

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

ВІСНИК

**НАЦІОНАЛЬНОГО ТЕХНІЧНОГО УНІВЕРСИТЕТУ
«ХПІ»**

Серія: «Машинознавство та САПР»

29 (1072)'2014

Збірник наукових праць

Видання засноване у 1961 р.

Харків
НТУ «ХПІ», 2014

Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Збірник наукових праць. Серія: Машинознавство та САПР. – Х.: НТУ «ХПІ». – 2014. – № 29 (1072). – 198 с. ISSN 2079-0075

Державне видання. Свідоцтво Держкомітету з інформаційної політики України КВ № 5256 від 2 липня 2001 року.

Збірник виходить українською та російською мовами.

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: Л. Л. ТОВАЖНЯНСЬКИЙ, д-р техн. наук, проф. (голова);

К. О. Горбунов, канд. техн. наук, доц. (секретар); 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. Сліфанов, канд. техн. наук, проф.; Ю. І. Зайцев, канд. техн. наук, проф.;

П. О. Качанов, д-р техн. наук, проф.; В. Б. Клепільник, д-р техн. наук, проф.;

С. І. Кондрашов, д-р техн. наук, проф.; В. М. Кошельков, 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. Тимофіїв, д-р техн. наук, проф.;

М. А. Ткачук, д-р техн. наук, проф.

Редакційна колегія серії: М. А. Ткачук, д-р техн. наук., проф. (відповідальний редактор); Г. В. Ткачук, канд. техн. наук, ст. н. с. (відповідальний секретар);

Є. Є. Александров, д-р техн. наук, проф.; В. С. Гапонов, д-р техн. наук, проф.;

А. В. Грабовський, канд. техн. наук, доц.; Г. М. Жолткевич, д-р техн. наук, проф.;

А. О. Зарубіна, канд. техн. наук, проф.; Г. І. Львов, д-р техн. наук, проф.;

А. Д. Чепурний, д-р техн. наук, проф.

*У квітні 2013 р. Вісник Національного технічного університету «ХПІ», серія «Машинознавство та САПР», включений у довідник періодичних видань бази даних **Ulrich's Periodicals Directory (New Jersey, USA)**.*

Рекомендовано до друку Вченою радою НТУ «ХПІ».
Протокол № 5 від 30 травня 2014 р.

А.А. АТРОШЕНКО, асп. каф. ТММиСАПР НТУ „ХПИ”

ИЗГИБ ПОЛОСЫ С УЧЕТОМ БОЛЬШИХ ПЕРЕМЕЩЕНИЙ И ВЛИЯНИЯ ПРОДОЛЬНЫХ УСИЛИЙ

Данная работа посвящается анализу изгиба полосы с учетом больших перемещений и влияния продольных усилий. Проектирование различных конструкций, в которых применяются тонкостенные элементы, в том числе – панели, затрагивает множество отраслей машиностроения. Такое широкое применение тонкостенных конструкций требует совершенствования методов их расчета и проектирования. В данной работе рассматривается задача, представляющая собой исследование тонкостенной полосы, размеры которой максимально приближены к размерам полосы, выделенной из панели металлического зернохранилища. Данная работа включает в себя создание математической модели с применением конечно-разностного метода, исследование полосы на изгиб с учетом умеренных прогибов, а также определение продольных усилий.

Ключевые слова: силос, метод конечных элементов, метод конечных разностей, геометрическая нелинейность, продольные усилия, математическая модель, программный модуль, итерационное решение

Введение. Проектирование различных конструкций, в которых применяются тонкостенные элементы, в том числе – панели, работающие при больших прогибах, затрагивает множество отраслей машиностроения. Основное применение данных элементов – в авиастроении, судостроении, агропромышленности, а именно – в изготовлении таких сооружений как силосные установки (емкости для хранения зернопродуктов). Ранее в статье [1] указывалось, что установки такого типа имеют ряд преимуществ. При проектировании данных установок необходимо учитывать внешние силовые воздействия, предполагая рациональный выбор их конструктивных элементов и материалов. В связи с этим необходимо рассчитывать их напряженно-деформированное состояние (НДС) под действием внутреннего давления столба зерновой массы. Это влечет за собой использование той или иной расчетной математической модели элементов металлоконструкции исследуемого силоса [2-4].

Такое широкое применение тонкостенных конструкций требует совершенствования методов их расчета и проектирования. В данной работе будет рассматриваться задача, об исследовании тонкостенной полосы, размеры которой приближены к размерам полосы, выделенной из панели металлического зернохранилища. Работа включает в себя создание математической модели с применением конечно-разностного метода, исследование полосы на изгиб с учетом умеренных прогибов, определение продольных усилий. Результаты решения задачи с использованием данной методики исследования сравниваются с результатами, полученными аналитически, и результатами, полученными в программном комплексе ANSYS [1-4, 12, 13].

Цель данной работы заключается в следующем: разработке математической модели и создании программного модуля для решения задач об изгибе полосы с учетом умеренных прогибов; в определении прогиба полосы с учетом геометрической нелинейности с применением метода конечных разностей (МКР); в сравнении аналитического и конечно-разностного решения задачи об изгибе полосы; в определении продольных усилий и прогибов путем итерационного решения путем пошагового циклического удовлетворения нелинейной системы уравнений, в усоре-

нии процесса итерационного уточнения решения исследуемой задачи путем варьирования коэффициента ускорения сходимости; в сравнении решений, полученных МКР и методом конечных элементов (МКЭ) (ANSYS); в определении погрешности, вносимой приближенными соотношениями для кривизны изогнутой оси стержня и равномерным распределением усилий растяжения вдоль этой оси.

Постановка задачи. В работе общие соотношения для решения поставленной задачи иллюстрируются на конкретном примере. Объектом исследования является полоса, геометрические параметры сечения которой равны: длина $l = 1$ м, ширина $A = 0,012$ м, толщина $B = 0,003$ м. В дальнейшем будем представлять полосу в виде стержня со следующими параметрами: площадь поперечного сечения стержня $S = 3,6 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2$, модуль упругости материала $E = 2,1 \cdot 10^{11} \text{ Н/м}^2$, момент инерции $I = 2,7 \cdot 10^{-11} \text{ м}^4$. Данные размеры приближены к размерам полосы, выделенной из панели металлического зернохранилища. Распределенная погонная нагрузка, действующая на поверхность стержня, равняется $q = 150 \text{ Н/м}$. Схема исследуемой конструкции показана на рис. 1. Следует заметить, что другие особенности конструкции будут учтены в дальнейших исследованиях. В этой же работе акцент делается на влияние геометрической нелинейности на поведение полосы, в связи с чем привлечение стержневой модели в первом приближении оправдано [1-4, 7].

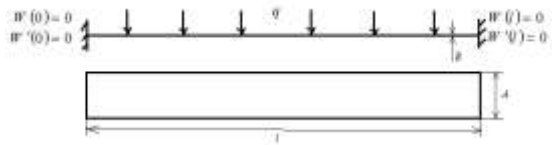


Рисунок 1 – Схема исследуемой конструкции

Для решения задачи рассмотрим МКР. Достоинство этого метода заключается в том, что он сводит решение краевой задачи для дифференциального уравнения к решению системы алгебраических уравнений относительно значений искомой функции на заданном дискретном множестве точек. Это достигается путем замены производных, входящих в дифференциальное уравнение, их конечно-разностными аппроксимациями [5].

Математическая модель. Рассмотрим более детально расчетные зависимости данного метода решения для дифференциального уравнения изгиба стержня четвертого порядка [6]:

$$EIW^{IV} = q. \quad (1)$$

Здесь E – модуль упругости, I – момент инерции, EI – изгибная жесткость стержня, W – прогиб, а q – распределенная погонная нагрузка.

Для решения данного уравнения применяется МКР с использованием центральной разности четвертого порядка [5]. Стержень разбивается n узлами на $(n-1)$ участков (рис. 2).

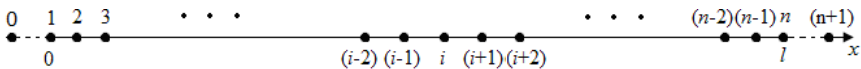


Рисунок 2 – Схема дискретизации стержня

Получим дискретные уравнения из дифференциального уравнения четвертого порядка (1) и крайних условий (см. рис. 1):

$$w_{i-2} - 4w_{i-1} + 6w_i - 4w_{i+1} + w_{i+2} = \frac{q_i \Delta^4}{EI}, i = 2, 3, \dots, n-2, n-1. \quad (2)$$

Для крайних узлов получаем уравнения

$$w_j = 0; j = 0, 1, n, (n+1), \quad (3)$$

где индексы "0" и $(n+1)$ соответствуют "законтурным" точкам (фиктивные узлы) [5].

Таким образом, для всех внутренних узлов ($i=2 \div (n-1)$) записываются соотношения (2), вытекающие из конечно-разностной аппроксимации соответствующего дифференциального уравнения изгиба стержня (1), а для крайних точек (по две с каждого края) – краевые условия (3), (см. рис. 1) [5]. Из этих соотношений формируется ленточная матрица следующей структуры:

$$M_1 = \begin{bmatrix} 1 & 0 & & & & & 0 \\ 0 & 1 & & & & & \\ 1 & -4 & 6 & -4 & 1 & & \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \\ & & 1 & -4 & 6 & -4 & 1 \\ & & & & & 1 & 0 \\ 0 & & & & & 0 & 1 \end{bmatrix}. \quad (4)$$

Тогда система уравнений (2), (3) приобретает вид:

$$M_1 \cdot W = Q, \quad (5)$$

где Q – вектор с компонентами:

$$Q = \{0; 0; q_3 \Delta^4 / EI; q_4 \Delta^4 / EI; \dots; q_{n-2} \Delta^4 / EI; 0; 0\}^T. \quad (6)$$

Решение данной системы уравнений дает возможность определить массив узловых искомым w_i , а по ним – НДС исследуемого стержня [5, 6, 7].

На данном этапе проводится анализ точности решения по полученным соотношениям. В качестве сравнения рассматривается аналитическое решение задачи (см. рис. 1), которое имеет вид:

$$W = \frac{ql^2 x^2}{24EI} - \frac{qlx^3}{12EI} + \frac{qx^4}{24EI}, x = 0..l. \quad (7)$$

Данное уравнение описывает величину прогиба стержня в зависимости от продольной координаты x [6]. С помощью разработанного программного модуля определяется величина прогибов стержня в конечно-разностной постановке и сравнивается с аналитическим решением. В качестве варьируемого параметра выбрано количество узлов стержня дискретизации n , которое варьируется от 50 до 300.

Распределения прогибов с разными вариантами разбиения сетки и аналитически полученные показаны на рис. 3. Данный график показывает отличие между конечно-разностным и аналитическим решениями. Полученные результаты (макс-

симальные прогибы – в центре стержня) сведены в табл. 1 (представлены значения прогибов стержня при различном разбиении сетки, определена погрешность конечно-разностного решения, зависящая от количества узлов).

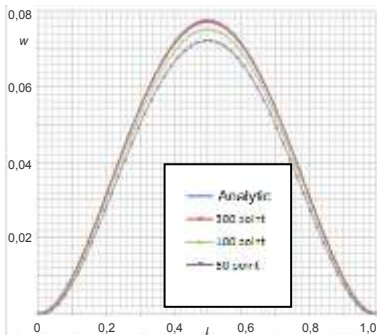


Рисунок 3 – Распределение прогибов стержня, полученные на сетке с разбиением 300, 100, 50 узлов в сравнении с аналитическим решением (analytic)

распределенная погонная нагрузка.

Уравнение (8) записано в линейном виде, а (9) – в нелинейном с учетом влияния прогиба w на продольную деформацию стержня. Получим дискретное уравнение второго порядка для решения уравнения растяжения-сжатия стержня (8) с учетом краевых условий (см. рис. 1) [5]:

$$U_{i-1} - 2U_i + U_{i+1} = \frac{q_i \Delta^2}{EI}, \quad i = 2, 3, \dots, n-1. \quad (10)$$

Здесь U – вектор узловых перемещений u (дискретизация – аналогично введенной для прогибов w). Из этих соотношений формируется ленточная матрица следующей структуры:

Таблица 1 – Результаты, полученные МКР и аналитически

№	Кол-во узлов	Величина прогиба, м	Погрешность, %
1	Аналит. решение	0,0776	0
2	50	0,0722	7,4
3	100	0,0752	3,1
4	300	0,0772	0,5

$$M_2 = \begin{bmatrix} 1 & 0 & & & 0 \\ -1 & 2 & -1 & & \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ & & -1 & 2 & -1 \\ 0 & & & 0 & 1 \end{bmatrix}. \quad (11)$$

Тогда система уравнений (10) с учетом краевых условий $U_1 = 0; U_n = 0$ приобретает вид:

$$M_2 \cdot U = Q_x, \quad Q_x = \left\{ 0, \dots, \frac{q_x \Delta^2}{ES}, 0 \right\}^T. \quad (12)$$

Поскольку в рассматриваемом случае предполагаются умеренные прогибы полосы, нагруженной поперечной нагрузкой, то в первом приближении для оценки

напряженно-деформированного состояния можно применить геометрически нелинейные соотношения для связанного изгиба и растяжения стержней. При этом для вычисления деформаций ε_x при изгибе используется соотношения (12):

$$\varepsilon_x = \frac{du}{dx} - z \frac{d^2 w}{dx^2} + \frac{1}{2} \left(\frac{dw}{dx} \right)^2. \quad (13)$$

Здесь z – расстояние по толщине от срединной линии стержня, u, w – компоненты перемещения точек стержня вдоль оси X и Z соответственно [7]. В рассмотренном случае влияние прогибов w на продольные деформации намного больше, чем продольных перемещений. Из выражения (13) путем интегрирования по толщине и усреднения по длине определяем продольные усилия (P):

$$\begin{aligned} P &= ES \left(u' + \frac{1}{2} (w')^2 \right) \approx ES \frac{1}{2l} \int_0^l (w')^2 dl \approx \\ &\approx ES \frac{1}{2l} \sum_i^{n-1} \left(\frac{w_{i+1} - w_i}{\Delta} \right)^2 \cdot \Delta = \frac{1}{2l} \frac{ES}{\Delta} \sum_i^{n-1} (w_{i+1} - w_i)^2. \end{aligned} \quad (14)$$

Для решения совместной задачи влияния усилий изгиба стержня и растяжения запишем систему уравнений:

$$Elw^{IV} + Pw'' = q. \quad (15)$$

Проводится дискретизация системы (15) с привлечением матриц (4) и (11), и тогда система уравнений (15) принимает следующий вид:

$$(M_1 + P \cdot M_2)W = Q. \quad (16)$$

Данное уравнение используется для определение изгиба стержня с учетом продольных усилий, в свою очередь зависимых от W по соотношению (14). Для решения системы уравнений (14), (16) будем использовать метод простой итерации с ускорением. По значениям неизвестных на k -й итерации находят их значения на следующей итерации [5]. Для численного решения системы нелинейных уравнений (14), (16) привлекается и адаптируется метод простой итерации:

$$\left\{ \begin{array}{l} W^{(0)} := M_1^{-1} \cdot Q; \quad (a) \quad P^{(1)} := G(W^{(0)}); \quad (b) \quad k := 1; \quad (c) \\ W^{(k)} := [M_1 + P^{(k)} \cdot M_2]^{-1} \cdot Q; \quad (d) \quad P^{(k+1)} := P^{(k)} + \omega \cdot (G(W^{(k)}) - P^{(k)}); \quad (e) \\ k := k + 1; \quad (f) \end{array} \right. \quad (17)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \text{if} \left[\frac{\max |w_{i+1}^k - w_i^{(k-1)}|}{\max |w_i^k|} > \varepsilon_w \right] \text{ and} \left[\frac{\max |P_{i+1}^k - P_i^{(k-1)}|}{\max |P_i^k|} > \varepsilon_p \right] \text{ go to (d)} \quad (g) \end{array} \right.$$

От традиционного метод простой итерации алгоритм (17) отличается тем, что для обеспечения устойчивости итерационного процесса вводится параметр ускорения ω . При $\omega = 1$ получается традиционный алгоритм простой итерации. С целью

определения рекомендуемого интервала для назначения ω было проведено исследование его влияния на скорость сходимости итерационного процесса (17). Для этого, задавшись $\varepsilon_w = \varepsilon_p = 10^{-4}$, было осуществлено решение ряда тестовых задач с упомянутыми ранее параметрами El, l, S, q, n [5].

Результаты расчета. Рассмотрим результаты решения исследуемой задачи.

В табл. 2 представлены результаты численных экспериментов. Здесь ε – точность решения, ω – ускорение; $W_{(max)}$ – максимальный прогиб, м; P – продольные усилия, Н; $K = K(0)$ – количество итераций, которые необходимо было выполнить, для удовлетворения решения условий сходимости (г) в системе (17).

Таблица 2 – Результаты численных экспериментов

№	ε	ω	$W_{(max)}$	P	K
1	0,0001	0,03125	0,0093	1585,2647	75
2	0,0001	0,0625	0,0093	1584,1298	50
3	0,0001	0,125	0,0093	1583,7028	30
4	0,0001	0,25	0,00932	1583,3730	15
5	0,0001	0,35	0,0093	1583,3277	11
6	0,0001	0,4	0,0093	1583,3175	9
7	0,0001	0,45	0,0093	1583,3113	9
8	0,0001	0,5	0,0093177	1583,3433	10
9	0,0001	0,65	0,0093	1583,2565	20
10	0,0001	0,7	0,0093	1583,2389	40
11	0,0001	0,725	0,0093	1583,4111	60
12	0,0001	0,75	0,0093174	1583,4194	480

Подробные картины, характеризующие процесс изменения W_{max}^k, P^k в зависимости от номера шага итерационного процесса, а также относительных величин $\delta_W^k = (W_{max}^k - W_{max}^\infty) / W_{max}^\infty$, $\delta_P^k = (P_{max}^{(k)} - P^\infty) / P^\infty$ (определяют отличие текущего решения от конечного), представлены на рис. 4-12.

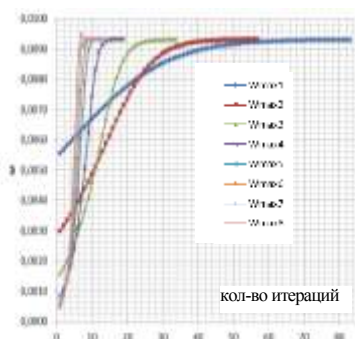


Рисунок 4 – Процесс изменения максимальных прогибов W_{max} , вар. 1-8

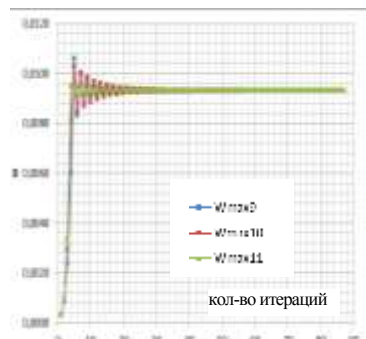


Рисунок 5 – Процесс изменения максимальных прогибов W_{max} , вар. 9-11

На данных рисунках проиллюстрирован процесс приближения текущего решения (17) к точному. В вар. 3-8 приближение решения достигается равномерно и

стабильно, в вар. 1-2, 9-12 наблюдается зигзагообразное приближение к решению с увеличенным количеством итераций.

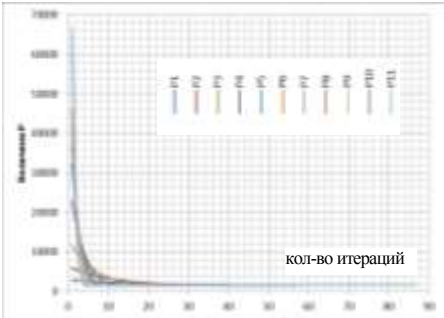


Рисунок 6 – Процесс изменения максимальных продольных усилий P

Рассмотрим подробное поведение приближения рассматриваемого решения относительно поведения значений $W_{\max}^k / W_{\max}^\infty$ и P^k / P^∞ с ростом номера шага итерационного процесса (рис. 9-10).

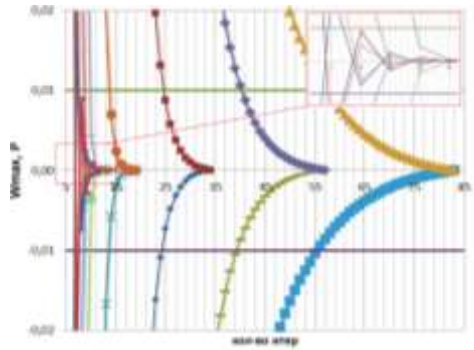
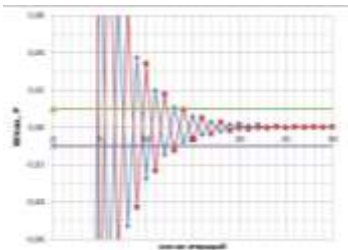
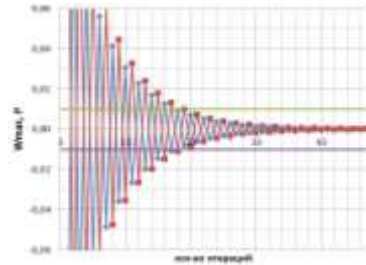


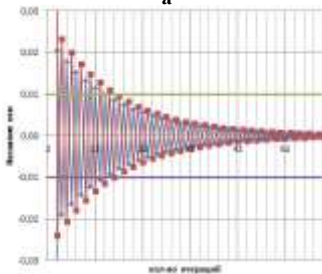
Рисунок 7 – Процесс приближения решения относительных величин δ_W^k, δ_P^k , зависящий от количества итераций (вар. 1-8)



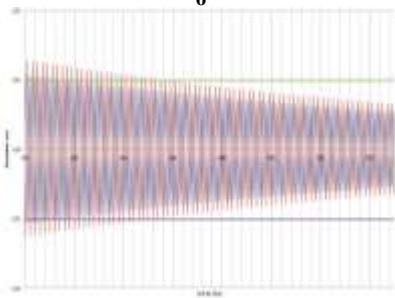
а



б



в



г

Рисунок 8 – Процесс приближения решения относительных величин δ_W^k, δ_P^k , зависящий от количества итераций: а – вар. 9; б – вар. 10; в – вар. 11; г – вар. 12

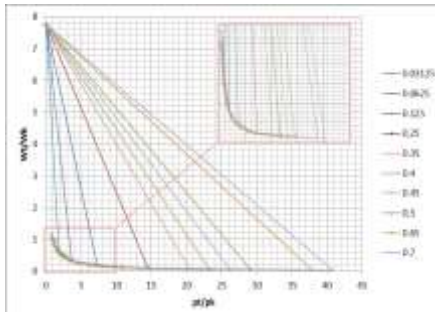


Рисунок 9 – Процесс приближения решения относительно $W_{\max}^k / W_{\max}^{\infty}$ и P^k / P^{∞} , вар. 1-10

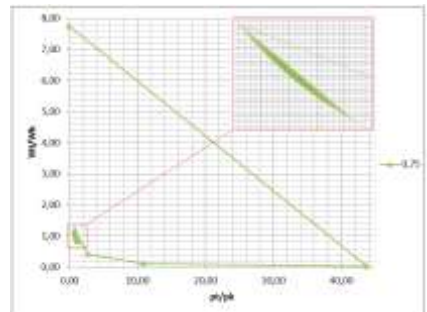


Рисунок 10 – Процесс приближения решения относительно $W_{\max}^k / W_{\max}^{\infty}$ и P^k / P^{∞} , вар. 11

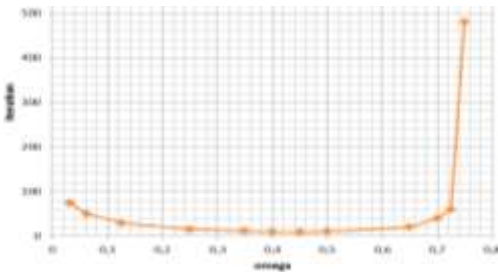


Рисунок 11 – Итоговый график $W = K(\omega)$, демонстрирующий зависимость необходимого количества итераций для решения нелинейной системы уравнений (см. табл. 2)

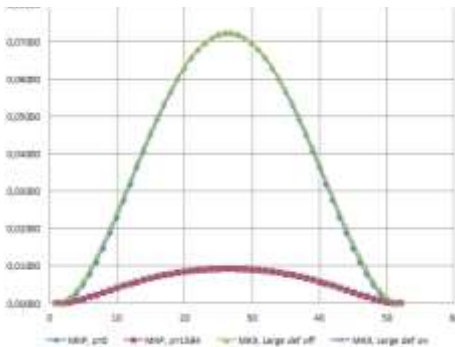


Рисунок 12 – Максимальный прогиб W_{\max}^k МКР и МКЭ с учетом и без учета геометрической нелинейности

В данной постановке были рассмотрены варианты с учетом и без учета геометрической

Итоговый график, демонстрирующий зависимость необходимого количества итераций для решения нелинейной системы уравнений (14), (16), показан на рис. 11. Из данного графика видно, что для более быстрого решения необходимо выбирать область, в которой рекомендуемое ω находится в интервале $0,3 \leq \omega \leq 0,5$.

Сравнение результатов.

Проводится сравнение полученных результатов МКР и МКЭ, реализованных в системе ANSYS [13, 14]. Для реализации МКЭ в программном комплексе ANSYS была построена стержневая модель полосы согласно ранее указанным размерам: A, B, l и в соответствии свойствам материала. Данная полоса жестко фиксировалась по краям, и на верхнюю поверхность задавалась распределенная нагрузка q . Исследуемая задача решалась в двух постановках: с учетом и без учета больших перемещений (геометрическая нелинейность). Результаты решений представлены на рис. 12-13.

