.</i> The deflected mode of profile connections with interference fit at technological and working loads	35
<i>Darya zadeh S.</i> The study of stress state in an elastic plate made of composite materials with an infinite row of equal round circular holes	41
<i>Ivasiv V.M., Rachkevych R.V., Yurych A.R., Yurych L.R.</i> The use of elastic elements for the implementation of the project well profile parameters	45
<i>Kairov V.A., Morgun S.A.</i> The holes' influence on the constructional non-homogeneous cylindrical shells free oscillation frequencies	49
<i>Larin O., Potopalska K.</i> Definition of reliability parameters tanker of semitrailer driving on roads with different qualities	54
<i>Lyzko V.S., Andreev A.G.</i> Stress-strain state of some types of profile connections with tightness in the axial loads in the PC ANSYS	60
<i>Krasnikov S.V.</i> Study of natural oscillations reinforced elements of foundation	70
<i>Martynenko G.Y., Marusenko A. N.</i> Features of automation parametric modeling the dynamics of the rotors of centrifugal compressors with different models	74
<i>Martynenko V.G.</i> Methodology of experimental investigation of viscoelastic properties of orthotropic material	81
<i>Nazarenko S.A.</i> Most important phases of development optimization of complex structure	87
Abstracts (in Ukrainian)	91
Abstracts (in Russian)	94
Abstracts	97

НАУКОВЕ ВИДАННЯ

ВІСНИК
НАЦІОНАЛЬНОГО ТЕХНІЧНОГО УНІВЕРСИТЕТУ «ХПІ»

Збірник наукових праць

Серія:
Динаміка і міцність машин

№ 57 (1166)

Науковий редактор: д-р техн. наук, проф. О. К. Морачковський
Технічний редактор: О. В. Щепкін
Відповідальний за випуск: канд. техн. наук Г. Б. Обухова

АДРЕСА РЕДКОЛЕГІЇ: 61002, Харків, вул. Фрунзе, 21,
НТУ «ХПІ». Каф. ДММ
Тел. (057) 707-68-79. E-mail: andreev@kpi.kharkov.ua

Обл.-вид № 53-15.

Підп. до друку 30.12.2015 р. Формат 60×84 1/16. Папір офсетний.
Друк офсетний. Гарнітура Таймс. Умов. друк. арк. 9,95. Облік.-вид. арк. 10,00.
Тираж 300 пр. 1-й завод 1-100. Зам. № 23. Ціна договірна.

Видавничий центр НТУ «ХПІ». Свідоцтво про державну реєстрацію суб'єкта видавничої
справи ДК № 3657 від 24.12.2009 р.

61002, Харків, вул. Фрунзе, 21

Цифрова друкарня «Зебра»

Свідоцтво про Державну реєстрацію 24800000000115022 від 01.01.2011 р.

Адреса: 61002, м. Харків, вул. Чернишевська, 28-А.