На рис. 12 представлены результаты расчета максимальных прогибов W_{\max}^k МКР и МКЭ. В дан-

нелинейности. Из графиков видно хорошее соответствие между двумя методами. На рис. 13 проиллюстрирован процесс приближения решения относительно $W_{\max}^k / W_{\max}^{\infty}$ МКР и МКЭ с учетом и без учета геометрической нелинейности.

Из данных графиков следует, что полученное конечно-разностное решение соответствует решению, полученному МКЭ при различной постановке. При этом наблюдается хорошее соответствие с откликом около $0,1 \div 0,8\%$.

Определение погрешности, вносимой в расчетную модель задачи. Рассмотрим более подробно определение погрешности, вносимой приближенными соотношениями для кривизны изогнутой оси стержня (вместо точных) и равномерным распределением усилий растяжения вдоль этой оси (вместо неравномерных по длине стержня). Рассмотрим эти факторы. Уравнение изгиба стержня с точными соотношениями для кривизны имеют вид [6]:

$$\frac{d^2}{dx^2} \left[EI \cdot \frac{d^2 w / dx^2}{\left(1 + (dw/dx)^2\right)^{3/2}} \right] + d^2 / dx^2 [P(x) \cdot w] = q. \quad (18)$$

Данные уравнения можно трактовать как уравнения изогнутой оси стержня при переменной вдоль длины изгибной жесткости:

$$(EI)^* = EI / \left(1 + (dw/dx)^2\right)^{3/2}, \quad (19)$$

а также при неравномерном распределении $P(x)$ вдоль его длины. Естественно, что и $(EI)^*$, и $P(x)$ являются функциями решения (18), т.е. они зависят от $w(x)$, однако степень отличия

$(EI)^*$ и $P(x)$ от констант на длине стержня при данном сочетании параметров исследуемого стержня и нагрузки незначительны. В связи с этим, задавшись принудительным разбросом величин $(EI)_{H} < (EI)_{\min}^*$; $(EI)_{\max}^* < (EI)_{B}$, $P_H < P_{\min}^*$; $P_{\max}^* < P_B$, можно решить уравнения:

$$(EI)_{H,B} w^{IV} + P_{H,B} w = q. \quad (20)$$

Получив разброс решений w , можно оценить допускаемую погрешность расчетной модели. Оценка разброса для изгибной жесткости в данном случае $EI = \pm 5\%$, для усилия $P = \pm 10\%$. В табл. 3 приведены результаты расчетов с различными вариантами сочетаний $(EI)_{H,B}$ и $P_{H,B}$. На рис. 14 представлены распределения w , полученные для табличных данных.

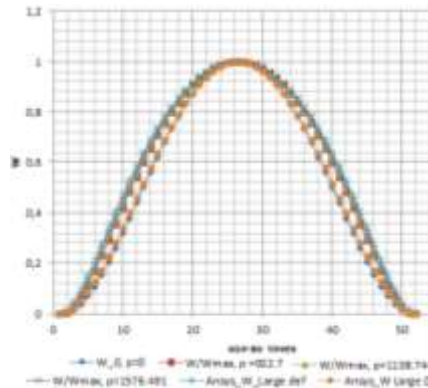


Рисунок 13 – Процесс приближения решения МКР и МКЭ с учетом и без учета геометрической нелинейности относительно $W_{\max}^k / W_{\max}^{\infty}$

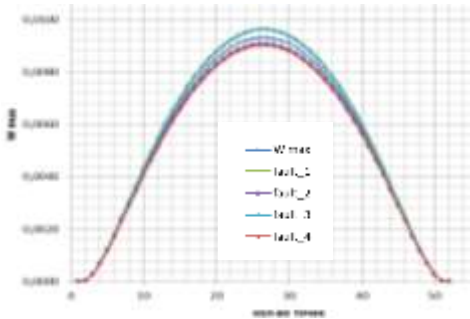


Рисунок 14 – Распределения w , полученных для табличных данных

Таким образом, для оценки влияния других факторов, в том числе геометрической нелинейности и влияния продольных усилий на изгиб, можно принять модель с равномерным распределением продольных усилий по длине стержня, а также

Таблица 3 – Результаты исследуемого расчета

Параметры		W_{\max} / Δ		$W^{ю.м.}_{\max}$
		$P_H = 0,9$	$P_B = 1,1$	
EI_H	0,95	0,0097/+0,043011	0,0091/-0,021978	0,0093
EI_B	1,05	0,0096/+0,032258	0,009/-0,033333	

рассчитывать кривизну изогнутой оси стержня по приближенной формуле как вторую производную от прогиба.

было разработана математическая модель и создан программный модуль для решения задач об изгибе стержня с учетом умеренных прогибов. В основе математической модели лежит МКР. Разработанный программный комплекс позволяет определять изгиб стержней с учетом геометрической нелинейности, вычислять значение продольных усилий и прогибов итерационным путем. Было проведено управление ускорением процесса итерационного уточнения решения исследуемой задачи путем варьирования коэффициента ускорения сходимости. Определены погрешности, вносимые приближенными соотношениями для кривизны изогнутой оси стержня и равномерным распределением усилий растяжения. Для конкретного примера они составили $3,3 \div 4,4\%$.

Для подтверждения корректности и точности полученных результатов проведены сравнения результатов по предлагаемой методике с полученными МКЭ, реализованным в программном комплексе ANSYS. Было получено хорошее соответствие с минимальной погрешностью.

В дальнейшем планируется применить предложенный подход к решению задач, в которых будет рассмотрена постановка задачи для системы пластин, соединенных болтовым крепежом в геометрически нелинейной постановке.

Список литературы: 1. Атрошенко О.О. Обгрунтування розрахункових моделей елементів силосу / В.Б. Третьяков, И.И. Иванцов, О.В. Веретельник, О.О. Атрошенко // Вісник НТУ «ХП». Серія: Машинознавство та САПР. – 2013. – № 1. – С. 139-154. 2. Атрошенко О.О. Численное исследование контактных задач для системы пластин, соединенных болтовым крепежом. в геометрически нелинейной постановке / О.О.

Полученные данные сравниваются с результатами конечно-разностных расчетов, которые находятся в хорошем соответствии с данными, полученными в программном комплексе ANSYS при конечно-элементном моделировании. Видно, что погрешность расчетной модели заключена в интервале $-3,3 \div +4,4\%$. Следовательно, вносимое указанными факторами искажение решения задачи не изменяет характера распределения прогибов, а его величины изменяются незначительно.

Выводы. В данной работе была разработана

Атрошенко // Вісник НТУ «ХП». Тем.вип.: Машинознавство та САПР. – 2013. №1 (975). – С. 3-14.

3. Атрошенко О.О. Экспериментальное исследование системы пластин, соединенных болтовым крепежом / О.О. Атрошенко // Вісник НТУ «ХП». Серія: Транспортне машинобудування. – 2014. №14 (1057). – с. 105-112.

4. Атрошенко О.О. Анализ влияния геометрической нелинейности / О.О. Атрошенко // Вісник НТУ «ХП». Серія: Транспортне машинобудування. – 2014. №14 (1057). – С. 105-112.

5. Турчак Л.И. Основы численных методов / Турчак Л.И., Плотников П.В. Москва ФИЗМАТЛИТ, 2002 – 304с.

6. Биргер И.А. Сопrotивление материалов: учебное пособие / И.А. Биргер, Р.Р. Мавлютов / – М.: Наука. Гл. Ред., физ.-мат. лит., 1986 – 560 с.

7. Васильев К. Вариационные методы в теории упругости и пластичности / К. Васильев – М.: Мир, 1987. – 542 с.

8. Бурдун Е.Т. Напряженно-деформированное состояние гофрированных пластин и пологих оболочек при действии поверхностных нагрузок / Бурдун Е.Т., Кочанов В.Ю., Кутриевич А.Б. и др. // 36. наук. пр. нац. вн-ту кораблебудування. – 2009. – №5(428). – С. 45-53.

9. Короткий О.А. Совершенствование конструкции цилиндрических силосов, используемых в сельском хозяйстве. Автореф. дис. канд. тех. наук., Москва, 2009. – 24 с.

10. Ращепкин С.В. Принципы конструирования и экспериментальные исследования новых металлических спиральных силосов. Дис. канд. тех. наук., Саратов, 2003. – 172 с.

11. Кузнецов И.М. Пространственная работа гибкого металлического силоса с наружным стержневым каркасом. Дис. канд. тех. наук., Москва, 2000. – 181 с.

12. Ягодаров А.Х. Совершенствование конструкции, уточнение расчета и оптимальные параметры стального круглого бункера. Дис. канд. тех. наук., Екатеринбург, 2005. – 146 с.

13. Басов К.А. ANSYS: справочник пользователя / К.А. Басов. – М. ДМК Пресс, 2005. – 640с.

14. Капун А.Б. ANSYS в руках инженера / А.Б. Капун. – М.: Единотриал, 2003. – 272 с.

Поступила в редколлегию 23.03.2014

УДК 539.3

Изгиб полосы с учетом больших перемещений и влияния продольных усилий / А.А. Атрошенко // Вісник НТУ «ХП». Серія: Машинознавство та САПР. – X. : НТУ «ХП», 2014. – № 29 (1072). – С. 3-13. – Бібліогр.: 14 назв. ISSN 2079-0075.

Дана робота присвячується аналізу згинання смуги з урахуванням великих переміщень і впливу поздовжніх зусиль. Проектування різних конструкцій, в яких застосовуються тонкостінні елементи, в тому числі панелі, стосується багатьох галузей машинобудування. Таке широке застосування тонкостінних конструкцій вимагає вдосконалення методів їх розрахунку та проектування. У даній роботі розглядається задача, що представляє собою дослідження тонкостінної смуги, розміри якої максимально наближені до розмірів смуги, виділеної з панелі металевого зерносовища. Дана робота включає в себе створення математичної моделі з застосуванням метода скінченних різниць, дослідження смуги з урахуванням поперічних прогинів, а також визначення поздовжніх зусиль.

Ключові слова: силос, метод скінченних елементів, метод скінченних різниць, геометрична нелінійність, поздовжні зусилля, математична модель, програмний модуль, ітеративне рішення

This work is devoted to the analysis of bending stripe taking into account large deflection and longitudinal forces of influence. Designing a variety of designs, which use thin-walled elements, including panels, cover many branches of engineering. Such widespread use of thin-walled structures requires improved methods of analysis and design. In this paper, we consider problem, which is the study of thin strip, the dimensions of which are close to the size of the band derived from the metal panel granaries. This work includes the creation of a mathematical model using finite difference method, the study band bending considering large deflection, as well as the definition of longitudinal forces.

Keywords: silo, finite element method, finite difference method, geometric nonlinearity, longitudinal forces, mathematical model, the software module, the iterative solution

УДК 629.0: 539.3

М.О. БОНДАРЕНКО, стажист-викл. каф. ТММ і САПР НТУ „ХП”

ДОСЛІДЖЕННЯ НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ КАРКАСУ КУЗОВА АВТОБУСА В УМОВАХ МОДЕЛЮВАННЯ ЙОГО ТЕСТОВОГО ВИПРОБУВАННЯ НА ПАСИВНУ БЕЗПЕЧНІСТЬ

У статті розглянуто види натурних випробувань пасажирських автобусів на пасивну безпечність та детально описана методика визначення реакції каркасу пасажирського автобуса на тестове зусилля відповід-

© М.О. Бондаренко, 2014

но до одного з випробувань комп'ютерними засобами. Розв'язання здійснено на основі нелінійної математичної моделі, що включає три види одночасно діючих нелінійностей (геометричну, фізичну та структурну), з використанням методу скінченних елементів. Наведено аналіз отриманих результатів. У ході досліджень установлені залежності прогину силового каркасу від величини діючого зусилля. Визначено, що початковий варіант силової структури кузова автобуса не відповідає вимогам пасивної безпеки. Запропоновані рекомендації щодо підсилення каркасу. На конкретному прикладі продемонстрована ефективність комп'ютерних засобів, що дають змогу створити віртуальний випробувальний стенд на пасивну безпеку автобусів.

Ключові слова: кузов автобуса, оцінка міцності, напружено-деформований стан, метод скінченних елементів, нелінійна математична модель

Вступ. Компоненти транспортного засобу, які повинні запобігати травмуванню його пасажирів при потраплянні в дорожньо-транспортну пригоду, є об'єктами технічного регулювання. По відношенню до автобусів такими об'єктами є міцність сидінь та їх кріплень (Правила ЄЕК ООН 80-01), вимоги до пасків безпеки (Правила ЄЕК ООН 16-04 та ЄЕК ООН 14-06), безпечне скло (Правила ЄЕК ООН 43-00). Та найбільш суттєвий вплив на внутрішню пасивну безпечність транспортного засобу має міцність верхньої частини конструкції. Цей показник дозволяє мінімізувати ДТП зі смертельними випадками.

Аналіз стану питання. Оцінка міцності верхньої частини каркасів кузовів автобусів проводиться згідно з правилами ЄЕК ООН № 66 [1] (динамічний тест) та відповідно до вимог стандарту FMVSS № 220 [2] (квазістатичний тест). Додаток 5 Правил як базовий метод передбачає проведення натурних випробувань транспортного засобу на перекидання, після якого проводиться оцінка залишкового простору пасажирського салону і деформацій основних елементів конструкції. Відповідно до другого тесту на дах конструкції кузова транспортного засобу діє плоска плита силою, що дорівнює 1,5 його спорядженої маси, помноженої на 9,8 м/с². При цьому переміщення плити вертикально вниз не повинні перевищити 130 мм, а також повинна залишитися можливість відкриття всіх аварійних виходів, крім того, що знаходиться на даху. Хоча автобус витримує квазістатичний тест FMVSS № 220, той самий автобус може не пройти динамічний тест.

Постановка задачі. Для комп'ютерного моделювання було обрано другий вид випробувань. *Об'єкт досліджень* – типова конструкція каркасу кузова пасажирського автобуса середнього класу. Для розв'язання поставленої задачі було використано метод скінченних елементів. Теоретичні відомості про нього можна отримати з книги [3]. Питанню оцінки пасивної безпеки комп'ютерними засобами присвячені роботи [4, 5].

Побудова розрахункової моделі. Першим і найбільш трудомістким етапом при застосуванні методів математичного моделювання є побудова розрахункової моделі. Адже потрібно, щоб модель якомога точніше копіювала фізичні процеси та стани, що спостерігаються і зафіксовані, але, водночас, її вимоги до ресурсів та час розв'язання повинні бути прийнятними. Також треба відмітити, що розв'язання задачі такого типу потребує нелінійної постановки. Зокрема, необхідно використовувати нелінійні геометричні співвідношення (1) та фізичні рівняння (2), а також співвідношення контактної взаємодії (3) [6].

$$\varepsilon_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} + \frac{\partial u_k}{\partial x_i} \cdot \frac{\partial u_i}{\partial x_k} \right); \quad i, j, k = 1, 2, 3; \quad (1)$$

$$\sigma_{ij} = C_{ijkl} \cdot \varepsilon_{kl}; \quad i, j, k, l = 1, 2, 3; \quad (2)$$

$$\left(u_v^{(1)} + u_v^{(2)} \right)_{S_c} \leq \Delta, \quad (3)$$

де u, ε, σ – компоненти вектора переміщень, тензорів деформацій та напружень відповідно, C_{ijkl} – компоненти тензора пружних констант, а v – напрям нормалі до тіл 1, 2.

Оскільки передбачається розв'язання цілої множини задач аналізу складних машинобудівних конструкцій та у подальшому синтез їх конструктивних рішень за критеріями міцності та жорсткості, то потрібно застосувати методологію досліджень, яка дає змогу варіювати досліджуваній об'єкт. З цією метою була застосована та адаптована технологія узагальненого параметричного моделювання, яка запропонована у роботах [7-11].

Поведінку конструкції було проаналізовано на основі результатів розрахунків скінченно-елементної моделі (СЕМ) з використанням оболонкових елементів. Це зумовлено тим, що вона, на відміну від стрижневої моделі, більш детально описує конструкцію і тому дозволяє отримувати більш повну картину результатів, в даному випадку, – пластичні деформації на стінках труб, з яких побудований каркас автобуса. Це було продемонстровано у статті [12] та в роботі [13]. Детальніше СЕМ досліджуваного об'єкта представлено на рис. 1. При її побудові враховані підходи, викладені у посібнику [14].

Указане в стандарті навантаження ($F \approx 96$ кН) було реалізоване прикладенням переміщень до плити вертикально вниз. При цьому конструкція була навантажена кінематично (рис. 2). Це сприяє задовільній збіжності задач. Статична визначеність конструкції досягнута жорстким закріпленням нижньої частини рами.

Аналіз результатів. Як результати було отримано переміщення та напруження у каркасі кузова автобуса. На рис. 3 представлено графік залежності напружень від прикладених переміщень.

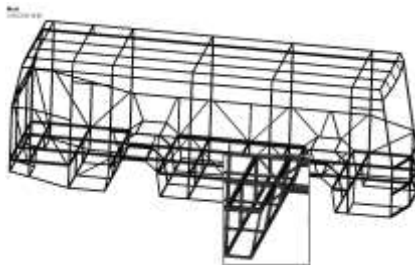


Рисунок 1 – Скінченно-елементна модель каркасу кузова автобуса

Steps	Time [s]	✓ X [m]	✓ Y [m]	✓ Z [m]
1	0,	0,	0,	0,
1	1,	0,	0,	0,
2	2,	= 0,	-2,e-002 = 0,	
3	3,	= 0,	-4,e-002 = 0,	
4	4,	= 0,	-6,e-002 = 0,	
5	5,	= 0,	-8,e-002 = 0,	
6	6,	= 0,	-0,1 = 0,	
7	7,	= 0,	-0,12 = 0,	
8	8,	= 0,	-0,14 = 0,	
9	9,	= 0,	-0,16 = 0,	
10	10,	= 0,	-0,18 = 0,	

Рисунок 2 – Таблиця навантаження за кроком



Рисунок 3 – Графік залежності напружень (Па) від прикладених переміщень (м)

На рис. 4, 5 представлено розподіл переміщень та напружень на останньому кроці розрахунку (див. рис. 2). Отже, максимальні переміщення на останньому кроці розв'язання склали приблизно 0,14 м, а максимальні напруження – 352 МПа. Для аналізу результатів було виведено реакції в опорі, вони дорівнюють діючим на автобус навантаженням (рис. 6). Максимальна реакція в опорі склала 45,3 кН, а потрібно було досягти 96 кН. При цьому допустимі переміщення були перевищені вже після прикладання навантаження силою 45 кН.

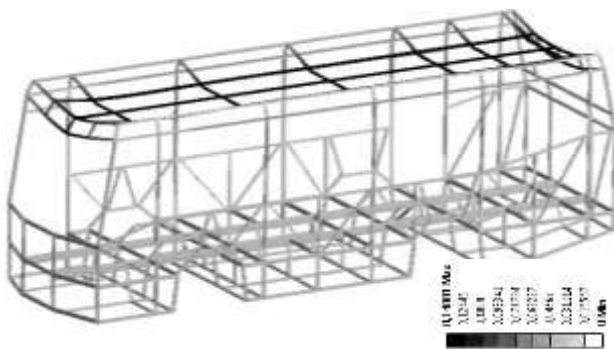


Рисунок 4 – Переміщення на останньому кроці розрахунку, м



Рисунок 5 – Напруження за Мізесом на останньому кроці розрахунку, Па

Висновки. Як засвідчують наведені результати, у роботі запропоновано дієвий інструмент комп'ютерного моделювання реакції силової структури автобусів на дію тестових навантажень. Однією з його переваг є те, що він потребує менше комп'ютерних ресурсів, ніж, наприклад, описаний в статті [4], бо виконується в модулі статичних процесів. Створена нелінійна математична модель більш адекватно порівняно із традиційними (лінійними) відображає процес тестових випробувань.

На конкретному прикладі проведені розрахунки напружено-деформованого стану каркасу кузова автобуса середнього класу.

Таким чином, результати дали підставу зробити висновок, що досліджувана конструкція каркаса автобуса не відповідає вимогам стандарту FMVSS 220. У подаль-

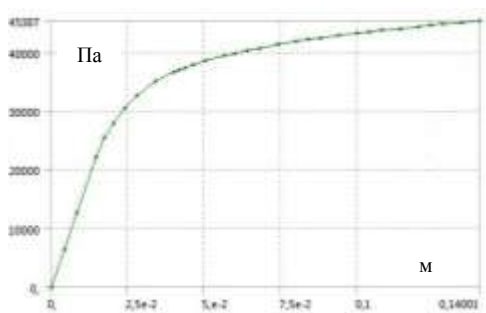


Рисунок 6 – Графік залежності діючої на автобус сили (Па) від прикладених переміщень (м)

ших дослідженнях будуть визначені заходи з підсилення каркасу кузова.

Список літератури: 1. Единообразные предписания, касающиеся официального утверждения крупногабаритных пассажирских транспортных средств в отношении прочности их силовой структуры: Правила ЕЭК ООН № 66, дата вступления в силу 01.12.86 2. FMVSS 220: School bus rollover protection, effective April 1, 1977. 3. *Гавлацер П.* Метод скінченних елементів. Основи М. Мир, 1984 г. – 428 с. 4. *Cezary Wojanowski, Bronislaw Gepner, Leslaw Kwasniewski, Christopher Rawl, Jerry Wekezer* Roof Crush Resistance and Rollover Strength of a Paratransit Bus // 8th European LS-DYNA® Users Conference – Strasbourg, 2011. 5. *Орлов, Л.Н.* Оценка пассивной безопасности, прочности кузовных конструкций автомобилей и автобусов: монография / Л.Н. Орлов; НГТУ. Н. Новгород, 2005. – 230 с. 6. *Васидзу К.* Вариационные методы в теории упругости и пластичности. М. Мир, 1987 г. – 542 с. 7. *Ткачук А.В., Васильев А.Ю., Мартыненко А.В., Веретельник Ю.В.* Влияние конструктивных факторов на напряженно-деформированное состояние корпусов гидрообъемных передач // Механіка та машинобудування. – 2004. – №1. – С.78-84. 8. *Ткачук Н.А., Грищенко Г.Д., Глуценко Э.В., Ткачук А.В.* Решения задач расчетно-экспериментального исследования элементов сложных механических систем // Механіка та машинобудування. – Харьков: НТУ „ХПІ”, 2004. – № 2, т. 2. – С.85-96. 9. *Ткачук А.В., Гладких В.И.* Конечно-элементные модели элементов железобетонных опор // Механіка та машинобудування. – 2006. – №1. – С.51-56. 10. *Ткачук Н.А., Грищенко Г.Д., Чепурной А.Д., Орлов Е.А., Ткачук Н.Н.* Конечно-элементные модели элементов сложных механических систем: технология автоматизированной генерации и параметризованного описания // Механіка та машинобудування. – 2006. – №1. – С.57-79. 11. *Ткачук Н.А., Грищенко Г.Д., Чепурной А.Д., Орлов Е.А., Ткачук Н.Н.* Конечно-элементные модели элементов сложных механических систем: технология автоматизированной генерации и параметризованного описания // Механіка та машинобудування. – 2006. – №1. – С.57-79. 12. *Тумасов А.В.* Оценка несущей способности каркаса кузова автобуса по результатам компьютерного моделирования / А.В. Тумасов, Л.Н. Орлов, П.С. Рогов и др. // Труды Нижегородского государственного технического университета им. Р.Е. Алексеева / НГТУ. – 2012. – № 3 (96). – С. 150-156. 13. *Бондаренко О.О., Бондаренко М.О., Грабовський А.В., Кохановський В.І.* Проведення оцінки стійкості автобусної конструкції аналітичними методами моделювання // Доповідь на XXI міжнародній науково-практичній конференції «Інформаційні технології: наука, техніка, технологія, освіта, здоров'я» (MicroCAD-2014), Харків, 21-23 травня 2014 р. – С. 190. 14. *Орлов, Л.Н.* Основы разработки конечно-элементных моделей кузовных конструкций автотранспортных средств. Расчеты на безопасность и прочность: учеб. пособие / Л.Н. Орлов, А.В. Тумасов, Е.В. Кочанов [и др.] / под ред. Л.Н. Орлова; Нижегород. гос. техн. ун-т. им. Р.Е. Алексеева. – Нижний Новгород, 2009. – 153 с.

Поступила до редколегії 26.04.2014

УДК 629.0: 539.3

Дослідження напружено-деформованого стану каркасу кузова автобуса в умовах моделювання його тестового випробування на пасивну безпечність / М.О. Бондаренко / Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Машинознавство та САПР. – Х.: НТУ "ХПІ". – 2014. – № 29 (1072). – С.13-17. – Бібліогр.: 14 назв. ISSN 2079-0075.

В статье рассмотрены виды натурных испытаний пассажирских автобусов на пассивную безопасность и подробно описана методика определения реакции каркаса пассажирского автобуса на тестовое усилие согласно одному из испытаний компьютерными средствами. Решение осуществлено на основе нелинейной математической модели, включающей три вида одновременно действующих нелинейностей (геометрическую, физическую и структурную), с использованием метода конечных элементов. Приведен анализ полученных результатов. В ходе исследований установлены зависимости прогиба силового каркаса от величины действующего усилия. Определено, что первоначальный вариант силовой структуры кузова автобуса не соответствует требованиям пассивной безопасности. На конкретном примере продемонстрирована эффективность компьютерных средств, позволяющих создать виртуальный испытательный стенд на пассивную безопасность автобусов.

Ключевые слова: кузов автобуса, оценка прочности, напряженно-деформированное состояние, метод конечных элементов, нелинейная математическая модель

The article considers the types of field tests of passenger buses on passive safety and describes in detail a method of determining the reaction for bodyshell of passenger bus in the test effort according to one of the tests by computer means. The solution is based on a nonlinear mathematical model, which includes three types of simultaneously active nonlinearities (geometrical, physical and structural) using the finite element method. The analysis of the results are shown. During the research was set dependings on the frame deflection force of the current value of the effort. Was determined that the original version of the power bus body structure does not meet the passive safety. In a specific example was demonstrated the effectiveness of computer tools that allow to create a virtual test bed in the passive safety of buses.

Keywords: bodyshell of the bus, estimation of strength, stress-strain state, finite element method, nonlinear mathematical model

Н.М. БОРОДАЧЕВ, д.т.н., проф., проф. каф. ТМ НАУ, Киев;
Г.П. ТАРИКОВ, д.т.н., проф., проф. каф. ДМ, ПиСМ БелГУТ, Гомель,
Республика Беларусь;
В.В. КОМРАКОВ, к.т.н., доц., доц. каф. ИТ, ГГТУ им. П.О. Сухого,
Гомель, Республика Беларусь;
Е.М. АКУЛОВА, асп., ГГТУ им. П.О. Сухого, Гомель, Республика Беларусь

КОНТАКТНОЕ ВЗАИМОДЕЙСТВИЕ РЕЛЬСА И КОЛЕСА

Предложен метод решения пространственной контактной задачи при рассмотрении взаимодействия колеса и рельса. Получены формулы, позволяющие исследовать влияние износа контактирующих поверхностей колеса и рельса на размеры площадки контакта и напряженно-деформированное состояние в области их контакта. Приведены числовые примеры решения рассматриваемой задачи. На примере решения задачи с учетом износа контактирующей поверхности колеса показано увеличение размеров площадки контакта.

Ключевые слова: колесо, рельс, износ, контактные напряжения, площадка контакта, контактирующие поверхности.

Введение и актуальность задачи. Механическое взаимодействие колеса и рельса является физической основой движения поездов по железным дорогам. Именно это взаимодействие определяет скорость и безопасность движения поездов. Требования к характеристикам контактного взаимодействия рельса и колеса противоречивые. С одной стороны, сцепление колес с рельсами должно обеспечивать малое сопротивление движению состава. С другой стороны, для обеспечения требуемой силы тяги необходимо иметь высокий уровень сцепления локомотивных колес с поверхностью рельса.

В связи с ростом грузонапряженности на железных дорогах резко увеличился выход из строя рельсов по наиболее опасному дефекту – контактно-усталостному повреждению головки рельса. В связи с этим исследования контактных задач применительно к системе колесо – рельс являются актуальными. Об этом свидетельствует большое количество работ, посвященных этой проблеме [1-4].

Цель статьи. Целью статьи является получение решения контактной задачи применительно к системе колесо-рельс, в том числе с учетом износа контактирующих поверхностей, исследование напряжений под площадкой контакта, получение формул для решения задач инженерной практики и рассмотрение конкретных примеров решения задач.

Постановка задачи. В соответствии с гипотезой Герца при определении напряженно-деформированного состояния контактирующие тела заменяются упругими полупространствами, прижатыми друг к другу по площадке контакта. Поэтому, сначала необходимо получить решение статической краевой задачи теории упругости для полупространства. Контактующие тела бочкообразной формы, рассматриваемые в этой работе, показаны на рис. 1. Здесь использованы следующие обозначения: R_1'' – больший радиус первого тела, R_1' – больший радиус второго тела; R_2'' – меньший радиус второго тела, R_2' – меньший радиус первого тела.

© Н.М. Бородачев, Г.П. Тариков,
В.В. Комраков, Е.М. Акулова, 2014

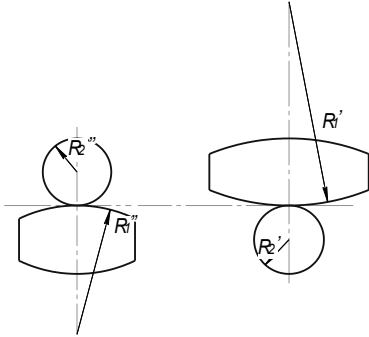


Рисунок 1 – Эскиз контактирующих тел

Материалы исследований. Дифференциальное уравнение равновесия в перемещениях при отсутствии массовых сил имеет вид [5]:

$$\Delta \vec{u} + \frac{1}{1-2\nu} \nabla(\nabla \cdot \vec{u}) = 0, \quad (1)$$

где \vec{u} – вектор перемещений, ν – коэффициент Пуассона, Δ – оператор Лапласа, ∇ – набла-оператор.

Воспользуемся прямоугольной системой координат x_1, x_2, x_3 .

В работе [6] показано, что уравнение (1) может быть удовлетворено, если положить

$$\vec{u} = \vec{B} - \frac{1}{2 \cdot (1-2\nu)} x_3 \nabla \varphi, \quad \Delta \vec{B} = 0, \quad \Delta \varphi = 0, \quad \frac{\partial \varphi}{\partial x_3} = \frac{2 \cdot (1-2\nu)}{3-4 \cdot \nu} \nabla \vec{B}. \quad (2)$$

Здесь \vec{B} – гармонический вектор, а φ – гармонический скаляр. В компонентах декартовой системы координат выражение (2) имеет вид:

$$\begin{aligned} u_1 &= B_1 - \frac{1}{2 \cdot (1-2\nu)} x_3 \frac{\partial \varphi}{\partial x_1}, \quad u_2 = B_2 - \frac{1}{2 \cdot (1-2\nu)} x_3 \frac{\partial \varphi}{\partial x_2}, \\ u_3 &= B_3 - \frac{1}{2 \cdot (1-2\nu)} x_3 \frac{\partial \varphi}{\partial x_3}. \end{aligned} \quad (3)$$

Гармонические функции B_1, B_2, B_3 и φ находятся из решения краевой задачи.

Пусть на плоскости $x_3 = 0$ заданы нормальные напряжения:

$$\sigma_{33} = \begin{cases} -f(x_1, x_2), & (x_1, x_2) \in \Omega, \\ 0, & (x_1, x_2) \notin \Omega, \end{cases}$$

а касательные напряжения σ_{31} и σ_{32} отсутствуют (здесь Ω – область нагружения в плоскости $x_3 = 0$).

Удовлетворяя этим граничным условиям и используя формулы (3), находим гармонические функции B_i ($i=1, 2, 3$) и φ :

$$\begin{aligned} B_1 &= -\frac{1}{2\mu} \frac{\partial N}{\partial x_1} + 2a\nu \frac{\partial \Phi}{\partial x_1}; \quad B_2 = -\frac{1}{2\mu} \frac{\partial N}{\partial x_2} + 2a\nu \frac{\partial \Phi}{\partial x_2}; \\ B_3 &= \frac{1}{2\mu} \frac{\partial N}{\partial x_3} + \frac{1}{2} \varphi; \quad \varphi = \frac{\partial \Phi}{\partial x_3}; \quad a = \frac{1}{2 \cdot (1-2\nu)}; \quad \varphi = \frac{1-2\nu}{\mu} \frac{\partial N}{\partial x_3}; \end{aligned} \quad (4)$$

$$N(x_1, x_2, x_3) = \frac{1}{2\pi} \iint_{\Omega} f(y_1, y_2) \ln(x_3 + r) dy_1 dy_2; \quad r = \left[(x_1 - y_1)^2 + (x_2 - y_2)^2 + x_3^2 \right]^{1/2}.$$

Здесь μ – модуль сдвига.

Подставляя выражение (4) в (3), получаем формулы для определения компонент вектора перемещений:

$$u_1 = \frac{1}{2\mu} \left(-\frac{\partial N}{\partial x_1} + 4av\mu \frac{\partial \Phi}{\partial x_1} - x_3 \frac{\partial^2 N}{\partial x_1 \partial x_3} \right); u_2 = \frac{1}{2\mu} \left(-\frac{\partial N}{\partial x_2} + 4av\mu \frac{\partial \Phi}{\partial x_2} - x_3 \frac{\partial^2 N}{\partial x_2 \partial x_3} \right);$$

$$u_3 = \frac{1}{2\mu} \left(\frac{\partial N}{\partial x_3} + (1-2\nu) \frac{\partial N}{\partial x_3} - x_3 \frac{\partial^2 N}{\partial x_3^2} \right). \quad (5)$$

Далее имеем: $\frac{\partial \Phi}{\partial x_3} = \frac{1-2\nu}{\mu} \frac{\partial N}{\partial x_3}$. Следовательно:

$$\Phi = \frac{1-2\nu}{\mu} N. \quad (6)$$

С учетом соотношения (6) формулы (5) принимают такой вид:

$$u_1 = -\frac{1}{2\mu} \left[(1-2\nu) \frac{\partial N}{\partial x_1} + x_3 \frac{\partial^2 N}{\partial x_1 \partial x_3} \right], u_2 = -\frac{1}{2\mu} \left[(1-2\nu) \frac{\partial N}{\partial x_2} + x_3 \frac{\partial^2 N}{\partial x_2 \partial x_3} \right],$$

$$u_3 = \frac{1}{2\mu} \left[2(1-\nu) \frac{\partial N}{\partial x_3} - x_3 \frac{\partial^2 N}{\partial x_3^2} \right]. \quad (7)$$

Зная компоненты вектора перемещений, можно найти компоненты тензора напряжений по формулам:

$$\sigma_{11} = 2\mu \left(\frac{\nu\Theta}{1-2\nu} + \frac{\partial u_1}{\partial x_1} \right); \sigma_{22} = 2\mu \left(\frac{\nu\Theta}{1-2\nu} + \frac{\partial u_2}{\partial x_2} \right); \sigma_{33} = 2\mu \left(\frac{\nu\Theta}{1-2\nu} + \frac{\partial u_3}{\partial x_3} \right);$$

$$\sigma_{12} = \mu \left(\frac{\partial u_1}{\partial x_2} + \frac{\partial u_2}{\partial x_1} \right); \sigma_{23} = \mu \left(\frac{\partial u_2}{\partial x_3} + \frac{\partial u_3}{\partial x_2} \right); \sigma_{31} = \mu \left(\frac{\partial u_3}{\partial x_1} + \frac{\partial u_1}{\partial x_3} \right). \quad (8)$$

Формулы для напряжений будут использованы при определении наибольшего расчетного напряжения на глубине под площадкой контакта.

Интегральное уравнение контактной задачи и его решение. Так как $\frac{\partial}{\partial x_3} \ln(x_3 + r) = \frac{1}{r}$, то третья формула (7) принимает вид:

$$u_3(x_1, x_2, x_3) = \frac{1}{2\mu} \left[\frac{1-\nu}{\pi} \iint_{\Omega} f(y_1, y_2) \frac{1}{r} dy_1 dy_2 - x_3 \frac{\partial}{\partial x_3} \iint_{\Omega} f(y_1, y_2) \frac{1}{r} dy_1 dy_2 \right].$$

Частный случай этой формулы при $x_3 = 0$:

$$u_3(x_1, x_2, x_3) = \frac{1-\nu}{2\pi\mu} \iint_{\Omega} f(y_1, y_2) \frac{1}{R} dy_1 dy_2, \quad (9)$$

где $R = [(x_1 - y_1)^2 + (x_2 - y_2)^2]^{1/2}$.

Функция $f(y_1, y_2)$ представляет собой нормальное давление $p(x_1, x_2)$ в области Ω . Формула (9) относится к одному упругому телу. Когда рассматривается контакт двух тел, то [5]:

$$u_3(x_1, x_2, 0) = u_3^{(1)}(x_1, x_2, 0) + u_3^{(2)}(x_1, x_2, 0) = \delta - \varphi_1(x_1, x_2) - \varphi_2(x_1, x_2) \text{ при } (x_1, x_2) \in \Omega$$

Здесь δ – сближение упругих тел, $\varphi_i(x_1, x_2)$ – уравнения поверхностей соприкасающихся тел. Поэтому, в случае контакта двух упругих тел уравнение (9) будет иметь вид:

$$\delta - \varphi_1(x_1, x_2) - \varphi_2(x_1, x_2) = \frac{\vartheta_1 + \vartheta_2}{2\pi} \iint_{\Omega} \frac{1}{R} p(y_1, y_2) dy_1 dy_2 \text{ при } (x_1, x_2) \in \Omega, \quad (10)$$

$$\vartheta_i = \frac{1 - \nu_i}{\mu_i}, \quad (i = 1, 2).$$

Уравнение (10) является двумерным интегральным уравнением первого рода. При выводе этого уравнения касательные напряжения в области контакта не учитывались. Решая уравнение (10), можно найти закон распределения нормального давления на площадке контакта Ω .

Ограничиваясь в уравнении (10) рассмотрением лишь локальных эффектов, получаем:

$$\delta - \frac{x_1^2}{2R_1} - \frac{x_2^2}{2R_2} = \frac{\vartheta_1 + \vartheta_2}{2\pi} \iint_{\Omega} \frac{1}{R} p(y_1, y_2) dy_1 dy_2 \text{ при } (x_1, x_2) \in \Omega. \quad (11)$$

Вопросы, связанные с определением величин R_1 и R_2 , подробно рассматриваются в монографии [5]. В данном случае контактного взаимодействия колеса и рельса будет иметь место контакт поверхности вращения с осями, расположенными накрест при внешнем соприкосании (см. рис. 1).

В этом случае

$$\frac{1}{R_1} = \frac{1}{R_1'} + \frac{1}{R_2''}; \quad \frac{1}{R_2} = \frac{1}{R_2'} + \frac{1}{R_1''}. \quad (12)$$

Здесь R_2'' – радиус бандажа, R_2' – радиус головки рельса.

Для неизношенных колеса и рельса полагают, что $R_1' = \infty$ и $R_1'' = \infty$. Если колесо и рельс изношены, то в этом случае $R_1' \neq \infty$ и $R_1'' \neq \infty$.

Считая величины R_1 и R_2 известными, можно приступить к решению интегрального уравнения (11). Решение этого уравнения в замкнутом виде можно получить полагая, что областью контакта Ω является эллиптическая площадка, ограниченная эллипсом E_0 : $\frac{x_1^2}{a^2} + \frac{x_2^2}{b^2} = 1$, $a \geq b$, $b^2 = a^2(1 - e^2)$, где a , b – полуоси эллипса, а e – эксцентриситет эллипса E_0 . Величины a , b первоначально неизвестны, они определяются в процессе решения задачи.

Решение уравнения (11) будем искать в таком виде:

$$p(x_1, x_2) = p_0 \left(1 - \frac{x_1^2}{a^2} - \frac{x_2^2}{b^2} \right)^{1/2} \quad \text{при } (x_1, x_2) \in \Omega. \quad (13)$$

Подставляя формулу (13) в уравнение (11), получаем:

$$\delta - \frac{x_1^2}{2R_1} - \frac{x_2^2}{2R_2} = p_0 \frac{\vartheta_1 + \vartheta_2}{2\pi} (I_0 - I_1 x_1^2 - I_2 x_2^2), \quad (14)$$

где $I_0 = bK(e)$, $I_1 = \frac{b}{e^2 a^2} [K(e) - E(e)]$, $I_2 = \frac{b}{e^2 a^2} \left[\frac{a^2}{b^2} E(e) - K(e) \right]$, $K(e), E(e)$ – полные эллиптические интегралы.

Уравнение равновесия – $P = \iint_{\Omega} p(x_1, x_2) dx_1 dx_2$, где P – нормальная сила, прижимающая упругие тела. Подставляя формулу (13) в уравнение равновесия, находим: $p_0 = (3/2)p_c$, $p_c = P/(\pi ab)$.

Формулу (13) можно записать в виде:

$$p(x_1, x_2) = \frac{3}{2} p_c \left(1 - \frac{x_1^2}{a^2} - \frac{x_2^2}{b^2} \right)^{1/2} \quad \text{при } (x_1, x_2) \in \Omega. \quad (15)$$

Наибольшее давление на площадке контакта: $p_{\max} = (3/2)(P/\pi ab)$. Используя соотношение (14), находим:

- большую полуось эллипса E_0

$$a = \left[\frac{P(1-\nu)}{\mu} R_1 \right]^{1/3} \alpha_a; \quad \alpha_a = \left[\frac{3}{2\pi} D(e) \right]^{1/3};$$

- сближение упругих тел (колеса и рельса)

$$\delta = \left[\frac{P(1-\nu)}{\mu R_1^{1/2}} \right]^{2/3} \alpha_\delta; \quad \alpha_\delta = \left[\frac{9}{32\pi^2 D(e)} \right]^{1/3} K(e); \quad D(e) = \frac{1}{e^2} [K(e) - E(e)]$$

Эксцентриситет e эллипса E_0 можно найти из соотношения:

$$\frac{R_2}{R_1} = \frac{(1-e^2)[K(e)-E(e)]}{E(e)-(1-e^2)K(e)}.$$

Малую полуось b эллипса E_0 находим по формуле: $b = a\sqrt{1-e^2}$. Ось x_1 направлена параллельно продольной оси рельса.

Полученные выше формулы для определения p_{\max}, δ, a, e справедливы для неизношенных колеса и рельса. Однако эти формулы можно использовать также и при наличии некоторых повреждений колеса и рельса. На рис. 2 представлены графики изменения величин $R_2/R_1, \alpha_a$ и α_δ в зависимости от e^2 .

Для численных расчетов использовались следующие данные. Рельс Р65 изготовлен из стали марки М76: предел прочности $\sigma_b = 1175$ МПа, предел текучести $\sigma_t = 795$ МПа, относительное удлинение 6%, относительное сужение 25%. Радиус головки рельса Р65 равен 80 мм.

Колеса грузовых и пассажирских вагонов имеют диаметр, равный 950 мм. Предел прочности стали ободов вагонных колес $\sigma_b = 880-1100$ МПа. Упругие характеристики: модуль Юнга $E = 2,1 \cdot 10^5$ МПа, коэффициент Пуассона $\nu = 0,28$, модуль сдвига $\mu = 8,1 \cdot 10^4$ МПа. При проведении численных расчетов необходимо сначала проверить прочность металла в центре площадки контакта, а затем – на некоторой глубине под этой площадкой.

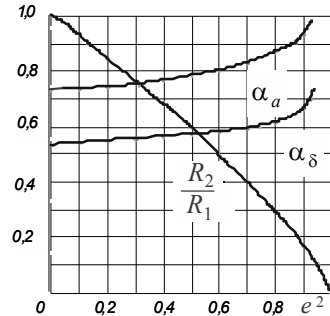


Рисунок 2 – Графики изменения величин R_2/R_1 , α_a и α_δ в зависимости от e^2

Применение полученных результатов к изношенному рельсу и колесу.

Внешняя поверхность бандажа называется поверхностью катания, ее делают двойной конической с конусностями 1:10 и 1:3,5. Рабочей поверхностью катания является участок с конусностью 1:10. Как показано в работе Н.М. Беляева [7], в процессе эксплуатации вагонов рабочая поверхность катания искривляется и поэтому $R_1'' \neq \infty$ (см. рис. 1). Профиль бандажа можно измерить и, следовательно, определить величину R_1'' . Этот радиус R_1'' обычно больше, чем радиус головки рельса R_2' .

В процессе эксплуатации рельсы также изнашиваются. Один из основных дефектов – это отслоение и выкрашивание металла на поверхности катания головки рельса. Этот дефект может быть глубиной до 3 мм, что изменяет профиль головки рельса и, следовательно, величину R_2' .

Возможна также волнообразная деформация головки рельса (волны длиной 25–150 см) в продольном направлении. В этом случае радиус $R_1' \neq \infty$. Его можно определить в результате обработки натурных измерений рельса.

Имеются и другие дефекты рельса и колеса, которые можно учесть, используя приведенное выше решение контактной задачи.

Для того, чтобы воспользоваться приведенным выше решением контактной задачи, нужно определить сначала величины R_1 и R_2 по формулам (12). Однако для этого нужно знать величины R_1', R_1'', R_2', R_2'' . Для неизношенных рельса и бандажа $R_1' = \infty$ и $R_1'' = \infty$.

Проверка прочности материала в центре площадки контакта. Известно, что наибольшее расчетное напряжение (по третьей или четвертой теории прочности) имеют место на некоторой глубине под площадкой контакта. Для того, чтобы определить наибольшее расчетное напряжение, необходимо иметь формулы для нахождения нормальных и касательных напряжений на глубине упругого полупространства. Получить формулы для нормальных и касательных напряжений можно на основании выражений (7) и (8). Имеем:

$$\Theta = \frac{\partial u_1}{\partial x_1} + \frac{\partial u_2}{\partial x_2} + \frac{\partial u_3}{\partial x_3} = \frac{1-2\nu}{\mu} \frac{\partial^2 N}{\partial x_3^2}; \quad \sigma_{11} = 2\nu \frac{\partial^2 N}{\partial x_3^2} - (1-2\nu) \frac{\partial^2 N}{\partial x_1^2} - x_3 \frac{\partial^3 N}{\partial x_1^2 \partial x_3};$$

$$\sigma_{22} = 2\nu \frac{\partial^2 N}{\partial x_3^2} - (1-2\nu) \frac{\partial^2 N}{\partial x_2^2} - x_3 \frac{\partial^2 N}{\partial x_2^2 \partial x_3}; \quad \sigma_{33} = \frac{\partial^2 N}{\partial x_3^2} - x_3 \frac{\partial^2 N}{\partial x_3^3};$$

$$\sigma_{12} = \sigma_{21} = - \left[(1-2\nu) \frac{\partial^2 N}{\partial x_1 \partial x_2} + x_3 \frac{\partial^3 N}{\partial x_1 \partial x_2 \partial x_3} \right]; \quad (16)$$

$$\sigma_{23} = \sigma_{32} = -x_3 \frac{\partial^3 N}{\partial x_2 \partial x_3^2}; \quad \sigma_{31} = \sigma_{13} = -x_3 \frac{\partial^3 N}{\partial x_1 \partial x_3^2}.$$

Так как площадка контакта Ω представляет собой эллипс с полуосями a, b , то в более подробной записи выражение для $N(x_1, x_2, x_3)$ (4) будет иметь вид:

$$N(x_1, x_2, x_3) = \frac{1}{2\pi} \int_{-b}^b dy_2 \int_{-a\sqrt{1-y_2^2/b^2}}^{a\sqrt{1-y_2^2/b^2}} p(y_1, y_2) \ln(x_3 + r) dy_1.$$

С учетом формулы (13) окончательно получаем:

$$N(x_1, x_2, x_3) = \frac{p_0}{2\pi} \int_{-b}^b dy_2 \int_{-a\sqrt{1-y_2^2/b^2}}^{a\sqrt{1-y_2^2/b^2}} \left(1 - \frac{y_1^2}{a^2} - \frac{y_2^2}{b^2} \right)^{1/2} \ln(x_3 + r) dy_1. \quad (17)$$

В центре площадки контакта будет возникать наибольшее давление: $p_{\max} = 3P/2\pi ab$. В данном случае применять первую теорию прочности нельзя, то есть не следует сравнивать величину p_{\max} с временным сопротивлением σ_v . В окрестности центра площадки контакта будет иметь место сложное напряженное состояние, причем по абсолютной величине все три главных напряжения будут одного порядка. Поэтому для проверки прочности следует применить третью или четвертую теории прочности.

Сначала необходимо найти главные напряжения $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$. В центре площадки контакта касательные напряжения равны нулю, поэтому напряжения $\sigma_{11}, \sigma_{22}, \sigma_{33}$ будут главными напряжениями. При $x_3 = 0$ имеем на основании (16)

$$\sigma_{11} = 2\nu \frac{\partial^2 N}{\partial x_3^2} - (1-2\nu) \frac{\partial^2 N}{\partial x_1^2}; \quad \sigma_{22} = 2\nu \frac{\partial^2 N}{\partial x_3^2} - (1-2\nu) \frac{\partial^2 N}{\partial x_2^2}; \quad \sigma_{33} = \frac{\partial^2 N}{\partial x_3^2}. \quad (18)$$

На основании свойств нормальной производной потенциала простого слоя имеем:

$$\lim_{x \rightarrow +0} \frac{\partial^2 N}{\partial x_3^2} = \frac{1}{2\pi} \lim_{x_3 \rightarrow +0} \frac{\partial}{\partial x_3} \iint_{\Omega} \frac{1}{r} p(y_1, y_2) dy_1 dy_2 = \begin{cases} -f(x_1, x_2), & (x_1, x_2) \in \Omega, \\ 0, & (x_1, x_2) \notin \Omega, \end{cases}$$

Вторая производная $\frac{\partial^2 N}{\partial x_3^2}$, входящая в формулу (18), таким образом определена. Осталось найти $\frac{\partial^2 N}{\partial x_1^2}$ и $\frac{\partial^2 N}{\partial x_2^2}$.

Имеем
$$\frac{\partial^2}{\partial x_2^2} \ln(x_3 + r) = \frac{r^2 - (x_2 - y_2)^2}{r^3(x_3 + r)} - \frac{(x_2 - y_2)^2}{r^3(x_3 + r)^2}.$$

Отсюда
$$\left. \frac{\partial^2}{\partial x_2^2} \ln(x_3 + r) \right|_{\substack{x_1=0 \\ x_2=0 \\ x_3=0}} = \frac{y_1^2 - y_2^2}{(y_1^2 + y_2^2)^2}.$$

Следовательно, в центре площадки контакта

$$\begin{aligned} \sigma_{11}(0,0,0) &= -2\nu p_0 + (1-2\nu)p_0\xi, \quad \sigma_{22}(0,0,0) = -2\nu p_0 - (1-2\nu)p_0\xi, \\ \sigma_{33}(0,0,0) &= -p_0. \end{aligned} \quad (19)$$

Здесь
$$\xi = \frac{1}{2\pi} \int_{-b}^b dy_2 \int_{-a\sqrt{1-y_2^2/b^2}}^{a\sqrt{1-y_2^2/b^2}} \left(1 - \frac{y_1^2}{a^2} - \frac{y_2^2}{b^2}\right)^{1/2} \frac{y_1^2 - y_2^2}{(y_1^2 + y_2^2)^2} dy_1.$$

Введем безразмерные переменные v_1 и v_2 : $v_1 = \frac{y_1}{a}$; $v_2 = \frac{y_2}{a}$; $\beta = \frac{a}{b}$. Тогда

$$\xi = \frac{1}{2\pi} \int_{-\beta^{-1}}^{\beta^{-1}} dv_2 \int_{-\sqrt{1-\beta^2 v_2^2}}^{\sqrt{1-\beta^2 v_2^2}} (1 - v_1 - \beta^2 v_2^2)^{1/2} \frac{v_1^2 - v_2^2}{(v_1^2 + v_2^2)^2} dv_1. \quad (20)$$

Вычислив этот интеграл, получим значение ξ в зависимости от $\beta = a/b$. Интеграл (20) вычислялся численно на ЭВМ с помощью квадратурных формул. В табл. 1 приведены значения ξ в зависимости от величины β .

Таблица 1 – Значения величины ξ в зависимости от величины $\beta = a/b$

β	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0	4,5	5,0
ξ	0,00	0,607	0,667	0,719	0,75	0,778	0,80	0,818	0,833
β	6,0	6,5	7,0	7,5	8,0	8,5	9,0	9,5	10,0
ξ	0,857	0,867	0,875	0,882	0,889	0,895	0,90	0,905	0,909

Так как $\xi \geq 0$, то на основании формул (19) имеем: $\sigma_{11}(0,0,0) = -2\nu p_0 + (1-2\nu)p_0\xi$, $\sigma_{22}(0,0,0) = -2\nu p_0 - (1-2\nu)p_0\xi$, $\sigma_{33}(0,0,0) = -p_0$. При проверке прочности материала в контактных задачах обычно используют третью теорию прочности. Условие прочности по третьей теории имеет вид: $\sigma_1 - \sigma_3 \leq [\sigma]$, где $[\sigma]$ – допускаемое напряжение при одноосном сжатии.

В данном случае условие прочности:

$$\sigma_1 - \sigma_3 = p_0(1-2\nu)(1 + \xi) \leq [\sigma]. \quad (21)$$

В случае круговой площадки контакта: $p_0(1-2\nu) \leq [\sigma]$. Формула (21) получена для площадки контакта в форме эллипса. В дальнейшем будем применять $\nu = 0,28$. Поэтому условие прочности (21) примет такой вид:

$$0,44p_0(1+\xi) \leq [\sigma]. \quad (22)$$

Здесь коэффициент ξ учитывает форму эллипса, то есть отношение полуосей a к b . Формула (22) будет положена в основу числовых расчетов по проверке прочности рельса и колеса при их контактном взаимодействии.

Числовые примеры на проверку прочности материала в центре площадки контакта. В основу положим формулу (22).

Пример 1. Неизношенные рельс и бандаж. Сначала определяем величины R_1 и R_2 . Радиус головки рельса Р65 равен 300 мм. Величины R_1 и R_2 находим по формулам (12). Следовательно, $R_1' = 300$ мм, $R_1'' = \infty$. Диаметр бандажа равен 950 мм. Тогда $R_2' = 475$ мм, $R_2'' = \infty$. По формулам (12) находим $R_1 = 475$ мм; $R_2 = 300$ мм; $R_2/R_1 = 0,632$. По рис. 2 находим: $e^2 = 0,46$; $\alpha_a = 0,775$; $\alpha_\delta = 0,565$. Пусть $P=80$ кН. Тогда $a = 5,4$ мм, $\delta = 5,77 \cdot 10^{-2}$ мм, $b = a\sqrt{1-e^2} = 3,97$ мм, $p_{\max} = 1782$ МПа, $\beta = 1,36$. По таблице находим $\xi = 0,504$. $0,44p_{\max}(1+\xi) = 1,18 \cdot 10^3$ МПа. При этом для рельса $\sigma_b = 1175$ МПа.

Так как расчетное напряжение почти совпало с пределом прочности материала рельса, то в процессе эксплуатации будет наблюдаться отслоение и выкрашивание металла на поверхности катания головки рельса.

Пример 2. Неизношенный рельс, а колесо изношено. Как показал Н.М. Беляев [7], в процессе эксплуатации вагона рабочая поверхность катания бандажа искривляется. При этом поверхность катания искривляется выпуклостью вверх. Радиус рабочей поверхности катания несколько больше радиуса головки рельса.

В данном случае $R_2' = 300$ мм, $R_1'' = -1200$ мм (знак минус учитывает новую форму поверхности катания бандажа). По формулам (12) находим: $R_1 = 475$ мм; $\frac{1}{R_2} = 0,0025$; $R_2 = 400$ мм. В этом случае $\frac{R_1}{R_2} = 0,842$. По рис. 2 находим $e^2 = 0,21$; $\alpha_a = 0,742$; $\alpha_\delta = 0,545$. Далее $a = 5,168$ мм, $\delta = 5,565 \cdot 10^{-2}$ мм, $b = a\sqrt{1-e^2} = 4,593$ мм, $p_{\max} = 3P/2\pi ab = 1610$ МПа, $0,44p_{\max}(1+\xi) = 929$ МПа.

В примере 2 по сравнению с примером 1 величины p_{\max} и δ получились меньше. При этом площадка контакта в примере 2 увеличилась, что должно оказать положительное влияние на работу системы рельс–колесо.

Известные теории прочности не вполне адекватно отражают работу металла при всестороннем сжатии, когда главные напряжения по величине одного порядка.

Выводы. Предложен метод решения пространственной контактной задачи применительно к системе колесо–рельс, позволяющий исследовать влияние износа контактирующих поверхностей на размеры площадки контакта и

напряженно-деформированное состояние области контакта. Получены соответствующие формулы, удобные для проведения инженерных расчетов. Приведены числовые примеры решения рассматриваемой задачи.

Список литературы: 1. *Богданов В.М.* Моделирование процессов контактирования, изнашивания и накопления повреждений в сопряжении колесо-рельс / В.М. Богданов // Трение и износ. – 1996. – Том 17. – № 1. – С.12-26. 2. *Вериго М.Ф.* Взаимодействие пути и подвижного состава / М.Ф. Вериго, А.Я. Коган. – М.: Транспорт, 1986. – 559 с. 3. *Яковлев В. Ф.* Контактно-усталостная прочность рельсов и прогнозирование их работы / В. Ф. Яковлев // Сб. научн. тр. Петербург. ин-т инженеров ж.-д. трансп.; Под ред. В.Ф. Яковлева. – СПб.: ПИИТ, 1992. – С.21-43. 4. *Горячева И.Г.* Трибодинамическое моделирование эволюции профилей колес и рельсов и контактно-усталостной поврежденности при некоторых параметрах пути и экипажа / И.Г. Горячева, С.М. Захаров, С.Н. Сошенко и др. // Вестник Научно-исследовательского института железнодорожного транспорта. – 2010. – № 2. – С. 19-26. 5. *Лурье А.И.* Теория упругости / А.И. Лурье – М.: Наука, 1970. – 939 с. 6. *Бородачев Н.М.* Об одном методе решения пространственной задачи теории упругости в перемещениях / Н.М. Бородачев, В.В. Астанин // Проблемы прочности. – 2003. – №3. – С. 62-69. 7. *Беляев Н.М.* Труды по теории упругости и пластичности / Н.М. Беляев – М.: Гостехиздат, 1957. – 632 с.

Поступила в редколлегию 11.05.2014

УДК 539.375

Контактное взаимодействие рельса и колеса / **Н.М. Бородачев, Г.П. Тариков, В.В. Комраков, Е.М. Акулова** // Вісник НТУ “ХПІ”. Серія: Машинознавство та САПР. – Х.: НТУ “ХПІ”. – 2014. – № 29 (1072). – С.18-27. – Бібліогр.: 7 назв. *ISSN 2079-0075.*

Запропонований метод розв’язання просторової контактної задачі при розгляді взаємодії колеса і рейки. Отримано формули, що дозволяють досліджувати вплив зношування контактуючих поверхонь колеса і рейки на розміри площадки контакту і напружено-деформований стан в області їх контакту. Наведено числові приклади розв’язання розглянутої задачі. На прикладі розв’язання задачі з урахуванням зношування контактуючої поверхні колеса показано збільшення розмірів площадки контакту.

Ключові слова: колесо, рейка, зношування, контактні напруження, площадка контакту, контактуючі поверхні

The method of solution of three-dimensional contact problem with interaction between wheel and rail was suggested. The formulas were found allowing us to research the influence of wear on the contact surfaces of the wheel and rail on dimensions of the contact area and the stress-strain state. Numerical examples of the problem were given. It was shown increasing the size of the contact area by solution of the problem, considering the wear of the contact surface of the wheel.

Keywords: wheel, rail, wear, contact stresses, contact area, contact surfaces

УДК. 539.3:612.76:616.001

О.В. ВЕРЕТЕЛЬНИК, м.н.с. каф. ТММиСАПР НТУ „ХПІ”;

Н.А. ТКАЧУК, д.т.н., проф., зав. каф. ТММиСАПР НТУ „ХПІ”;

И.Б. ТИМЧЕНКО, с.н.с. лаб. ортезирования и биоматериалов Ин-та

патологии позвоночника и суставов им. проф. Ситенко АМН Украины;

А.А. ДЫННИК, к.м.н. лаб. ортезирования и биоматериалов Ин-та патологии

позвоночника и суставов им. проф. Ситенко АМН Украины, Харьков;

А.В. ПОГОРЕЛАЯ, м.н. с.лаб. ортезирования и биоматериалов Ин-та патологии позвоночника и суставов им. проф. Ситенко АМН Украины, Харьков

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ И ЧИСЛЕННОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ РАЗЛИЧНЫХ КОНСТРУКЦИЙ ОРТЕЗОВ ПРИ СПОНДИЛОДЕЗЕ ШЕЙНОГО ОТДЕЛА ПОЗВОНОЧНИКА

© О.В. Веретельник, Н.А. Ткачук, И.Б. Тимченко,
А.А. Дынник, А.В. Погорелая, 2014

В данной работе предлагаются результаты исследования геометрических моделей, описывающих шейный отдел позвоночника человека с применением различных методик лечения: спондилодез и ортезирование. В ходе исследования рассматривались различные конструкции ортезов. По итогам исследований были получены поля эквивалентных напряжений и проведено сравнений максимальных значений эквивалентных напряжений для компонент шейного сегмента C_{II} – C_{IV} среди всех моделей.

Ключевые слова: шейный отдел позвоночника, ортез, имплантат, цервикальная пластина, напряженно-деформированное состояние, полные перемещения

Введение. Патологические заболевания и травмы являются одними из наиболее часто встречающихся заболеваний шейного отдела позвоночника (ШОП). Число заболеваний элементов позвоночника у человека очень велико, и каждый случай носит индивидуальный характер, соответствующий тому или иному виду патологического заболевания или травмы. Большинство проблем в шейном отделе позвоночника вызваны дегенеративно-дистрофическими изменениями в межпозвонковых дисках и суставах. Все остальные изменения являются следствиями травм элементов шейного сегмента. В медицинской практике лечения патологических заболеваний или травм шейного отдела позвоночника применяют несколько методик, например: спондилодез – оперативное вмешательство, направленное на сращение смежных позвонков с помощью установленного между ними трансплантата, в связке с ортезированием – внешняя иммобилизация шейного отдела позвоночника с помощью специального технического средства – ортеза.

В настоящее время применение инженерии в вертебрологии позволяет понять фундаментальную природу нестабильности позвоночника человека при различных патологических заболеваниях или травмах. В результате создание компьютерных моделей, описывающих шейный отдел позвоночника с внутренними и внешними конструкциями, и исследования данных моделей позволят обосновать и рассчитать методы лечения патологических заболеваний или травм, что обуславливает актуальность исследований.

Таким образом, исследования в данном направлении еще долго останутся актуальными, так как данная актуальность обусловлена тем, что развитие материалов и технологий производства конструкций протезов, имплантатов, ортезов и других медицинских специальных технических средств, а также совмещение различных методик лечения требует исследований в подтверждение или опровержения данного совмещения. В литературе, посвященной данной области исследований, практически не встречаются исследования, посвященные исследованию биомеханических систем, описывающие различные методики лечения. В основном в публикациях представлены результаты исследования в узкой области конкретных элементов шейного отдела позвоночника [1-7], однако в литературе встречаются результаты исследований моделей, описывающих весь шейный отдел позвоночника или некоторый сегмент, но данные исследования посвящены динамическим задачам [8-10]. Таким образом, из рассмотрения публикаций можно заключить следующее: нет полной параметрической модели, описывающей ШОП с внутренними и внешними конструкциями, а также модели, которая учитывала бы множество факторов, определяющих напряженно-деформированное состояние ШОП. Соответственно, актуальной задачей является развитие уже существующих параметрических моделей.

Цель работы – создание математических и численных моделей для исследования напряженно-деформированного состояния (НДС) шейного отдела позвоночника с внешней и внутренней конструкциями.

Материалы и методы. Модель, описывающая ШОП, включала в себя первые 10 позвонков. В данной работе исследованы различные конструкции ортезов: два ортеза, разработанных в ГУ «Институт патологии позвоночника и суставов им. проф. М. И. Ситенко НАМН Украины», а также известная конструкция ортеза Philadelphia Cervical Collar и еще один ортез воротничкового типа (конструкции 1, 2, 3 и 4 соответственно) [11].

Ортезы 1-й – 3-й конструкций выполнены из пенополиэтилена, 4-й – из поролона. Однако в 1-й и 2-й конструкциях пенополиэтиленовых ортезов имеются небольшие отличия: в конструкции 1 имеются боковые отверстия для вентиляции и доступа к горлу, а также с фронтальной стороны имеется усиление в виде пластины, изготовленной из винипласта, во 2-й боковые окна закрыты на половину толщины ортеза. 3-я конструкция ортеза имеет существенные отличия от первых двух: 3-я конструкция имеет две накладки, одна – с фронтальной стороны, вторая – с затылочной стороны. Обе накладки являются усилениями, которые не дают развиваться наклону головы в сагиттальной плоскости. Во фронтальной накладке имеется центральное отверстие для быстрого доступа к горлу и трахее. Поролоновый ортез (4-я конструкция) имеет цельную конструкцию.

В процессе моделирования были сделаны упрощения некоторых элементов в конструкциях ортезов. Так, в ортезах 1-й – 3-й конструкций были упразднены текстильные застежки, так как они имели только практическую составляющую при использовании самих ортезов. В модели 3-й конструкции была промоделирована текстильная застежка в виде ленты, так как она окольцовывает весь ортез по всему периметру и усиливает всю конструкцию в целом. Также в модели зарубежного ортеза разделение на две составляющие были заменены одной целой, но с центральной вертикальной полосой в зоне стыка, выполненной из низкомолекулярного материала.

Ранее в публикациях представлены результаты исследований, в которых были рассмотрены модели ортезов, описывающих 1-ю, 3-ю и 4-ю конструкции, однако данные модели описывали интактное состояние шейного отдела позвоночника. Наряду с этим были проведены исследования модели, описывающей ортез 1-й конструкции с применением внутренних конструкций (моделируя оперативное лечение спондилодез).

Геометрические модели, описывающие шейный сегмент $C_1 - C_{VII}$, опоры и опоры с шейным отделом позвоночника, а также полные геометрические модели (с симметрией в сагиттальной плоскости) представлены на рис. 1-4. На рис. 5 представлены трехмер-



Проекция 1 Проекция 2
Рисунок 1 – Геометрические модели $C_1 - C_{VII}$ позвонков



Геометрическая модель опоры

Рисунок 2 – Геометрическая модель опоры



Геометрическая модель опоры с ШОП

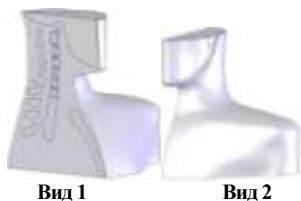


Рисунок 3 – Полная геометрическая модель без ортеза

ные геометрические модели четырех конструкций ортезов, соответственно.

Как было сказано выше, в данной работе рассматриваются модели, включающие как внешние (ортезы), так и внутренние (имплантат и цервикальная пластина) конструкции. Внутренние конструкции для всех моделей были одинаковы, а также одинаково их позиционирование в шейном сегменте, различия имелись только во внешних конструкциях. Внутренний имплантат представляет собой вертикальный сетчатый цилиндрический имплантат (ВСЦИ), выполненный из титана и заполненный внутри наполнителем – корундом. При моделировании шейного отдела позвоночника было предложено устанавливать ВСЦИ вместо C_V позвонка при частичном его удалении, также были частично удалены межпозвонковые диски D_{IV-V} и D_{V-IV} таким образом, чтобы внутренний имплантат устанавливался между C_{IV} и C_{V} позвонками. Цервикальная пластина крепится к смежным позвонкам саморезами, примыкающим к ВСЦИ, одним саморезом к телу позвонка C_{IV} (в работе будет введено обозначение «саморез №1»), а вторым к C_{V} позвонку («саморез №2»).

цилиндрический имплантат (ВСЦИ), выполненный из титана и заполненный внутри наполнителем – корундом. При моделировании шейного отдела позвоночника было предложено устанавливать ВСЦИ вместо C_V позвонка при частичном его удалении, также были частично удалены межпозвонковые диски D_{IV-V} и D_{V-IV} таким образом, чтобы внутренний имплантат устанавливался между C_{IV} и C_{V} позвонками. Цервикальная пластина крепится к смежным позвонкам саморезами, примыкающим к ВСЦИ, одним саморезом к телу позвонка C_{IV} (в работе будет введено обозначение «саморез №1»), а вторым к C_{V} позвонку («саморез №2»).

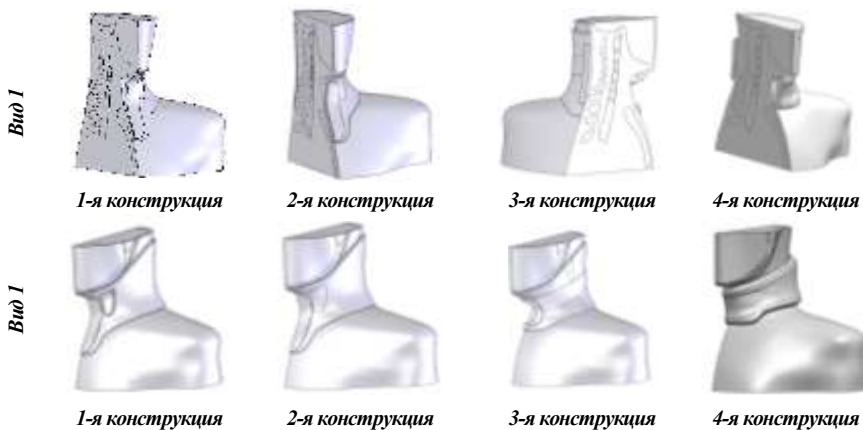


Рисунок 4 – Полные геометрические модели с ортезами



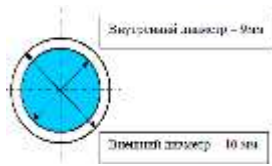
Рисунок 5 – Построенные геометрические модели ортезов



Рисунок 6 –
Имплантат



*ВСЦИ с на-
полнителем*



Поперечное сечение цервикальной пластины



Рисунок 7 – Геометрическая модель имплантата и сечение с размерами цервикальной пластины

Внешний вид конструкции и геометрической модели (а также поперечное сечение с размерами внешнего диаметра титановой сетчатой клетки – 10 мм, и с внешним диаметром наполнителя – 9 мм, который же является и внутренним диаметром клетки, общая высота имплантата составляет 23 мм) сетчатого имплантата и цервикальной пластины представлены на рис. 6, 7.

На рис. 8 приведен сегмент позвоночника $C_{IV} - C_{VI}$ с ВСЦИ и цервикальной пластиной. Геометрическая модель строилась в пакете SolidWorks [12], предназначенном для автоматического построения компьютерной трехмерной модели. За основу были взяты снимки компьютерной томографии реального человека, без патологии и травм. На их базе были построены трехмерные модели, которые детально описывают строение элементов ШОП [13]. Далее геометрическая модель была экспортирована в пакет ANSYS Workbench [14] (который является универсальным программным комплексом для конечно-элементного анализа), в котором были построены уже конечно-элементные модели (КЭМ), с назначением соответствующих физико-механических свойств материалов, с приложением нагрузки и закрепления, а также определена симметрия в сагиттальной плоскости.

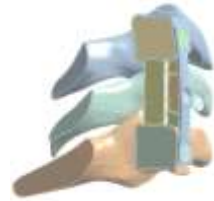


Рисунок 8 – Шейный сегмент позвоночника $C_{IV} - C_{VI}$ с ВСЦИ и ЦП

Используемые программные комплексы являются составной частью программного - аппаратного комплекса, который создан в НТУ «ХПИ» в центре компьютерного моделирования сложных и сверхсложных систем «ГЕНЗОР». Его ресурсы были задействованы в ходе проведения совместных исследований на основе договора о сотрудничестве между ГУ «Институт патологии позвоночника и суставов им. проф. М. И. Ситенко НАМН Украины» и НТУ «ХПИ».

Исследование шейного отдела позвоночника с различными конструкциями ортеза при спондилодезе. В основу геометрической модели была положена интактная модель (без заболеваний, сопровождающихся геометрическими изменениями в форме и структуре; без патологий и разрушений) шейного отдела позвоночника, описывающая первые семь позвонков, межпозвонковые диски и хрящи, часть предплечья и верхнюю часть лопатки, ребра, элементы «голова» и «шея» (см. рис. 1, 2).

В табл. 1 приведены физико-механические характеристики элементов биомеханической системы (E – модуль Юнга, МПа; ν – коэффициент Пуассона). При этом нужно заметить, что свойства материалов человеческих тканей имеют значительный диапазон разброса в зависимости от пола, возраста, индивидуальных особенностей и т.д. [15-23].

Таблица 1 – Физико-механические характеристики материалов

Материал	E	ν
Кортикальная кость	10 000	0,3
Губчатая кость	450	0,2
Суставной Диск	10,6	0,49
Мягкие ткани	4,2	0,45
Пенополиэтилен	10	0,45
Корунд	12	0,45
Корунд	372 000	0,3
Титан	102 000	0,3
Поролон	0,177	0,33
Винипласт	40	0,45

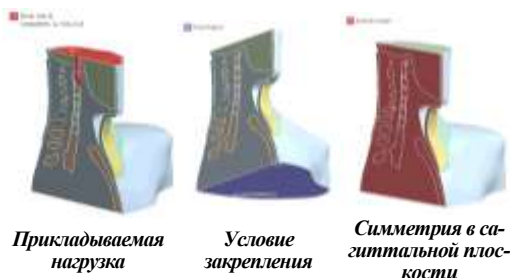


Рисунок 9 – Схема нагружения, закрепления и симметрия модели

автоматизированном режиме путем изменения соответствующего параметра. Таким образом, существует общая структура модели ШОП (включая все случаи ортезирования и имплантирования), а также конкретные ее реализации при том или ином наборе варьируемых параметров.

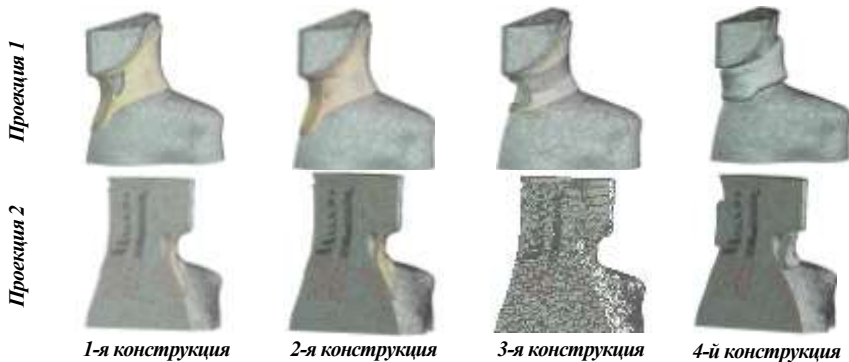


Рисунок 10 – КЭМ с различными конструкциями ортеза

Нагружение для всех моделей было одинаковым, т.е. осуществлялось путем приложения силы к верхней поверхности элемента «головы», величиной 100 Н (приложенная сила, равная 100 Н, соответствует 10 кг – весу головы, действующей на позвонки шейного отдела). Сила прикладывалась как распределенная по поверхности, моделируя тем самым объем головы и его неравномерное действие на позвонки шейного отдела. Схема нагружения, закрепления и симметрия (симметрия в сагиттальной плоскости) модели представлены на рис. 9 [18-26].

Внешний вид КЭМ с различными конструкциями ортезов представлены в двух проекциях на рис. 10. При этом модели насчитывали по 1,5 млн. конечных элементов разных типов. В каждом из исследований под КЭМ ШОП понимался тот ее вариант, который соответствует исследованному случаю. В силу параметричности, заложенной в созданное множество моделей, такая перестройка осуществляется

Результаты численных исследований.

По итогам проведения численных исследований определялись максимальные эквивалентные напряжения по Mises и полные перемещения, которые характеризуют НДС шейного отдела позвоночника с внешними и внутренними конструкциями. Искомые величины определялись в кортикальной и губчатой костях, межпозвоночных дисках и хрящах позвоночного сегмента $C_{IV} - C_{VI}$ позвонков, а также для цервикальной пластины и крепежных саморезов, ортезов. Помимо определяемых компонент, описывающих НДС для элементов шейного сегмента $C_{IV} - C_{VI}$, как было сказано выше, определялись полные перемещения для элемента модели, описывающего часть головы и цервикальной пластины. Для всех расчетных схем проводились сравнения полученных результатов. Также полученные результаты были сравнены с моделью, описывающую шейный отдел позвоночника без ортеза.

На рис. 11-17 представлены диаграммы с максимальными эквивалентными напряжениями по Мизесу (Па) в губчатых и кортикальных костях для $C_{IV} - C_{VI}$ позвонков ШОП, межпозвоночных дисках и хрящах, во внутренних имплантатах, в цервикальных пластинах и ортезах, соответственно. На рис. 18, 19 изображены диаграммы с полными перемещениями (м) в цервикальных пластинах, ортезах и элементе "голова", соответственно.

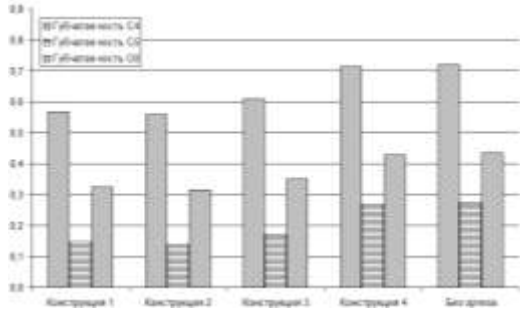


Рисунок 11– Максимальные эквивалентные напряжения по Mises в губчатых костях $C_{IV} - C_{VI}$ позвонков

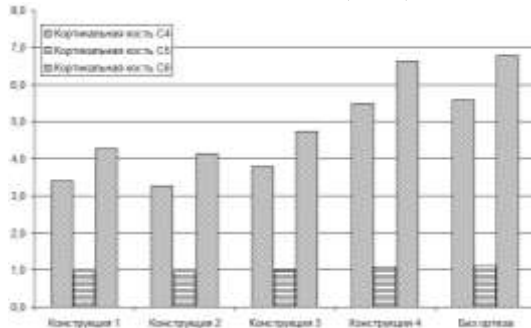


Рисунок 12– Максимальные эквивалентные напряжения по von-Mises в кортикальных костях $C_{IV} - C_{VI}$ позвонков

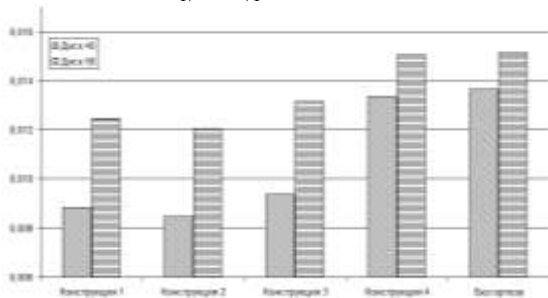


Рисунок 13– Максимальные эквивалентные напряжения по Mises в межпозвоночных дисках

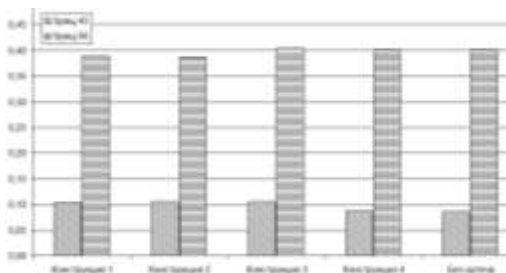


Рисунок 14 – Максимальные эквивалентные напряжения по Mises в межпозвонковых хрящах

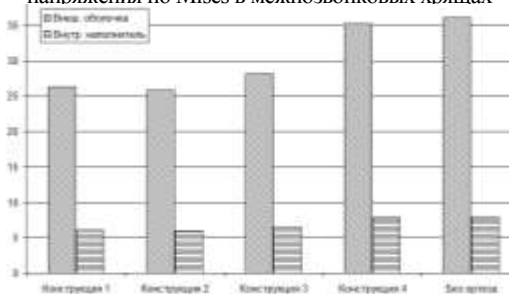


Рисунок 15 – Максимальные эквивалентные напряжения по Mises во внутренних имплантатах

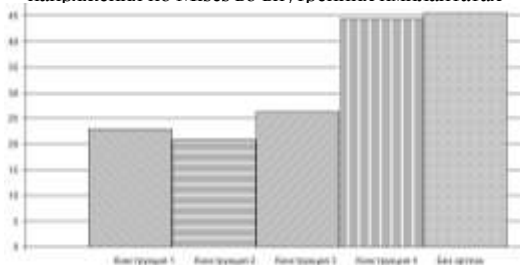


Рисунок 16 – Максимальные эквивалентные напряжения по von-Mises в цервикальных пластинах

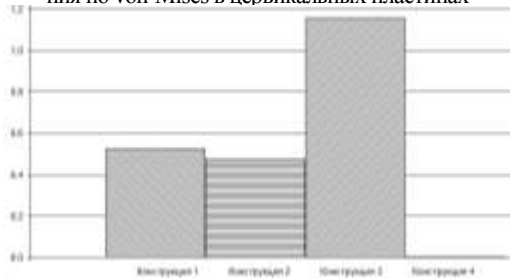


Рисунок 17 – Максимальные эквивалентные напряжения по Mises в ортезах

На рис. 20- 25 представлены поля распределения эквивалентных напряжений по Mises (в Па) для шейного позвоночного сегмента $C_{IV} - C_{VI}$, включающего кортикальную и губчатую кости, межпозвонковые диски и хрящи, а также внутренние конструкции: ВСЦИ и цервикальную пластину, с крепежными саморезами, для всех схем исследования.

Выводы. Из анализа полученных результатов, характеризующих НДС шейного сегмента позвоночника $C_{IV} - C_{VI}$, можно сделать следующие выводы:

1) из анализа полученных численных показателей, описывающих НДС, соответствующих максимальным эквивалентным напряжениям, определенным для элементов шейного сегмента и внешних и внутренних конструкций модели, можно выстроить в следующем порядке: от наименьших к наибольшим: конструкция № 2, конструкция № 1, конструкция № 3, конструкция № 4, без ортеза;

2) аналогичная картина, описывающей максимальные эквивалентные напряжения, складывается также картина при рассмотрении численных показателей, описывающих полные перемещения для элемента "голова" и ортеза.

Таким образом, применение ортеза существенно снижает напряжения (за

некоторым исключением, применение ортеза конструкции 4 не существенно снижает напряжения, а для некоторых элементов шейного отдела позвоночника ортез вообще не оказывает никакого влияния) и стабилизирует ШОП. При этом из рассмотрения результатов ис следования НДС шейного отдела позвоночника с различными конструкциями ортезов видно, что конструкция 2-го ортеза (разработанного в ГУ «Институт патологии позвоночника и суставов им. проф. М. И. Ситенко НАМН Украины») является наиболее целесообразной для применения.

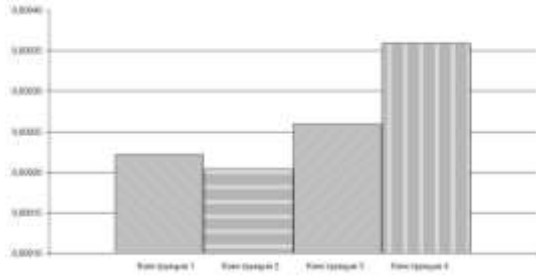


Рисунок 18 – Полные перемещения в ортезах

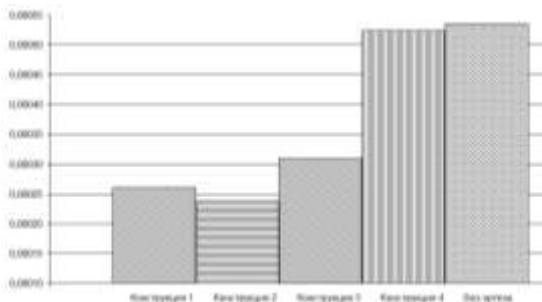


Рисунок 19 – Полные перемещения элемента "голова"

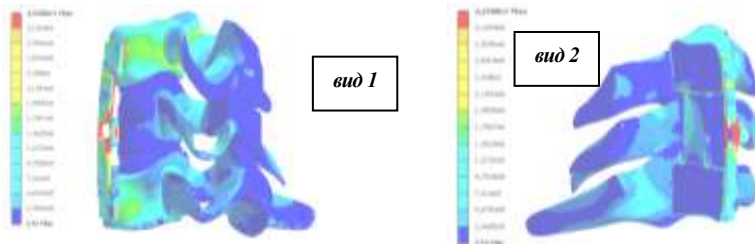


Рисунок 20 – Распределение напряжений по Mises в исследуемой геометрической модели сегмента $C_{IV} - C_{VII}$ без ортеза

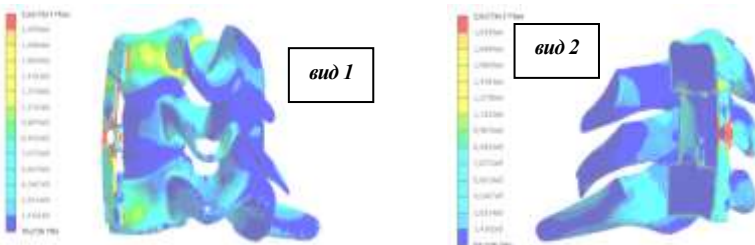


Рисунок 21 – Распределение напряжений по Mises в исследуемой геометрической модели сегмента $C_{IV} - C_{VII}$ с ортезом 1-й конструкции

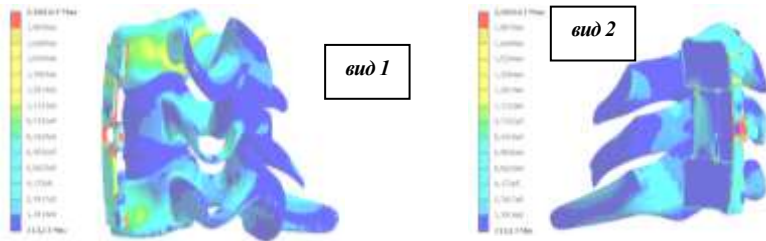


Рисунок 22 – Распределение напряжений по Mises в исследуемой геометрической модели сегмента $C_{IV} - C_{VII}$ с ортезом 2-й конструкции

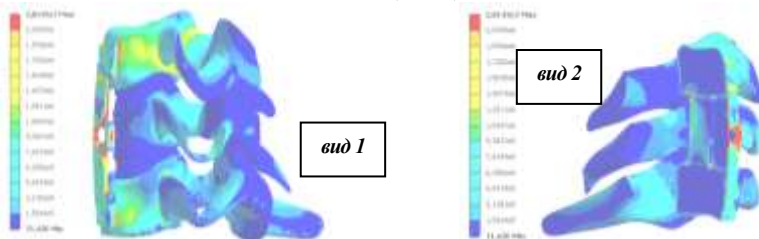


Рисунок 23 – Распределение напряжений по von-Mises в исследуемой геометрической модели сегмента $C_{IV} - C_{VII}$ с ортезом 3-й конструкции



Рисунок 24 – Распределение напряжений по von-Mises в исследуемой геометрической модели сегмента $C_{IV} - C_{VII}$ с ортезом 4-й конструкции

При этом ортез 1-й конструкции также может быть использован, так как полученные числовые показатели близки показателям, полученным из модели, описывающей 2-й конструкцию ортеза. Также еще одним немаловажным фактором является то, что оба ортеза (2-й и 1-й конструкций) изготавливаются для каждого пациента и являются индивидуальными, в отличие от двух других, которые являются универсальными, и максимально точно описывают анатомическое строение пациента, тем самым повышая комфорт при применении.

Список литературы. 1. N. Yoganandan, S. Kumaresan, L. Voo, F. A. Pintar Finite Element Model of the Human Lower Cervical Spine: Parametric Analysis of the C4-C6 Unit // J Biomech Eng 119(1), 87-92 (Feb 01, 1997). 2. In Seok Han, Young Eun Kim, Sunghwan Jung Finite element modeling of the human cervical spinal column: Role of the uncoversbral joint // Journal of Mechanical Science and Technology 26 (6) (2012) 1857-1864. 3. Srirangam Kumaresan, Narayan Yoganandan, Frank A. Pintar Dennis J. Maiman a, Vijay K. Goel Contribution of disc degeneration to osteophyte formation in the cervical spine: a biomechanical investigation // Journal of Orthopaedic Research 19 (2001) 977 – 984. 4. Gandhi, Anup Anil. Biomechanical analysis of the cervical spine following total disc arthroplasty : an experimental and finite element investigation. dissertation, University of Iowa, 2012. No. of pages: 108. 5. E.

Comellas, S. Oller, J.M. Poblete, J. Berenguer, A. Prats-Galino Numerical modelling of a cervical spine discectomy // *Mecánica Computacional Vol XXXI*, págs. 3811-3826. **6.** H.W. Ng, E.C. Teo, V.S. Lee Statistical factorial analysis on the material property sensitivity of the mechanical responses of the C4-C6 under compression, anterior and posterior shear // *Journal of Biomechanics* 37 (2004) 771-777. **7.** Kim-Kheng Lee, Tian-Xia, Qiu, Ee-Chon Teo 3-D Finite element modeling of lumbar spine (L2/3) using digitizer // *International Journal of Information Technology* Vol. 8, No. 2 September 2002 p.- 9. **8.** Shu-Wen Zhou, Li-Xin Guo, Si-Qi Zhang, Chuan-Yin Tang Study on Cervical Spine Injuries in Vehicle Side Impact // *The Open Mechanical Engineering Journal*, 2010, 4, 29-35. **9.** Sun J., Bertrand P., Kraenzler R., Arnoux P.J. Spine virtual traumas under multiple impact situations // *Mecánica Computacional Vol XXXI*, págs. 3811-3826. **10.** M. Haghpanahi, N. Toosizadeh Generating Finite Element Model of the Cervical Spine, Investigating the Role of the Muscle Forces in flexion/extension // 1st WSEAS International Conference on biomedical electronics and biomedical informatics (BEBI '08) Rhodes, Greece, August 20-22, 2008. **11.** Веретельник О.В., Барыш А.Е., Тимченко И.Б., Дынный А.А., Погорелая А.В. Анализ напряженно-деформированного состояния шейного отдела позвоночника с использованием трех различных конструкций ортезов // *Вісник НТУ „ХПІ”*. Тем. вип.: Машинознавство та САПР. – Харков: НТУ "ХПІ", 2013. – №23. – С. 38-43. **12.** Solidworks - <http://www.solidworks.com/> **13.** Веретельник О.В. Исследование различных конструкций ортезов при ортезировании шейного отдела позвоночника // *Вісник НТУ „ХПІ”*. Тем. вип.: Машинознавство та САПР. – Харков: НТУ "ХПІ", 2009. – №12. – С.18-24. **14.** ANSYS Workbench - <http://www.ansys.com/Products/Workflow+Technology/ANSYS+Workbench+Platform>. **15.** Барыш А.Е. Конечно-элементное бисегментарное моделирование позвоночных двигательных сегментов $C_{IV} - C_{VI}$ // «Ортопедия, травматология и протезирование». –2005. – №1. – С. 41-49. **16.** Natarajan R.N., Chen B.H., An H.S., Andersson G.B.J. Anterior cervical fusion: a finite element model study on motion segment stability including effect of osteoporosis // *Spine*.–2000.–Vol.–25, №8. –P.955-961. **17.** Веретельник Ю.В., Веретельник О.В., Тимченко И.Б., Дынный А.А., Соснина Ю.К. К вопросу о построении параметрических моделей шейного отдела позвоночника. // *Вестник НТУ “ХПИ”* Тем. вып.:“Машиноведение и САПР”. – Харков: НТУ "ХПИ", 2007. –№ 29. – С.16-20. **18.** Nolan J.P., Sherk H.H. Biomechanical evaluation of the extensor musculature of the cervical // *Spine*.–1988.– Vol.13. – P. 9-11. **19.** Panjabi M.M., Duranceau J., Goel V., et.al. Cervical human vertebrae: quantitative three-dimensional anatomy of the middle and lower regions // *Spine*.–1991.– Vol.16, №8. – P. 861-869. **20.** Веретельник О.В. Моделирование напряжений в шейном отделе позвоночника с ортезом // *Вестник НТУ “ХПИ”* Тем. вып.:“Машиноведение и САПР”. – Харков: НТУ "ХПИ", – 2008. – № 9. – С. 22-29. **21.** Веретельник О.В. Обзор конструктивных схем и решений по моделированию ШОП и ортезов // *Вестник НТУ “ХПИ”* Тем. вып.:“Машиноведение и САПР” – 2008. – № 42. – С. 3-8. **22.** Heitplatz P., Hartle S.L. and Gentle C.R. A 3-dimensional large deformation FEA of a ligamentous C4-C7 spine unit // *Computer Methods in Biomechanics and Biomedical Engineering* - 2, – 1998 Gordon and Breach Science, UK, p387-394. **23.** Веретельник О.В. Моделирование реакций на силовое воздействие элемента шейного отдела позвоночника. // *Вестник НТУ “ХПИ”* Тем. вып.:“Машиноведение и САПР” – 2008. – № 2. – С. 14-26. **24.** Работнов Ю.Н. Механика деформируемого твердого тела. — М.: Наука, 1988. — 712 с. **25.** Зенкевич О. Метод конечных элементов в технике / Зенкевич О. — М.: Мир, 1975.- 541с. **26.** Zienkiewicz O.C. The Finite Element Method. Vol. 1: Basic Formulation and Linear Problems / Zienkiewicz O.C., Taylor R.L. Mc Graw-Hill, London, 1989. No. of pages: 648.

Надійшла до редакції 16. 04.2014

УДК 539.3:612.76:616.001

Математическое и численное исследование различных конструкций ортезов при спондилодезе шейного отдела позвоночника / О.В. Веретельник, Н.А. Ткачук, И.Б. Тимченко, А.А. Дынный, А.В. Погорелая // *Вісник НТУ «ХПІ»*. Серія: Машинознавство та САПР. – Х. : НТУ «ХПІ», 2014. – № 29 (1072). – С. 29-37. – Бібліогр.: 26 назв. ISSN 2079-0075.

У даній роботі пропонуються результати дослідження геометричних моделей які описують шийний відділ хребта людини із застосуванням різних методик лікування: спондилодез і ортезування. У ході дослідження розглядалися різні конструкції ортезів. За підсумками досліджень були отримані поля еквівалентних напружень і проведено порівнянь максимальних значень еквівалентних напружень для компонент шийного сегмента $C_{IV} - C_{VI}$ серед всіх моделей.

Ключові слова: шийний відділ хребта, ортез, імплантат, цервікальна пластина, напружено-деформований стан, повні переміщення

In this paper presents the results of the study of geometric models describing the human cervical spine using various treatment techniques: spondylodesis and orthotics. The study examined various design orthosis. According to the results of the field research were obtained equivalent stress and compared the maximum values of equivalent stress for the components of the cervical segment $C_{IV} - C_{VI}$ of all models.

Keywords: cervical spine, orthosis, implant, cervical plate, the stress-strain state, full displacement

Д.Д. ГОСПОДИНОВ, д-р, гл. ассистент, каф. МТМ, Русенский университет им. Ангела Канчева, Русе, Болгария;
Д.С. СТАВРЕВ, д.т.н., профессор, каф. МТМ, Технический университет, Варна, Болгария

НОВЫЕ ВОЗМОЖНОСТИ ПРИ ЗАКАЛКЕ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС В ВАКУУМЕ

В работе представлены результаты исследования стадии охлаждения в процессе закалки погружением в масло в условиях пониженного давления в вакуумных печах. Основной целью является изучение влияния вакуума и повышенного давления на охлаждающую способность вакуумных масел. Установлено, что понижение давления в камере охлаждения ведет к значительному снижению охлаждающей способности среды. В связи с этим, при закалке зубчатых колес и валов из низколегированных конструкционных сталей получается пониженная твердость, неполная прокаливаемость. Наличие таких отклонений в качестве деталей, ведущих к снижению долговечности и надежности передач, недопустимо. В связи с этим были сделаны исследования и предложены решения, связанные с интенсификацией процесса теплоотвода из деталей в окружающую масляную среду. В работе представлены результаты повышения теплоотводящей способности исследуемых масел путем повышения давления в камере охлаждения, интенсивного турбулентного размешивания и использования разных температур охлаждающих масел.

Ключевые слова: термическая обработка, охлаждающая способность, вакуум, давление, зубчатые передачи

Введение, анализ литературы. Закалка деталей зубчатых передач после нагрева среднеуглеродистых или после цементации низкоуглеродистых сталей в вакууме – одно из перспективных направлений современной технологии упрочнения.

Применение специальных вакуумных масел связано со специфическими требованиями к условиям охлаждения, чтобы удовлетворить условия качественного упрочнения низколегированных конструкционных сталей. Одновременно с этим фирмы начали выпуск вакуумного оборудования с охлаждением газами высокого давления и большой скоростью обтекания деталей в камере охлаждения. Из-за высокой стоимости нового оборудования внимание сосредоточивается в области интенсификации охлаждения в масляных ваннах камеры охлаждения вакуумных установок. При этом существуют противоречивые мнения о качестве разных марок масел [1-4]. Независимо от больших скоростей и давления (до 20 барг) охлаждающих газов [5], скорость охлаждения не достигает значений, получаемых при охлаждении в масле.

По этому использование газоохлаждаемых вакуумных установок для закалки улучшаемых и цементуемых сталей, применяемых для конструкции зубчатых передач, нецелесообразно и неприемлемо. Преимущества упрочнения в вакууме надо использовать для достижения высокого качества и долговечности. Это требует подробного изучения охлаждающей способности (ОС) используемых масел для закалки в камере охлаждения при разных давлениях.

Первичные кривые охлаждения в условиях различного давления дают важную информацию о его влиянии на охлаждающую способность масла и пригодность для каждого конкретного случая (изделия, материала).

В условиях охлаждения при атмосферном давлении для интенсификации охлаждения применяют размешивание разной интенсивности и правильный выбор и

© Д.Д. Господинов, Д.С. Ставрев, 2014
регулирование температур масла [7].

Несмотря на то, что в литературе встречаются сведения о понижении охлаждающей способности масла в вакууме, данные для сходства влияния температуры и размешивания в условиях вакуума и нормального атмосферного давления отсутствуют. Значительная степень влияния давления на ОС дает возможность для коррекции теплообмена в процессе охлаждения при закалке в вакуумных сооружениях.

Цель работы. Целью является исследование охлаждающей способности вакуумного масла Durixol H222 при разных давлениях, температуре и турбулентном размешивании для создания подходящих условий при закалке улучшаемых и цементуемых низколегированных сталей, применяемых при конструировании зубчато-приводных механизмов.

Методика. Исследование проведено в однокамерной, двухзонной, вертикальной лабораторной вакуумной установке. Методика регистрирования данных и обработки информации в стадии охлаждения подробно описана в [9, 10]. Нагреваемая зона связана с зоной охлаждения посредством отверстия, через которое спускается нагретое до предварительно выбранной температуре (в случае 850°C) пробное тело. Оно из меди (Cu 99.880). Имеет форму сферы диаметром Ø20 mm. Термоэлемент (хромель-алюмель, типа "К") припаян в центре сферы.

В камере охлаждения помещена ванна цилиндрической формы, вместимость 1,2 dm³, в которой находится 1dm³ исследуемого флюида. Ванна располагает возможностью нагрева флюида до предварительно выбранной температуры и размешивания ламинарными и турбулентными потоками в разных режимах. Размешивание реализуется витловыми мешалками самостоятельной задвижки и с помощью возможности бесступенного регулирования частоты кручения. Исследовано минеральное вакуумное масло для закалки Durixol H222, фирмы Burgdorf KG, Германия. Используется в качестве быстроохлаждающего масла для светлой закалки в условиях низкого давления. Можно беспрепятственно применять его для закалки инструментов из высоколегированных сталей. При определенных условиях возможна закалка деталей из средне- и низколегированных сталей включительно после вакуумной цементации. Масло имеет кинематический вискозитет 20 mm²/s при 40°C и температуру плавления 196°C.

Уровней изменения давления для исследования влияния на ОС – пять. Низкий уровень исследованного давления выбран в соответствии с использованными в практике давления для вакуумных установок в области среднего вакуума. Первый уровень исследования – атмосферное давление (P_{atm}). Исследование охлаждающей способности при таком давлении используется как база сравнения для остальных уровней варьирования – p = 1 mBar, 500mbar, 0,1 и 0,15 МПа. Повышение давления в камере охлаждения осуществлено путем натечки аргона.

Вакуумная установка для термической обработки предлагает дополнительную возможность влияния на кинетику охлаждения посредством изменения давления в камере охлаждения. Она связана с повышением давления без особых затруднений. При этом давление можно менять в процессе охлаждения. Повышение давления осуществляется до начала охлаждения сферического воспринимателя. Уровни повышенного давления остаются постоянными до конца процесса охлаждения

(около 100°C).

Влияние температуры при двух уровнях изменения установлено для комнатной (20°C) и рабочей (60°C) температуры в соответствии с регламентами фирмы Burgdorf KG для оптимального температурного интервала применения для закалки.

Влияние размешивания масла исследовано в статических условиях (без размешивания) и при турбулентном размешивании, интенсивность которого определена относительной мощностью, измеряемой на схеме подключения электродвигателя пропеллерной мешалки ($P = 13\text{W}/\text{dm}^3$).

Кроме интегральной оценки охлаждающей способности, получаемой после записи первичной кривой охлаждения в координатах температура-время и ее дифференцирования, описывающей скорости охлаждения в исследованном температурном интервале (850 до ~100°C), в работе использованы и выбраны локальные оценки охлаждающей способности (табл. 1).

Таблица 1 – Характеристики охлаждающей способности (ОС) масел в стадии охлаждения погружением

Наименование характеристики	Обозначение
Максимальная скорость охлаждения	$V_{\text{max}}, ^\circ\text{C}/\text{s}$
Температура максимальной скорости охлаждения	$T(V_{\text{max}}), ^\circ\text{C}/\text{s}$
Средняя скорость охлаждения в перлитном интервале (650-550 °C)	$V_p, ^\circ\text{C}/\text{s}$
Средняя скорость охлаждения в мартенситном интервале (370-200 °C)	$V_m, ^\circ\text{C}/\text{s}$

Результаты исследований. На рис.1 представлены результаты исследования скорости охлаждения масла Durixol H222 при давлении в камере охлаждения от 1mBar до 0.15 МПа. Полученные кривые охлаждения при атмосферном давлении подтверждают информацию Производителя для применения масла в качестве быстро охлаждающего.

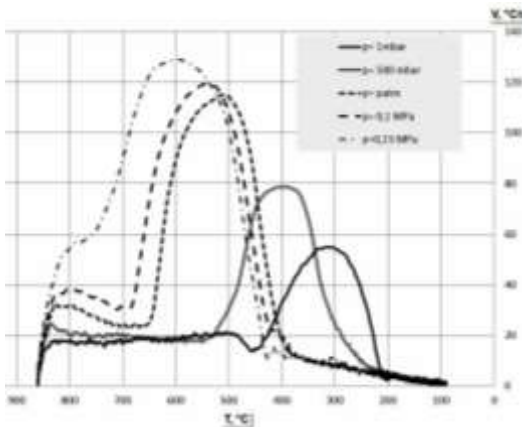


Рисунок 1 – Изменение скорости охлаждения масла в погруженном пробном образце при изменении давления от $p = 1\text{ mbar}$ до $0,15\text{MPa}$. Начальная температура 20°C, без размешивания

Снижение давления в камере охлаждения приводит к снижению охлаждающей способности масла в целом и значительному изменению характеристик охлаждения (табл. 2). Видно, что снижение давления влияет негативно на охлаждающую способность. Результаты (см. табл. 2) показывают, что скорость охлаждения в перлитном интервале охлаждения снизилась трехкратно при нарастании скорости охлаждения в мартенситном интервале более чем в четыре раза.

При увеличении глубины вакуума наблюдается

увеличение продолжительности стадии образования паровой рубашки, снижение скорости охлаждения и интенсивности теплоотвода и в результате – значительное снижение максимальной и средней скорости охлаждения в стадии интенсивного кипения (см. рис. 1).

При давлении 1 мВар наблюдается аномальное поведение масла по отношению к скорости охлаждения как в перлитном, так и в мартенситном ин-

тервале. В мартенситном интервале скорость больше, чем в перлитном. Такое поведение характерно для охлаждения в воде или в водяных растворах.

Наблюдаемое изменение характеристик теплоотвода приводит к невозможности закаливать на мартенсит стали с низкой устойчивостью переохлажденного аустенита и к нарастанию вероятности получения значительных напряжений и деформаций при охлаждении.

Результаты исследования показывают, что повышение давления оказывает положительный эффект на характеристику охлаждающей способности (см. табл. 2 и рис. 1). Почти полностью исчезает стадия паровой рубашки и нарастает

средняя скорость охлаждения по сравнению с охлаждением при атмосферном давлении. Стадия интенсивного кипения попадает в целом в перлитный температурный интервал превращения аустенита, что является одним из необходимых условий для получения мартенситных структур и повышения прокаливаемости термообрабатываемых изделий.

Таблица 2 – Оценки ОС масла Durixol H222 при T=20°C, без размешивания

оценки	1 mBar	500 mBar	Patm	0,1 MPa	0,15 MPa
Vmax, [°C/s]	54,9	78,7	115,2	119,5	129
T(Vmax), [°C]	306	403	510	544	602
Vp, [°C/s]	18,8	18,3	64,8	98,4	126,7
Vm, [°C/s]	33	21	7,5	7,25	7,8

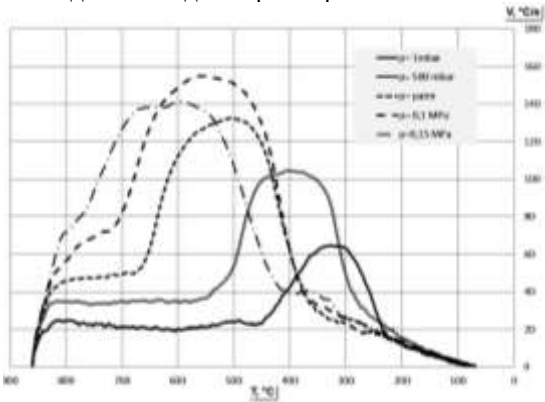


Рисунок 2 – Изменение скорости охлаждения исследуемого масла в зависимости от температуры при изменении давления от p = 1 мВар до 0,15МПа, начальная температура масла- 60°C, турбулентное размешивание

Таблица 3 – Оценки ОС масла Durixol H222 при T=60°C, турбулентное размешивание

оценки	1 mbar	500 mbar	Patm	0,1 MPa	0,15 MPa
Vmax, [°C/s]	64,7	104	132,5	155	141
T(Vmax), [°C]	327	407	503	557	594
Vp, [°C/s]	20,4	35,2	101	143,5	138,8
Vm(370), [°C/s]	43,5	44,7	22,5	22,4	25,1

На рис. 2 и в табл. 3 показаны результаты, полученные при повышении температуры масла до 60°C и размешивании в турбулентном режиме. При сопоставлении ре-

зультатов с представленными на рис. 1 видно, что размешивание и повышенная температура способствуют дополнительному улучшению характеристик охлаждающей способности. Наблюдается сокращение продолжительности первой стадии охлаждения при нарастании средних скоростей охлаждения в нем. В результате получается дополнительное повышение скорости охлаждения в перлитном участке и увеличение глубины прокаливаемости. Основным недостатком турбулентного размешивания является нарастание средней скорости охлаждения в мартенситном температурном интервале. Эффект наблюдается при всех уровнях изменения давлений, поэтому необходимо прекратить турбулентное размешивание посредством понижения скорости размешивания ламинарными режимами.

На рис. 3 представлена термокинетическая диаграмма превращения аустенита стали 16ХГ с наложенными кривыми охлаждения, полученным в условиях эксперимента. Видно, что при повышении давления выше 500 мВар твердость на поверхности после охлаждения повышается до 400-412HV. Одновременно с этим вследствие повышенной скорости теплоотвода прокаливаемость заметно увеличится. Это имеет особенно значение для крупногабаритных деталей для упрочнения после цементации.

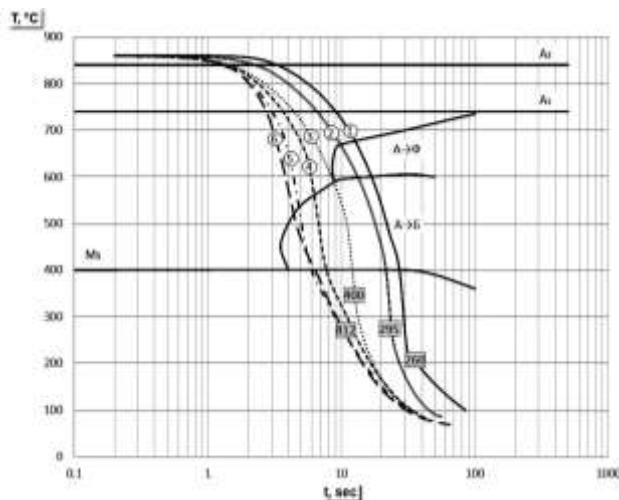


Рисунок 3 – Термокинетическая диаграмма стали 16ХГ(ГОСТ) [11] с наложенными первичными кривыми охлаждения:
 1 – $p=1$ мВар, $T=20^{\circ}\text{C}$, без размешивания;
 2 – $p=1$ мВар, $T=60^{\circ}\text{C}$, размешивание;
 3 – $p=500$ мВар, $T=60^{\circ}\text{C}$, размешивание;
 4 – $p=p_{\text{атм}}$, $T=60^{\circ}\text{C}$, размешивание;
 5 – $p=0,1$ МПа, $T=60^{\circ}\text{C}$, размешивание;
 6 – $p=0,15$ МПа, $T=60^{\circ}\text{C}$, размешивание

Выводы. Результаты исследования охлаждающей способности масла показывают, что понижение давления в камере охлаждения при вакуумной термической обработке способствует заметному снижению его охлаждающей способности. На основании этого закалку конструкционных сталей обязательно следует вести при повышенном давлении. Первичная кривая охлаждения при низком давлении (1 мВар) показывает, что при этом давлении невозможно осуществлять закалку низколегированных конструкционных сталей невысокой прокаливаемости для деталей механических приводов.

Большую степень влияния давления в камере охлаждения можно с успехом использовать для повышения охлаждающей способности в желаемом направлении. Повышая давление в стадиях охлаждения, можно в динамическом режиме управ-

лять процессом и оптимизировать свойства обрабатываемых деталей в зависимости от конкретных условий (материал, форма, размер, требования)

Проведенные исследования и полученные результаты показывают, что правильный выбор вакуумного масла для закалки в условиях вакуумной термообработки недостаточен для гарантирования качества. Необходимо комбинировать охлаждение с натеком газов в камере охлаждения при достижении давления не меньше 500 mBar, при предварительном подогреве масла и интенсивном размешивании до начала интервала мартенситного превращения.

Список литературы: 1. Мармер Э., Вислобоков В., Мураваная Г. Охлаждающая способность некоторых вакуумных масел при различных разрежениях // *МиТОМ*. – 1983. – №1. – С.14-16. 2. Liščić B., Tensi H., Luty W. (Eds.), Theory and Technology of Quenching, Handbook, – Springer-Verlag Berlin, Heidelberg, 1992. – 484 с. 3. J. Pritchard, Advanced Techniques For Distortion Control During Vacuum Oil Quenching // *Furnaces International*, May/June 2007. 4. J. Pritchard S. Rush, Vacuum Hardening High Strength Steels: Oil Versus Gas Quenching // *Heat Treating Progress*, May/June 2007, volume 7, number 3. 5. Herring D., Sugiyama M., Uchigaito M. Vacuum Furnace Oil Quenching – Influence of Oil Surface Pressure on Steel Hardness and Distortion, *Industrial Heating* – June, 1986, P. 14-17. 6. Kazuhiko K. Vacuum Quenching Furnace Using High Pressure Gas // *Engineering Review*. August 2005. – Vol. 38. – No. 2. – P.12-17. 7. <http://www.wpi.edu/Images/CMS/MPI-CHTE/gasquenching1.pdf> - 24.07.2013. 8. <http://www.ipseusa.com/pdfs/library/TurboBRO2007.pdf> - 24.07.2013. 9. Danev Pl., Radeva R., PC Integrated Installation for Studying of the Cooling Ability of Fluids for Hardening at Lowered Pressure (Vacuum) // *Proceedings of the 8-th Seminar of the International Federation for Heat Treatment and Surface Engineering IFHTSE 2001*, Dubrovnik-cavtat, Croatia, 2001, P.124-129. 10. Данев Пл., Радева Р., Борисов Б., Стойков Д., Разработване на компютърна система за регистриране на кривите на охлаждане на течни среди за закаляване и изследване на подходи за математическа обработка // *Трудове на Научна сесия 2001 на „ПУ А. Кънчев“*, гр. Русе, 2001. – С.53-58. 11. Rose A., Peter W., Strassburg W., Rademacher L. Atlas zur wärmebehandlung der stähle. Teil II. – Düsseldorf: Verlag Stahleisen, 1972. – P.149-151.

Поступила в редколлегию 27.05.2014

УДК 621.85

Новые возможности при закалке зубчатых колес в вакууме / Д.Д. Господинов, Д.С. Ставрев // *Вісник НТУ "ХПІ"*. Серія: Машинознавство та САПР. – Х.: НТУ "ХПІ". – 2014. – № 29 (1072). – С.38-43. – Бібліогр.: 11 назв. ISSN 2079-0075.

В цій роботі представлені результати дослідження стадії охолодження в процесі загартовування зануренням у масло, за умови зниженого тиску у вакуумних пічах. Основною ціллю є вивчення впливу вакууму та підвищеного тиску на охолоджуючу здатність вакуумних масел. Було встановлено, що зниження тиску в камері охолодження призводить до значного зниження охолоджуючої здатності середовища. У зв'язку з цим, при загартовуванні зубчастих колес та валів з низьколегованих конструкційних сталей виходить знижена твердість та неповне каління. Наявність таких відхилень в якості деталей, які призводять до зниження довговічності та надійності, неприпустима. У зв'язку з цим були зроблені дослідження та затвердженні рішення, пов'язані з інтенсифікацією процесу тепловідводу від деталей до навколишнього масляного середовища. В роботі представлені результати підвищення тепловідводуючої здатності досліджуваних масел шляхом підвищення тиску в камері охолодження, інтенсивного турбулентного розмішування та різних температур охолоджуючих масел.

Ключові слова: термічна обробка, охолоджувальна здатність, вакуум, тиск, зубчасті передачі

The paper presents the study of the cooling stages of quenching under low pressure in vacuum furnaces. The subject is the impact of vacuum and increased pressure on the cooling properties of vacuum oils. Observed was that decreasing the pressure in the cooling chamber results in considerable lowering of the cooling properties of the medium. As a result, in quenching low-alloy structural steel gear wheels and shafts low hardness and insufficient hardness penetration was obtained. The existence of such violations in the quality of pieces leading to lowering the durability and reliability of gear drives is impermissible. For this reason studies have been carried out and solutions concerning the intensification of the process of heat abstraction out of the piece into the surrounding oil medium have been suggested. The paper also presents the results of the heat abstraction property of the oils under consideration obtained by increasing the pressure in the cooling chamber, intensive turbulent mixing and by using cooling oils of different temperatures.

Keywords: cooling properties, gear drives, pressure, thermal processing, vacuum

А.В. ГРАБОВСКИЙ, к.т.н., с.н.с. каф. ТММиСАПР, НТУ „ХПИ”

ИССЛЕДОВАНИЕ СВЯЗАННОЙ ЗАДАЧИ АЭРОУПРУГОСТИ С ПРИМЕНЕНИЕМ СОВРЕМЕННЫХ МЕТОДОВ РАСЧЕТА

Предложен новый подход к расчету напряженно-деформированного состояния элементов с учетом взаимодействия упругой конструкции с газовым потоком. Он базируется на постановке связанной задачи аэроупругости. Приведены результаты решения тестовой задачи.

Ключевые слова: связанная задача, аэроупругость, напряженно-деформированное состояние, скорость потока, обтекание

Введение. В последние годы встречается все больше работ, в которых авторы критикуют выполнение независимого исследования газодинамического расчета с последующей интерполяцией результатов для анализа напряженно-деформированного состояния (НДС) [1-4]. В свою очередь все большую популярность приобретают связанные задачи, в частности, задачи сопряжения потока газа и деформируемой конструкции. Это связано с необходимостью выполнять более точные исследования различных конструкций, путем согласования получаемых решений на границах подобластей с использованием итерационных алгоритмов. Решение связанных задач аэроупругости (FSI – Fluid-Structure Interaction) является актуальной задачей в современной инженерии, поскольку без учета совместного влияния воздушного потока и деформаций конструкции невозможно получить достаточно точное решение задачи.

Стоит отметить, что очень важным является учет двусторонней связи, поскольку односторонняя не позволит получить удовлетворительный результат, особенно для податливых, в т.ч. – тонкостенных, конструкций.

Цель и задачи исследования. В представленной работе планируется решить связанную задачу аэроупругости на примере податливой панели (щита) от действия потока воздуха. Модель исследуемой конструкции приведена на рис. 1. Вторым этапом решения задачи планируется выполнить несвязанную задачу аэроупругости, определить деформации и силы, после чего оценить степень влияния двухсторонней связи на точность расчета, а также показать, на сколько при этом уменьшатся напряжения и деформации в модели исследуемой конструкции.



Рисунок 1 – Исследуемая конструкция

Анализ существующих методов исследования. Для решения задачи применялся стандартный метод описания области воздуха как вязкого газа, описываемого уравнениями Навье-Стокса (здесь t – время, ρ – плотность воздуха, U – скорость потока, p – давление, h – энтальпия, H – полная энтальпия, τ – тензор вязких напряжений, μ – динамическая вязкость, λ – коэффициент теплопроводности, c_p – удельная теплоемкость при постоянном давлении, R – газовая постоянная для воздуха, T – абсолютная температура, G – метрический тензор, ∇ – оператор Гамильтона в отсчетной системе координат):

$$\begin{cases} \frac{\partial p}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{U}) = 0, & \frac{\partial(\rho \mathbf{U})}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{U} \mathbf{U} + p \mathbf{G} - \boldsymbol{\tau}) = 0, \\ \frac{\partial(\rho H)}{\partial t} - \frac{\partial p}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{U} H - \mathbf{U} \cdot \boldsymbol{\tau} - \lambda \nabla T) = 0, \\ \boldsymbol{\tau} = \mu \left(\nabla \mathbf{U} + (\nabla \mathbf{U})^T - \frac{2}{3} \mathbf{G} \nabla \cdot \mathbf{U} \right), & H = h + \frac{1}{2} \mathbf{U}^2, \quad h = c_p T, \quad p = \rho R T. \end{cases} \quad (1)$$

Для описания щита как деформируемого тела в случае больших градиентов перемещений используется следующая система уравнений [5]:

$$\begin{cases} \rho \frac{d^2 \mathbf{u}}{dt^2} = \hat{\nabla} \cdot \boldsymbol{\sigma} + \rho \mathbf{f} \\ \boldsymbol{\sigma} = \int_0^t \dot{\boldsymbol{\sigma}} dt, \quad \frac{d\boldsymbol{\sigma}}{dt} - \mathbf{W} \cdot \boldsymbol{\sigma} + \boldsymbol{\sigma} \cdot \mathbf{W} = \lambda I_1(D) \mathbf{g} + 2\mu(D), \\ D = \frac{1}{2} (\hat{\nabla} \mathbf{v} + \hat{\nabla} \mathbf{v}^T), \quad \mathbf{W} = \frac{1}{2} (\hat{\nabla} \mathbf{v}^T - \hat{\nabla} \mathbf{v}), \quad \mathbf{v} = \frac{d\mathbf{u}}{dt}. \end{cases} \quad (2)$$

Здесь ρ – плотность, \mathbf{u} – вектор перемещений, \mathbf{f} – вектор ускорения массовых сил, действующих на тело (в том числе сил инерции), $\boldsymbol{\sigma}$ – тензор напряжений Коши, \mathbf{W} – тензор вихря, D – тензор скорости деформаций, $I_1(D)$ – первый инвариант тензора скорости деформаций, $\lambda = \frac{E\nu}{(1+\nu)(1-2\nu)}$, $\mu = \frac{E}{2(1+\nu)}$ – упругие константы Ляме (задаются в соответствии со значениями модуля упругости и коэффициента Пуассона для рассматриваемого материала), \mathbf{v} – вектор скорости.

Для решения сопряженной задачи используется технология FSI (Fluid-Structure Interaction), реализованная в рамках программного продукта ANSYS. Такая связь может быть применена в стационарных и нестационарных задачах с учетом деформации элементов конструкции или движения ее отдельных частей. Суть алгоритма состоит в итеративном расчете твердотельной и газодинамической составляющих задачи на каждом шаге по времени с последующим обменом информацией о распределении давления и перемещений на поверхности исследуемой конструкции [5].

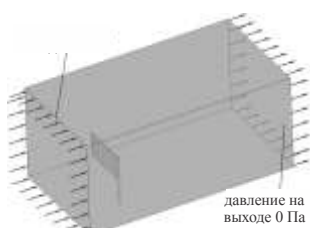
Численная реализация предложенного подхода. В работе предлагается выполнить расчет связанной задачи аэроупругости, причем предлагается сравнить два подхода: с двунаправленной связью и однонаправленной. Отличие двунаправленной от однонаправленной состоит в том, что в первом случае считается, что при обдувании конструкции на ее поверхность действует давление, в результате чего она деформируется и поворачивается, при деформации площадь сопротивления уменьшается, что приводит к необходимости выполнять расчет газодинамики снова и выполнять пересчет давления. При этом следует далее повторять процедуру снова. Общая схема проекта в программе ANSYS WorkBench приводится на рис. 2.

При однонаправленной связи фактически выполняется только одна итерация, а именно определяются давления, действующие на рекламный щит от потока, после чего рассчитывается НДС конструкции. Как видно из приведенного выше

рис. 2, заданы следующие граничные условия: на входе в исследуемую область задается скорость потока, равная 20 м/с, а на выходе из области предлагается задавать остаточное давление, равное 0 Па. Общая схема постановки и граничные условия приведены на рис. 3.



Рисунок 2 – Общая схема проекта для двунаправленной связи



давление на выходе 0 Па

Рисунок 3 – Граничные условия газодинамической задачи



Рисунок 4 – Граничные условия для задачи поиска НДС

Что касается граничных условий для задачи поиска НДС, то они следующие (рис. 4): на все поверхности конструкции, кроме нижней, импортируется давление из задачи газодинамики, а основание зафиксировано.

При выполнении описанных выше задач использовалась КЭ сетка у которой в газодинамической области 330 тыс. элементов, а панель имеет 20 тыс. КЭ (упругая область).

На графике (рис. 5), приведенном ниже, показан итерационный процесс сходимости задачи аэроупругости. В результате решения задачи были получены скорости и давления потока, а также картины НДС от действующих нагрузок для двухсторонней (рис. 6-9) и односторонней (рис. 10-13) связи.

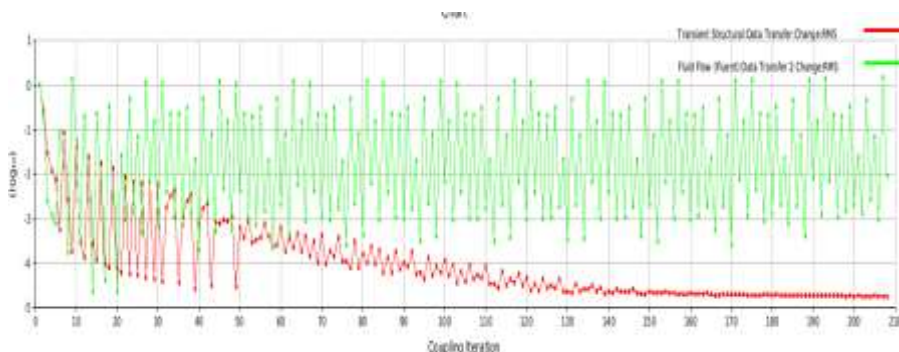


Рисунок 5 – График сходимости связанной задачи

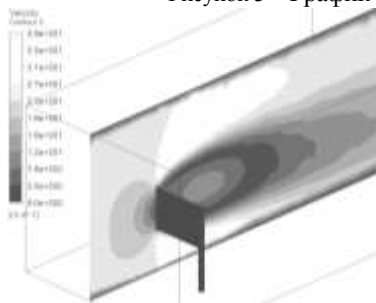


Рисунок 6 – Распределения скоростей

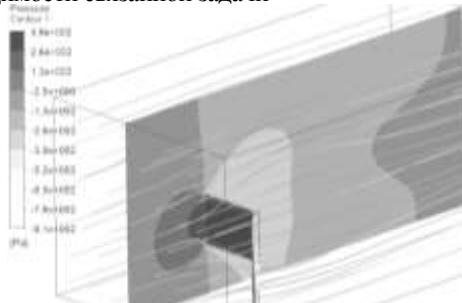


Рисунок 7 – Распределения давлений



Рисунок 8 – Распределения суммарных перемещений



Рисунок 9 – Распределения эквивалентных напряжений

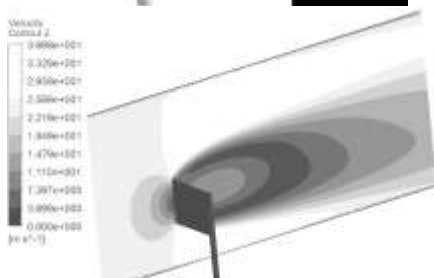


Рисунок 10 – Распределения скоростей

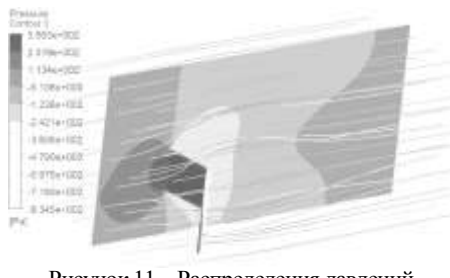


Рисунок 11 – Распределения давлений



Рисунок 12 –
Распределения
суммарных пере-
мещений



Рисунок 13 –
Распределения
эквивалентных
напряжений

Выводы. В статье предложена уточненная методика исследования задачи аэроупругости, в которой было показано, что учет двухсторонней связанности значительно влияет на конечный результат НДС. Приведены расчеты для задачи газодинамики и напряженно-деформированного состояния от действующего давления для тестовой панели.

Список литературы: 1. Журавлев Р.В., Диденко Р.А., Лугинина Н.С., Габов Д.В. Разработка метода прогнозирования уровня вибронпряжений в лопатках ГТД // Труды МАИ, № 65, С. 1-19. 2. Кузьмин И.М., Тонков Л.Е., Котысов С.П. Алгоритмическое программное обеспечение решения задач взаимодействия конструкции с жидкостью/газом на гибридных вычислительных системах // Компьютерные исследования и моделирование. - 2013 Т5 №2 С. 154-164. 3. Васильев А.Ю. Дослідження процесу обтікання корпусу МТ-ЛБ ударною хвилею // Вісник НТУ „ХПІ”. Тем. вып.: Машинознавство та САПР – Харьков: НТУ “ХПІ”, 2009. – № 14. - С.3-10. 4. Бруль С.Т. Моделирование реакции корпуса боевой машины на действие подвижной нагрузки: теория, методы и модели // Вісник НТУ „ХПІ”. Тем. вып.: Машинознавство та САПР. – Харьков: НТУ “ХПІ”, 2007. – № 3. - С.24-43. 5. Шлуваев Н.В. Методика численного моделирования аэроупругого взаимодействия компрессорных лопаток газотурбинного двигателя с дозвуковым набегающим потоком воздуха // дис. канд. наук., 05.13.18 - Математическое моделирование, численные методы и комплексы программ, Пермь, 2014. – 133 с.

Поступила в редколлегию 18.03.2014

УДК 539.3: 623.438

Исследование связанной задачи аэроупругости с применением современных методов расчета / **А.В. Грабовский** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Машинознавство та САПР. – X. : НТУ «ХПІ», 2014. – № 29 (1072). – С. 44-48. – Бібліогр.: 5 назв. ISSN 2079-0075.

Запропоновано новий підхід до розрахунку напружено-деформованого стану елементів з урахуванням взаємодії пружної конструкції з газовим потоком. Він базується на постановці зв'язаної задачі аеропружності. Наведені результати розв'язання тестової задачі.

Ключові слова: зв'язана задача, аеропружність, напружено-деформований стан, швидкість потоку, обтікання

A new approach is proposed to stress-strain state calculation of elements taking into account an interaction of elastic structures with gas flow. It is based on formulation of linked aeroelasticity problem. The results of test problem solving are presented.

Keywords: linked problem, aeroelasticity, stress-strain state, flow velocity, streamlining

УДК621.9.06-52

В.В. ДИОРДИЙЧУК, нач. конструкторского бюро НТК

ЧАО „АзовЕлектроСталь”, Мариуполь;

Н.А. ТКАЧУК, д.т.н., проф., зав. каф. ТММиСАПР НТУ „ХПІ”;

В.А. ШКОДА, к. т. н., Мариуполь;

ОПЫТ КОНСТРУИРОВАНИЯ И ПРОМЫШЛЕННОЕ ВНЕДРЕНИЕ ЧУГУННЫХ ПАЛЛЕТ В СОСТАВЕ АВТОМАТИЗИРОВАННЫХ ФОРМОВОЧНЫХ ЛИНИЙ

В статье рассмотрены и проанализированы результаты эксплуатации опытной партии паллет, у которых рамы отлиты из серого чугуна марки СЧ-25. Показана приемлемость их промышленного использования в составе автоматизированных формовочных линий при условии установки специальных стальных вставок в опорных узлах рамы – в местах сочленения с колесами и при введении демпфирующих колец в узлы колес.

Ключевые слова: транспортная система, автоматизированная формовочная линия, паллета, “паразитная” нагрузка

© В.В. Диордийчук, Н.А. Ткачук, В.А. Шкода, Е.Н. Барчан, 2014

Введение. В последнее время широкое распространение в отечественной и зарубежной практике получили автоматизированные формовочные линии, в которых транспортная система выполнена из паллет. При этом сама транспортная система является комбинированной и состоит из отдельных участков, по которым опоки, полуформы и литейные формы вместе с паллетами перемещаются по рельсовому пути, по ролянгу и по трансбордеру (передача с одной ветви конвейера на другую). Такая автоматизированная линия с размерами опок 2900x1700x500мм, разработанная фирмой “KUNKEL WAGNER”, работает на ЧАО “АзовЭлектроСталь” (г. Мариуполь) [1] (рис.1).

На раму паллеты в процессе эксплуатации в составе формовочной линии действуют значительные нагрузки [2]: изгибающий момент от установленной на ней литейной формы, пригруженной технологическим грузом и залитой металлом; динамическое воздействие от установки на литейную форму (до заливки жидкого металла) технологического груза; силовая равномерно распределенная нагрузка, передаваемая на опорные колеса; боковая горизонтальная нагрузка от взаимодействия паллет с соседними паллетами и толкателем; пара сил от возникновения сил трения между ребрами колес и рельсами при искривлении последних. Кроме того, возможно тепловое воздействие при иногда имеющих место нарушениях целостности литейной формы и прорыве из нее жидкого металла.

В ранее опубликованной статье [3] были освещены предварительные данные по эксплуатации опытной партии литых паллет из чугуна СЧ25 ГОСТ 1412-85 (EN-G/L-250) с сохранением таких же опорных узлов, как и при паллете сварной конструкции, изготовленной из листового проката. Наибольшее опасение вызвало состояние литой чугунной рамы паллеты после длительного на нее воздействия изгибающего момента (так как предел прочности стали на изгиб значительно выше).

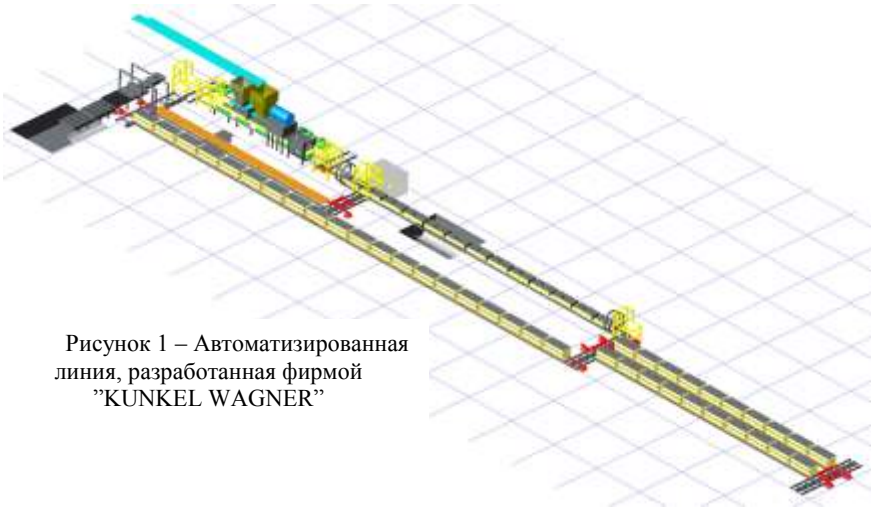


Рисунок 1 – Автоматизированная линия, разработанная фирмой "KUNKEL WAGNER"

Результаты обследования состояния контура рамы. Поэтому были продолжены систематические обследования состояния контура рамы, опорной плиты и узлов ее сочленения с ребрами. Результаты обследования показали отсутствие трещин и износа рамы при длительной эксплуатации паллет. По-видимому, демпфирующая способность чугуна обеспечила достаточную прочность и надежность рамы. Кроме того было отмечено, что чугунная плита рамы оставалась без коробления при частичных прорывах жидкого металла. В то время как при прорывах жидкого металла на стальную плиту паллеты происходило приваривание его к плите и ее коробление, что требовало последующей правки и термической обработки конструкции рамы.



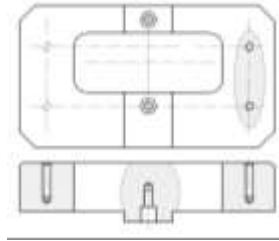
Рисунок 2 – Паллеты автоматизированной формовочной линии

Однако в самых напряженных силовых узлах рамы – в месте сочленения с опорными колесами – после некоторого времени эксплуатации появлялись трещины, которые затем приводили к отламыванию части опорной стенки, следствием чего являлся выход из строя паллеты и остановка работы автоматизированной формовочной линии (рис. 2.). Таким образом, в этих узлах чугун не обеспечивал требуемую прочность. По-видимому, сказывалось также действие горизонтальной силы перемещения паллет по ветви линии в условиях некоторого искривления оси рельсового пути. В этой связи были проработаны вопросы усиления опорных узлов рамы в месте стыковки колес паллеты.

Опорную часть рамы в месте установки колес выполнили в виде отдельного узла – стальной вставки, скрепленной с ребрами чугунной рамы болтовыми соединениями [4] (рис. 3, а). Вставки (рис. 3, б) изготовлены из стали 09Г2С.



а



б

Рисунок 3 – Опорную часть рамы в месте установки колес:
а – с ребрами чугуновой рамы болтовыми соединениями;
б – вставки из стали 09Г2С

предотвращения всплывания верхней полуформы при заливке в форму жидкого металла. Рекомендуемую массу груза для данных условий 9 т уменьшили до 5 т, что снизило вертикальную нагрузку на платформу на 4 т при обеспечении сохранения геометрических размеров и качества отливки.

Другим усовершенствованием явилось закрепление цапф на раме паллеты для ее транспортировки при установке в линию. На стальной раме цапфы приваривались к наружным стенкам корпуса. Приварка же стальной цапфы к боковой чугунной стенке не обеспечила бы должной прочности соединения. В литой чугунной раме паллеты при тонких сечениях ее стенок осуществление заливки цапф на ее боковых поверхностях, как это делается при отливке литейных опок, привело бы к разрушению боковых стенок. Поэтому нами предложено устройство в виде стальной плиты с приваренной к ней стальной цапфой, а сама плита крепится к боковой стенке рамы с помощью четырех болтовых соединений. При этом ось цапфы располагается по оси среднего ребра (рис. 4).

Как показал опыт длительной эксплуатации паллет, при жесткой конструкции рамы большие перегрузки испытывают узлы колес, которые передают усилия (в том числе динамические) на шариковые однорядные радиальные подшипники (№ 214) и через корпуса подшипников на раму. Это приводило к недостаточному сроку службы подшипников и к дополнительной динамической нагрузке на раму.

Как было отмечено выше, паллеты испытывают внешнее воздействие энергией соударения (в вертикальном и в горизонтальном направлениях) и деформацией, связанной с дефектами изготовления и монтажа. Уровень “паразитных” нагрузок очень высок и, как следствие, имеет место низкая стойкость подшипников качения, а также разбивание гнезд подшипников, подушек и опорной части рамы. Для повышения запаса прочности в подобных случаях устанавливают подшипники большей грузоподъемности и значительно более дорогие. Мы тоже пытались это сделать, заменяя однорядные шариковые подшипники на сферические двухрядные и роликовые. Но, как показала практика, подобные решения не избавляют подшипники от поломок, так как жесткость узлов увеличивается, соответственно растут и

Были также проанализированы все виды нагрузок на раму паллеты с целью изыскания возможности уменьшения на нее силового воздействия. Прежде всего, были пересмотрены классические требования литейной технологии по массе технологического груза, необходимого для



Рисунок 4– Расположение оси цапфы

“паразитные” нагрузки.

Авторами был проработан вариант, предусматривающий введение в жесткую систему специального активного устройства (энергоемкого элемента). Такое устройство (амортизатор) способно снизить нагрузки в опорных узлах паллеты и повысить их функциональную прочность. В качестве амортизатора используют полиуретановые эластомеры, которые обеспечивают высокую прочность, износостойкость, стойкость к ударным нагрузкам и сохраняют высокие эластичные свойства в широком диапазоне температур от -50°C до $+120^{\circ}\text{C}$. Относительная деформация колец – не более 10-15% с восстановлением своей формы. Опыт использования демпфирующих вставок на рольгангах прокатного стана “1700” ММК им. Ильича, испытывающих подобные нагрузки, показал возрастание стойкости подшипников с 6 до 18-20 месяцев [5, 6].

Основываясь на этом, было разработано техническое решение, предусматривающее изменение конструкции узла колес, а именно установку между внутренней поверхностью корпуса подшипника и наружной обоймой последнего кольцевой вставки из полиуретана [7]. На рис. 5, а показан узел колеса без кольцевой вставки из полиуретана, а на рис. 5, б – с кольцевой вставкой из полиуретана. Введение в жесткую систему паллет демпфирующих вставок, расположенных в корпусах опорных подшипников, позволяет существенно снизить “паразитные” нагрузки на подшипники и снизить ударные нагрузки на раму паллеты.

После доработки конструкции опорной части литой чугунной рамы паллеты и установки в узлах колес демпфирующих колец в соответствии с нашими конструктивными решениями была достигнута требуемая надежность и долговечность при эксплуатации модернизированных паллет в составе автоматизированных формовочных линий крупного литья. Доказана практическая возможность их промышленного использования наряду со сварными стальными паллетами.

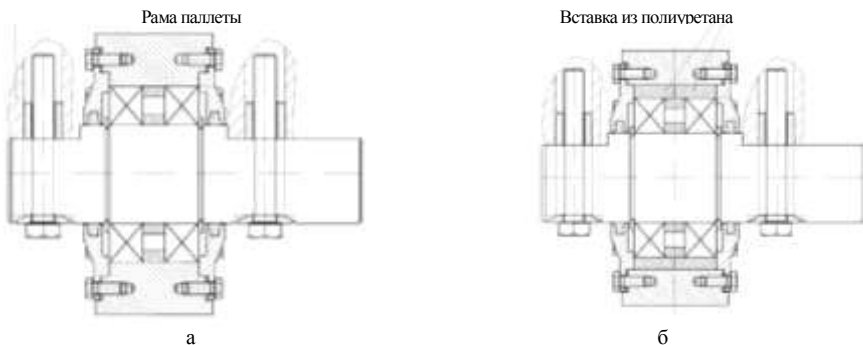


Рисунок 5 – Узел колеса: а – без кольцевой вставки из полиуретана; б – с кольцевой вставкой

Выводы.

1. После отливки опытной партии рам паллет из серого чугуна марки СЧ-25 и получения предварительных результатов их применения продолжены углубленные исследования их состояния при эксплуатации.

2. Установлено, что литая рама паллеты, изготовленная из серого чугуна марки СЧ-25, выдерживает действующие на нее силовые нагрузки и изгибающие

моменты, однако опорная часть рамы в месте установки колес не обеспечивает требуемой прочности.

3. Разработаны конструкции специальных стальных вставок в раме в зонах ее опорных узлов и демпфирующих вставок в узлы колес, что позволяет повысить прочность паллет, снизить действие “паразитных” нагрузок на подшипники и корпус рамы и повысить стойкость подшипников.

4. Паллеты с литыми рамами из серого чугуна после выполнения модернизации опорных узлов успешно эксплуатируются в составе двух автоматизированных формовочных линий ЧАО “АзовЭлектроСталь” наравне со стальными сварными паллетами.

Список літератури: 1. *Диордійчук В.В.* Транспортные системы автоматизированных формовочных линий крупного литья / В.В. Диордійчук, В.А.Шкода // Вестник НТУ «ХПИ». Тем. вып. “Машиностроение и САПР”. – Харьков: НТУ «ХПИ», 2010. – №19. – С. 95-100. 2. *Диордійчук В.В.* Анализ силовых нагрузок и изгибающих моментов, воспринимаемых паллетами автоматизированных формовочных линий / В.В.Диордійчук, В.А.Шкода // Вестник НТУ «ХПИ». Тем. вып. “Машиностроение и САПР”. – Харьков: НТУ «ХПИ», 2010. – №38. – С. 152-159. 3. *Диордійчук В.В.* О конструктивных особенностях и опыте эксплуатации литых чугунных рам паллет в составе автоматизированных формовочных линий / В.В. Диордійчук, В.А. Шкода // Вестник НТУ «ХПИ». Тем. вып. “Машиностроение и САПР”. – Харьков: НТУ «ХПИ», 2013. – №1. – 4. *Диордійчук В.В., Игнатенко С.В., Попова Н.Д. и др.* Паллета автоматизированной формовочной линии. Патент Украины №72582, кл. В22С19/00. Опубл. 27.08.2012, бюл.№16. 5. *Артюх Г.В., Артюх В.Г., Беляев А.Н.* Амортизация подшипников прокатного оборудования.// Тез. докл. Межд науч.-техн. конф. “Университетская наука -2007”. Механико-машиностроительный факультет, ПГТУ, 2007 г. 6. *Артюх Г.В., Артюх В.Г., Беляев А.Н.* К вопросу повышения функциональной прочности металлургических машин.// Тез. докл. Межд науч.-техн. конф. “Университетская наука -2007”. Механико-машиностроительный факультет, ПГТУ, 2007 г. 7. *Барчан Е.Н., Диордійчук В.В.* Колесо паллеты автоматизированной формовочной линии. Патент Украины №77638, кл. В22С19/00. Опубл. 25.02.2013, бюл. №4.

Надійшла до редколегії 15.04.2014

УДК 519.2

Опыт конструирования и промышленное внедрение чугунных паллет в составе автоматизированных формовочных линий / **В.В. Диордійчук, Н.А. Ткачук, В.А. Шкода, Е.Н. Барчан** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Машинознавство та САПР. – Х. : НТУ «ХПІ», 2014. – № 29 (1072). – С. 48-53. – Бібліогр.: 7 назв. ISSN 2079-0075.

У статті розглянуті та проаналізовані результати експлуатації дослідної партії палет, у яких рами відлиті з сірого чавуну марки СЧ-25. Показана прийнятність їх промислового використання в складі автоматизованих формувальних ліній за умови установки спеціальних сталевих вставок в опорних вузлах рами - в місця зчленування з колесами і при введенні демпфуючих кільць у вузли коліс.

Ключові слова: транспортна система, автоматизована формувальна лінія, палета, “паразитне” навантаження

The article describes and analyzes results of operation of experimental batch of pallets, which frames are casted from SCH-25 gray iron. The acceptability of their industrial use is shown in automated moulding lines when special steel inserts are installed in frame's reference nodes and damping rings are introduced in knots wheels.

Keywords: transport system, automated moulding line, pallet, spurious loading

УДК 621.01

Е.И. ЗИНЧЕНКО, к.т.н., доц. каф. “ТММиСАПР” НТУ “ХПИ”;
И.П. ГРЕЧКА, к.т.н., ст. препод. каф. “ТММиСАПР” НТУ “ХПИ”;
Г.А. КРОТЕНКО, к.т.н., доц. каф. “ТММиСАПР” НТУ “ХПИ”

ПРИМЕНЕНИЕ ИГРОВОГО ПРОЕКТИРОВАНИЯ В УЧЕБНОМ ПРОЦЕССЕ

Рассмотрена роль игрового проектирования в учебном процессе. Это прогрессивная форма обучения,

благодаря которой студенты получают определенные навыки и умения. Благодаря применению игрового проектирования в курсе теории механизмов и машин преподаватели кафедры добились повышения успеваемости студентов.

Ключевые слова: игровое проектирование, проектное бюро, технический объект, системный подход, коллективность работы.

Введение. В последнее время большое внимание уделяется применению прогрессивных методов обучения в учебном процессе. К таким методам относят всевозможные круглые столы, открытые семинары, защиты с привлечением ученых других городов, других стран с применением связи по скайпу, дистанционное обучение, обучение с помощью глоссариев, а также обучение в виде игры. Несомненно, что применение таких методов имеет определенный успех, что ведет к дальнейшему усовершенствованию этих методов. Суть этих методов состоит в неординарном общении преподавателя со студентом и возможности увидеть студентом значимость своего мнения, своих идей, возможности донести некие новшества до публики, а также в споре и диалоге добиться истины.

Нужно отдельно отметить, что неординарное общение преподавателя со студентами увеличивает его авторитет у студентов, а также у коллег. У авторитетных преподавателей отмечаются высокая педагогическая наблюдательность, уважение к студентам, стимулирование их активности и интеллектуальной деятельности, гибкость и нестандартность в принятии педагогических решений, удовлетворение от процесса общения со студентами. У неавторитетных преподавателей преобладают жесткие, авторитарные методы в педагогическом общении, неумение уважать обучаемых независимо от их успехов в учебе [1-3].

© Е.И. Зинченко, И.П. Гречка, Г.А. Кротенко, 2014

Обзор литературы по теме. В настоящее время внедрение в учебный процесс современных методов обучения наблюдается практически повсеместно. В связи с этим появляется много литературы по данному вопросу. В основном это такая литература, которая наряду с современными методами обучения широко освещает также педагогическую, нравственно-этическую, воспитательную и социологическую стороны вопроса. В такой литературе отражаются взаимоотношения индивидуумов между собой, преподавателем, другими общественными институтами [4-7]. Также нужно отметить, что педагогическая деятельность в современной высшей школе осуществляется недостаточно системно, в какой-то мере даже инерционно. Хотя на сегодняшний день достаточно известны глубокие исследования проблем педагогики высшей школы, изложенные в работах А.Н. Алексюка, С.И. Архангельского, Ф.И. Науменко и др. [2, 8].

Роль игрового проектирования в учебном процессе. Обучающие игры занимают важное место среди современных психолого-педагогических технологий обучения. В отличие от игр вообще педагогическая игра обладает существенным признаком – четко поставленной целью обучения и соответствующим ей педагогическим результатом, которые могут быть обоснованы, выделены в явном виде и характеризуются своей четкой учебно-познавательной направленностью [1].

Обучающие игры выполняют три основные функции:

- *инструментальная функция* состоит в формировании у студентов определенных навыков и умений;
- *эностическая функция* предусматривает формирование знаний и целена-

правленное развитие мышления студентов;

- *социально-психологическая функция* направлена на развитие коммуникативных навыков [1, 2, 3].

При проведении игрового проектирования необходимо, прежде всего, создать деловую атмосферу в группе. Затем необходимо организовать сам игровой процесс: сделать разъяснение правил игры и распределить роли студентов. Затем в течение семестра проводится сама игра, в результате которой должна быть решена поставленная перед ее участниками учебная задача. В конце семестра подводятся итоги игры. На этом этапе проводится анализ хода игры и ее результатов как самими участниками игры, так и экспертом, в роли которого выступает преподаватель.

На кафедре теории и систем автоматизированного проектирования механизмов и машин НТУ “ХПИ” при изучении дисциплины “Теория механизмов и машин” в последние годы есть практика проведения лабораторных работ, защит расчетно-графических работ и курсовых проектов в виде игры. Цель проведения игрового курсового проектирования: научить студентов разрабатывать и проектировать машинные агрегаты различных станков, брикетировочных автоматов, различных прессов, компрессоров; самостоятельно пользоваться научно-технической литературой; руководить коллективом; принимать решения в условиях неопределенных технических возможностей предприятия, оценивать свои возможности; работать в производственных коллективах в условиях конкуренции.

Организация курсового игрового проектирования предполагает объединение студентов в отдельные проектные бюро для разработки коллективных решений в процессе выполнения комплексного проекта на каждом отдельном его этапе. Таким студенческим проектным группам под силу решать реальные инженерные задачи современного промышленного производства, в них моделируются близкие к реальным производственно-проектные отношения, которые отвечают законам конкурентного инженерного творчества.

Особенности методического обеспечения и организации проектирования учитывают то обстоятельство, что данный проект комплексный, что представляет собой совокупность отдельных, иногда оригинальных проектных решений, в рамках и программах изученных ранее студентами дисциплин по основам конструирования машин и механизмов, а также систем приводов этих механизмов.

Проектирование – процесс выполнения комплекса работ исследовательского, расчетного, конструкторского характера, цель которого – описать технический объект для его реализации согласно требованиям технологии и условиям эксплуатации. В процессе игрового проектирования студенты отслеживают системный подход к задаче проектирования. Он состоит в таком планировании выполнения задач, при котором отдельные этапы проектирования (подзадачи) осуществлялись бы во взаимной увязке по времени и результатам. Студенты имеют возможность при желании организовывать такое проектирование, когда члены проектных бюро распределяют работы между собой, в дальнейшем они могут опираться при решении последующих задач на результаты своих коллег из бюро. Это приучает их к коллективности работы, а также к контролю своих коллег из проектно-конструкторских бюро.

Следует также отметить, что коллективная работа бюро дает возможность обсуждения полученных результатов членами бюро, вследствие чего они начинают видеть проблему гораздо глубже и шире. Благодаря этому они могут требовать от преподавателя расширения круга изучения предмета и при наличии времени могут

глубже исследовать некоторые разделы курсового проекта, что не запланировано рабочей программой. Например, синтез кулачкового механизма можно выполнить согласно условиям ограничения угла давления, радиусов кривизны его выпуклых участков. Однако при этом условия работы механизма будут учтены лишь приближенно, а некоторые факторы, например, проскальзывание ролика, не будут учтены вовсе, что и не планируется в процессе проектирования из-за ограничения времени проектирования. Проектирование кулачкового механизма также может быть значительно приближено к реальному, если после определения усилий, нагружающих кинематические пары механизмов, рассчитать вал на прочность, определить контактные напряжения в высшей паре, проверить условие отсутствия скольжения ролика. Это те сопутствующие вопросы, которые могут возникнуть у студентов в процессе проектирования только лишь одного раздела курсового проекта. Эти вопросы не входят в рассмотрение при проектировании, но которые члены конструкторских бюро могут освоить их, при желании, хотя бы поверхностно.

При решении задачи кинематического исследования главного механизма машинного агрегата определяются перемещения, скорости и ускорения звеньев и точек механизма. При желании студенты могут воспользоваться библиотекой подпрограмм, имеющихся на кафедре, смоделировать механизм и проверить достоверность полученных результатов в процессе проектирования. Также они при желании могут смоделировать этот механизм, но другой сборки, и проанализировать, что получится на выходе, а также сравнить с результатами другой сборки.

На некоторых факультетах обучение курсу теории механизмов и машин проводится в очень сжатых рамках, поскольку рассчитано всего на один семестр. Но при этом в рабочих планах запланирован курсовой проект. В этих условиях лишь урезанная часть лекционного материала преподается студентам. В этом случае студенты вынуждены самостоятельно осваивать некоторые части курса, чтобы выполнить курсовой проект на высоком уровне. Например, в разделе “Кинематический анализ” рекомендуется использование графоаналитического метода исследования. Но отдельные конструкторские бюро могут дополнительно, с помощью преподавателя, освоить также аналитический метод решения задачи. Каждое конструкторское бюро в процессе работы стремится набрать большее количество баллов, желает сделать как можно больше работы в процессе проектирования, чтобы в конце концов занять высшую ступень признания коллегами. При такой организации учебного процесса в течение семестра явно прослеживается результат работы групп, который содержит в себе оригинальность и глубину разработок, широкий творческий поиск, что и в дальнейшем применении в других курсах приведет к высокому уровню подготовки студентов по специальности.

При проведении защит курсовых проектов с комиссией была практика введения одного из студентов в состав комиссии. Такая форма игры при защите еще больше заинтересовала студентов. Член комиссии – студент – подготовил для защищающихся очень профессиональные, методически грамотно сформулированные вопросы. Студенты смогли ответить на них таким образом, что чувствовался очень высокий уровень их подготовки. Даже студенты-иностранцы подготовили качественные доклады и очень хорошо ориентировались в своих работах, и задавали своим коллегам интересные и неординарные вопросы.

Привлечение студентов к участию в игровом проектировании создает все условия для выполнения дипломного проектирования в игровом варианте благодаря накопленному информационному материалу, а также опыту коллективной работы при проектировании.

Необходимо отметить, что благодаря участию в игровом проектировании успеваемость студентов значительно улучшилась. До внедрения в учебный процесс игрового проектирования около 40% студентов защищали курсовой проект с оценкой “отлично”, а после внедрения игрового проектирования их количество, в среднем, выросло почти до 55%, а на некоторых факультетах – и до 80 %.

Защиты лабораторных работ и расчетно-графических работ в виде игры хотя и не углубляют знаний настолько, как при курсовом проектировании, но также имеют значительный прогресс в получении качественных знаний. Они заставляют студентов мыслить, выстраивать логическую цепочку решения поставленных задач, оформлять свои мысли в профессиональную оболочку, приучают правильно задавать вопросы коллегам из других бюро, а также правильно отвечать на задаваемые вопросы коллег.

Таким образом, с точки зрения преподавателей, которые принимают участие в этой прогрессивной форме обучения студентов, она есть движущей силой в усовершенствовании знаний студентов, а также в их общении грамотным техническим языком, особенно на ранних стадиях учебы (уточняем, что курс теории механизмов и машин преподается студентам всех машиностроительных специальностей в 4 и 5 семестрах). Игровое проектирование способствует развитию интереса молодежи к предмету обучения, организывает их и последовательно направляет к достижению поставленной цели – получению конкретных результатов проектирования. Даже те студенты, которые в начале семестра проявляли апатию к предмету, в конце семестра были собранны и являлись инициаторами различных видов контроля своих коллег. Производя контроль других, они показывали и свой высокий уровень знаний.

Такая форма обучения впоследствии приводит к тому, что студенты желают показать знания лучшие, чем у других. Для этого они обращаются к технической литературе, интернету, глубоко анализируют материалы лекций и каждый из них желает выступить в роли преподавателя. Все это, несомненно, очень положительно сказывается в их дальнейшей учебе.

Что касается времени, затрачиваемого преподавателями на проведение таких форм обучения, то естественно, что оно увеличивается. Чтобы добиться высокого уровня знаний и проведения защит на профессиональном уровне, преподаватель вынужден намного больше запланированного индивидуальным планом времени тратить на консультации для таких групп. Сами защиты также занимают больше указанных в индивидуальных планах часов, поскольку не только члены комиссии задают вопросы на защите, но и сами студенты готовят для своих коллег вопросы и проводят дискуссии. Все это окупается, когда преподаватели по окончании семестра видят профессионально подготовленных студентов.

Также надо отметить, что не во всех группах целесообразно применять игровое проектирование, поскольку оно подразумевает жесткие рамки для тех студентов, которые не являются достаточно компетентными в данных вопросах и будут чувствовать себя ущербными в процессе семестра. Для участия в таком проектировании нужна соответствующая предметная компетентность, которую предварительно нужно сформировать у студентов.

Выводы. Как видим из статьи, сегодня игровое проектирование является перспективной формой обучения студентов наряду с другими прогрессивными методами. Применение его является большим плюсом для кафедры, поскольку только высококвалифицированные преподаватели могут позволить себе применение этих методов, так как их применение подразумевает значительное расширение кругозора преподавателя

и обучаемых студентов, что не включено в рабочие программы и индивидуальные планы преподавателя. Также видим из статьи, что плюсов применения таких методов гораздо больше, нежели минусов. Самый главный плюс – это выросшая качественная успеваемость студентов и готовность в дальнейшем быть более подготовленными, более профессиональными специалистами. Особенно хорошо это чувствуется ближе к выполнению и защите дипломных работ.

Тема статьи достаточно актуальна, поскольку время требует от преподавателей новых методов обучения. Преподаватель должен владеть не только предметом обучения, но и хорошо разбираться в педагогическом воспитании молодежи. Он должен разбираться в психологии студентов и совершенствовать свои навыки. Тесный контакт преподавателя со студентом – это гарантия выпуска из ВУЗа хорошего, востребованного специалиста. Считаем необходимым и дальше применять такие методы в обучении студентов, а также совершенствовать их.

Список литературы: 1. Л.Л. Товажнянский, А.Г. Романовский, В.В. Бондаренко и др. Основы педагогики высшей школы. - Харьков, 2005. – 597 с. 2. А.М. Алексюк. Педагогика вищої школи. – К.: Либідь, 1998. 3. Инновационное обучение: стратегия и практика. Под ред. В. Я. Ляудис. – М.: Изд-во МГУ, 1994. 4. Столярченко Л.Д. Педагогическая психология. – Ростов н/Д: Феникс, 2000. 5. Хмельницький О.О. Інформаційна культура сучасного фахівця// Творча особистість у системі неперервної професійної освіти: Матеріали міжнар. наук. конф. - Харків: ХДПУ. – 2000. – С. 390-393. 6. Ягунов В.В. Педагогіка: Навчальний посібник. – К.: Либідь. – 2002. – 560 с. 7. Пономарьов О.С. Морально-етичні аспекти професійної педагогічної діяльності// Наукові праці. Педагогічні науки. – Миколаїв: МГДУ ім. П. Могили. – 2003. Вип. 15. 8. С. И. Архангельский. Лекции по теории обучения в высшей школе. – М.: Высшая школа. – 1974. – 384 с.

Поступила в редколлегию 18.03.2014

УДК 621.01

Применение игрового проектирования в учебном процессе / **Е.И. Зинченко, И.П. Гречка, Г.А. Кротенко** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Машинознавство та САПР. – X. : НТУ «ХПІ», 2014. – № 29 (1072). – С. 53-58. – Бібліогр.: 8 назв. ISSN 2079-0075.

Розглянута роль ігрового проектування в навчальному процесі. Це прогресивна форма навчання, завдяки якій студенти одержують необхідні навички та вміння. Завдяки застосуванню ігрового проектування в курсі теорії механізмів і машин викладачі кафедри досягли підвищення успішності студентів.

Ключові слова: ігрове проектування, проектне бюро, технічний об'єкт, системний підхід, колективність роботи

The role of game designing in educational process is considered. It is a progressive form of education through which students acquire necessary skills and abilities. Through the use of game designing in the course on mechanisms and machines theory the lecturers of the department achieved increasing progress in student's studies.

Keywords: game designing, design bureau, technical object, system approach, collective works

УДК 623.438.3

О.М. КАЛІНІН, н.с. наук.-досл. лаб. розвитку бронетанк. озбр. та техніки наук.-дослід. від. механіз. і танк. військ Наук. центру Сухопутних військ Академії сухопутних військ ім. гетьмана Петра Сагайдачного, Львів;

П.О. РУСІЛО, к.т.н., доц., пр.н.с. наук.-досл. лаб. розвитку бронетанк. озбр. та техніки наук.-дослід. від. механіз. і танк. військ Наук. центру Сухопутних військ Академії сухопутних військ ім. гетьмана Петра Сагайдачного, Львів;

Ю.В. ВАРВАНЕЦЬ, н.с. наук.-досл. від. механіз. і танк. військ Наук. центру Сухопутних військ Академії сухопутних військ імені гетьмана Петра Сагайдачного, Львів;

В.В. КОСТЮК, с.н.с. наук.-досл. лаб. розвитку бронетанк. озбр. та техніки наук.-дослід. від. механіз. і танк. військ Наук. центру Сухопутних військ Ака-

СИТУАЦІЙНІ МОДЕЛІ ЗАСТОСУВАННЯ БРОНЬОВАНИХ РЕМОНТНО-ЕВАКУАЦІЙНИХ МАШИН

Дана коротка характеристика ситуацій застосування і розглядається виробниче, технологічне і спеціальне обладнання, яким необхідно оснастити броньовані ремонтно-евакуаційні машини під час виконання ними завдань технічного забезпечення механізованих і танкових підрозділів.

Ключові слова: евакуація, броньовані ремонтно-евакуаційні машини, виробниче, технологічне і спеціальне обладнання, оснащення, ремонт озброєння і техніки, технічна розвідка, технічне забезпечення.

Постановка проблеми. Завдання підрозділів сухопутних військ (СВ) перебувають у фазі бурхливої трансформації, уточнюються та розробляються методи їх вирішення в умовах розвитку воєнної науки та технічних можливостей. Поряд з новими завданнями, що виникають внаслідок зміни порядку застосування СВ, гостро стоїть питання про скорочення строків та підвищення ефективності проведення евакуації бойових машин з поля бою в умовах дії вогню противника, а також проведення їх ремонту в польових умовах. Це потребує оснащення військ, зокрема частин бойового, спеціального та тилового забезпечення, досконаліми ефективними засобами рухомості, зокрема, броньованими ремонтно-евакуаційними машинами (БРЕМ).

Броньовані ремонтно-евакуаційні машини за своїм призначенням виконують провідну роль у цьому процесі як засіб технічного забезпечення, що функціонує в умовах безпосереднього вогневого впливу противника. Так, для кожної моделі, від-

© О.М. Калінін, П.О. Русіло, Ю.В. Варванець, В.В. Костюк, 2014

повідної завданню машини, існують методики щодо організації евакуації об'єктів військової техніки (ОВТ), визначення потреб в евакуації ОВТ, визначення можливостей щодо евакуації ОВТ, організації ремонту ОВТ, прогнозування потреб і можливостей з ремонту ОВТ під час пересування військ.

Для визначення значень показників, що характеризують машину загалом, потрібні моделі застосування зразка відповідно до його призначення.

Виходячи з завдань, що покладаються на БРЕМ, питання ситуаційних моделей їхнього застосування під час виконання завдань технічного забезпечення механізованих і танкових підрозділів є актуальним.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. У сучасних умовах ведення бойових дій відсутність або недостатня кількість БРЕМ, як передового засобу технічного забезпечення, призводить до збільшення кількості техніки, яка не підлягає відновленню, зниженню темпів відновлення та вимушеного залучення бойової техніки до задач, пов'язаних з евакуацією, що спонукає до перегляду місця і ролі броньованої ремонтно-евакуаційної машини у вирішенні завдань технічного забезпечення [1-8].

Досвід локальних війн і збройних конфліктів показав, що характер збройного протистояння з розвитком зброї і техніки безперервно змінюється. Потреба у танках у найближчому майбутньому збережеться, проте це мають бути сучасні машини. Площа театру воєнних дій у зоні відповідальності дивізії з 1941 по 1998 роки постійно зростала [4]. Однією із складових частин приведення підрозділів і частин, які понесли втрати у стан готовності до виконання бойових завдань є поповнення

озброєння і військової техніки, зокрема бронетанкової.

До основних завдань, які покладаються на БРЕМ, належать такі завдання, як ведення технічної розвідки, евакуація ОВТ, проведення технічного обслуговування і ремонту (ТО і Р) ОВТ, технічне забезпечення пересування військ. Ремонтно-евакуаційні машини можуть бути використані, також, для проведення поточного ремонту під час підготовки машин до евакуації. У ремонтних майстернях вони використовуються для виконання монтажних і демонтажних робіт під час обслуговування матеріальної частини.

Досвід ведення збройної боротьби показав, зокрема, в Чеченській кампанії 1994–1995 рр., що на екіпажі БРЕМ додатково поклалися завдання з розмінування пошкоджених об'єктів, а також витягування з них членів екіпажу та десанту, котрі були поранені або загинули. Складність ведення технічної розвідки посилюється із-за постійного вогневого впливу противника та ведення її тільки у світлий час доби [5].

Мета статті. Метою статті є обґрунтування виробничого, технологічного і спеціального обладнання, яким необхідно оснастити броньовані ремонтно-евакуаційні машини у різних ситуаціях застосування під час виконання ними завдань технічного забезпечення механізованих і танкових підрозділів.

Виклад основного матеріалу. До основних завдань, які висовуються до броньованих ремонтно-евакуаційних машин (БРЕМ) належать такі завдання технічного забезпечення, як ведення технічної розвідки; евакуація однотипних бойових машин з важкими пошкодженнями і відбуксирування їх у визначене місце з врахуванням тактичної обстановки та місцевості; проведення технічного обслуговування і ремонту ОВТ (з можливістю заміни крупних вузлів); технічне забезпечення танкових і механізованих підрозділів під час пересування (виконання земляних робіт).

Розглянемо типові ситуації, коротку характеристику ситуацій та технічне, виробниче і технологічне оснащення БРЕМ. Аналіз показує, що деяке технічне, виробниче і технологічне оснащення БРЕМ необхідне в декількох ситуаціях. В тексті кількість випадків необхідності такого оснащення вказана через дефіс. Наприклад: засоби зв'язку і спостереження – 6. Це означає, що у 6 ситуаціях виникає потреба в даному оснащенні.

1. Технічна розвідка. Технічна розвідка здійснюється пунктами технічного спостереження (ПТС), групами технічної розвідки (ГТР), замиканнями похідних колон (ЗПК), ремонтно-евакуаційними групами (РЕГ), ремонтними групами (РГ), рятувально-евакуаційними групами і евакуаційними командами. *Коротка характеристика ситуації:* спостереження за ОВТ на полі бою; пошук, знаходження і нанесення на карту місць знаходження ОВТ, які вийшли з ладу; перевірка місцевості і зразків ОВТ, які вийшли з ладу на предмет зараженості ОР та замінування і наявності мінно-вибухових пристроїв навколо пошкоджених машин і самих об'єктів ОВТ; визначення стану екіпажів, водіїв (механіків-водіїв) і десанту та за необхідністю надання медичної допомоги; передача інформації про прийняття рішення на відновлення пошкоджених зразків ОВТ; визначення причин пошкоджень, характеру виходу зразків ОВТ з ладу і обсягу відновлювальних робіт та необхідних для їх здійснення сил і засобів; пошук найближчих укриттів для розміщення зразків ОВТ, які вийшли з ладу, та місць, придатних для розгортання ремонтних засобів; пошук шляхів, зручних для підходу евакуаційних і ремонтних засобів до несправних, пошкоджених, засипаних,

застряглих і затонулих зразків ОВТ; захист членів екіпажу і ОВТ від вогневого ураження, ядерного удару та інших засобів масового ураження; визначення найвигідніших шляхів евакуації, маршрутів переміщення РВО, районів (місць) для організації ЗППМ; визначення місця знаходження і можливості використання залишених противником зразків ОВТ і технічного майна.

Технічне, виробниче і технологічне оснащення БРЕМ: засоби зв'язку і спостереження – 6; малогабаритна радіолокаційна станція – 5; елементи системи командної керуваності – 5; навігаційна система – 5; прилади радіаційної і хімічної розвідки; шукачі мін, інженерне приладдя для пошуку і розмінування; переносні портативні засоби зв'язку членів екіпажу – 4; пристосування для евакуації поранених і загиблих, обладнані місця на вантажній платформі, медична аптечка; індивідуальні прилади нічного бачення – 3; засоби діагностування стану бойової техніки – 2; комплект демонтажно-монтажного і шанцевого інструменту – 2; кулемети калібру 7,62-мм і/або 12,7 мм; броньовий корпус; динамічний захист; система колективного захисту; фільтровентиляційна установка; оптико-електронний захист.

2. Евакуація. Евакуація здійснюється ремонтно-евакуаційними групами, замиканням похідних колон, рятувально-евакуаційними групами, евакуаційними групами. *Коротка характеристика ситуації:* вибір і підготовка місць (районів) розгортання евакуаційних підрозділів і шляхів евакуації зразків ОВТ, які вийшли з ладу; контроль ступеня радіаційного і хімічного забруднення, проведення неповної дезактивації (дегазації) зразків ОВТ; розмінування шляхів підходів і евакуації, навколишньої місцевості та зразків ОВТ, які підлягають евакуації; проведення підготовчих робіт: відкопування зразків, обладнання виходів, настилів, анкерів, виготовлення допоміжних пристосувань; складання такелажного обладнання, розгортання полісастів і підйомного крану; проведення демонтажно-монтажних робіт, щодо заміни пошкоджених агрегатів, які затрудняють евакуацію зразка ОВТ; піднімання перекинутих, витягування застряглих, засипаних і затонулих зразків ОВТ; буксирування (транспортування) несправних машин у найближче укриття, на шляхи евакуації, в місця ремонту або передачі іншим засобам ремонту; захист членів екіпажу і ОВТ від вогневого ураження та засобів масового ураження; перевезення членів екіпажів пошкоджених машин.

Технічне, виробниче і технологічне оснащення БРЕМ: потужний двигун; бульдозерне обладнання – 2; засоби зв'язку; прилади радіаційної, хімічної розвідки; обладнання для спеціальної обробки; переносні портативні засоби зв'язку членів екіпажу – 7; індивідуальні прилади нічного бачення – 7; інженерне приладдя для пошуку і розмінування; шанцевий інструмент; підйомний кран з приладдям для захоплення і піднімання машини (вантажів) – 3; пульт дистанційного керування краном – 3; такелажне обладнання – 2; основна і допоміжна лебідки – 2; комплект демонтажно-монтажного і шанцевого інструменту; газове і електрозварювальне обладнання; сошник-бульдозер; автоматизований (механізований) зчпний пристрій – 2; засіб дистанційної доставки троса лебідки до пошкодженої машини – 2; жорстка зчпка – 2; буксирні троси і штанги – 2; засоби постановки димових завіс – 2; дерев'яні колоди, обладнання для розвантажування підвіски; кулемети калібру 7,62-мм і/або 12,7 мм; броньовий корпус; динамічний захист; система колективного захисту; фільтровентиляційна установка; оптико-електронний захист; додаткові місця в корпусі машини, обладнані місця для поранених на вантажній платформі.

3. Ремонт озброєння і техніки. Ремонт озброєння і техніки здійснюється си-

лами і засобами підрозділів технічного обслуговування і ремонту, регламентних і налагоджувальних робіт частин і з'єднань з залученням екіпажів машин, що ремонтуються, ремонтно-відновлювальними органами у місцях виходу зразків з ладу, найближчих укриттях або на ЗППМ. *Коротка характеристика ситуації:* поточний ремонт озброєння і техніки в бойових умовах; середній ремонт озброєння і техніки в умовах бойових дій; контроль технічного стану агрегатів, вузлів і механізмів машин; проведення ремонтних робіт у складних погодних умовах; перевезення і зберігання запасних частин, запасів паливних, мастильних і експлуатаційних матеріалів; відбір палива з баків пошкоджених машин та заправлення паливом відновлених зразків ОБТ; проведення ремонтних робіт з використанням допоміжного силового агрегату.

Технічне, виробниче і технологічне оснащення БРЕМ: підйомний кран – 2; пульт дистанційного керування краном – 2; пристосування для переміщення агрегатів, вузлів, механізмів; вантажна платформа для перевезення та збереження запасних частин для відновлення пошкоджених зразків ОБТ; комплект демонтажномонтажного і шанцевого інструменту; газове і електрозварювальне обладнання; пристрій для заряджання акумуляторних батарей; паливні баки збільшеної ємкості; обладнання для переливання палива, ємкості з додатковими мастильними і експлуатаційними матеріалами; височастотний електричний інструмент, додатковий силовий агрегат; виробничий намет – 2; засоби обігрівання; переносні портативні засоби зв'язку членів екіпажу – 3; засоби діагностування технічного стану деталей, агрегатів, вузлів, механізмів, приладів електричного і спеціального обладнання; засоби контролю техніки безпеки кранової установки; опалювально-вентиляційна установка; індивідуальні прилади нічного бачення – 2; вантажна платформа для перевезення і зберігання запасних частин та інших матеріалів; обладнання для переливання палива і збільшені ємкості паливних баків евакуаційної машини; енергетична установка – двигун внутрішнього згорання середньої потужності.

4. Технічне забезпечення танкових і механізованих підрозділів під час перевезення. *Коротка характеристика ситуації:* висока швидкість руху, прохідність, мобільність, великий запас ходу, перевезення запасних частин і значної кількості паливних, мастильних і експлуатаційних матеріалів; розчищення важко прохідних ділянок на маршруті; витягування легко застряглих машин; евакуація (буксирування) несправних машин; діагностика технічного стану і надання технічної допомоги екіпажам в усуненні незначних несправностей; поточний ремонт і технічне обслуговування машин в районах привалів і відпочинку; проведення радіаційного, хімічного і бактеріологічного контролю; надання медичної допомоги та перевезення особового складу пошкоджених машин; дозаправлення машин паливом, мастильними та іншими експлуатаційними матеріалами.

Технічне, виробниче і технологічне оснащення БРЕМ: Технічне, виробниче і технологічне оснащення БРЕМ відповідає тому, яке використовується в ситуаціях, розглянутих вище: технічна розвідка, евакуація, ремонт озброєння і техніки.

Висновки. 1. Основні функції, що повинні виконувати БРЕМ під час технічного забезпечення, розглянуто в ситуаційних моделях застосування БРЕМ. До цих функцій відносяться такі, як: функціонування в умовах вогневого впливу противника та ЗМУ; безпосереднього ураження противника; спостереження за станом ОБТ на полі бою та визначення місць пошкоджених машин; встановлення тактичного маскування; витягування застряглих машин, самостійного витягування; буксирування,

шттовхання в екстремальних умовах пошкодженої ОВТ; вантажні роботи за допомогою підйомного крана; зняття та встановлення башти з пошкоджених машин; демонтаж і монтаж силового агрегату основної бойової машини; електрозварювання і різання металу; заправка паливом або забирання палива з машини, яка відновлюється; комплексного поточного ремонту ОВТ; перевезення запасних вузлів і агрегатів; земляні роботи; витягування з пошкоджених машин поранених і загинлих та їх евакуація.

2. На основі ситуаційних моделей застосування БРЕМ визначено технічне, виробниче і технологічне обладнання БРЕМ: сучасні засоби зв'язку і спостереження за полем бою; елементи системи командної керованості; комплекти демонтажно-монтажного, для різання металу і шанцевого інструменту; комплекти засобів для діагностування стану бойової техніки; автоматизований (механізований) зчпний пристрій і засіб дистанційної доставки троса ледідки до пошкодженої машини; паливні баки збільшеної ємкості; пристрій для заряджання акумуляторних батарей; автономна енергетична установка; засоби захисту від атмосферного впливу екіпажу під час проведення ремонтних робіт; обладнані місця для евакуації поранених та загинлих.

3. Розглянуті характерні ситуаційні моделі застосування БРЕМ дають можливість визначити потребу технічного, виробничого і технологічного обладнання, яке необхідне під час виконання ними завдань технічного забезпечення механізованих і танкових підрозділів та частин.

Список літератури. 1. Нестеркин В. Зарубежные бронированные ремонтно-эвакуационные машины на базе танков / В. Нестеркин // Зарубежное военное обозрение. – 2004. – №6. – С.36–41. 2. Лесин В.А. Перспективы развития БРЕМ за рубежом / В.А. Лесин, В.Б. Чурилов // Информационный бюллетень по зарубежным материалам (бронетанковая техника). –1991. – №1. – С. 24–34. 3. Энциклопедия танков: справочник по бронетанковой технике. Режим доступа: <http://korax/vlink.ru>. 4. Куракин Б. Перспективы развития бронетанковой техники / Б. Куракин // Оборонные технологи. – 2004. – №2. – С. 9–13. 5. Опыт технического обеспечения в Чечне // Армейский сборник. –1995. – № 4. – С. 10–14. 6. Соболев Е. Средства ремонта и эвакуации бронетанкового вооружения / Е.Соболев // Военный парад. – 2005. – №4. – С.78–80. 7. Потапов В. Действия соединений, частей и подразделений Сухопутных войск при проведении специальной операции по разоружению незаконных вооруженных формирований на территории Чеченской Республики. Режим доступа: <http://chechnya.genstab.ru/art.flb.00.htm>. 8. Гареев М.А. Уроки и выводы войны в Ираке / М.А. Гареев, А.Д. Циганок // Воен. мысль. – 2003. – № 8. – С. 68–80.

Поступила в редколлегию 23.04.2014

УДК 623.438.3

Ситуаційні моделі застосування броньованих ремонтно-евакуаційних машин / **О.М. Калінін, П.О. Русіло, Ю.В. Варванець, В.В. Костюк** / Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Машинознавство та САПР. – Х.: НТУ "ХПІ". – 2014. – №29 (1072). – С. 58-63. – Бібліогр.: 8 назв. *ISSN 2079-0075*.

Дана короткая характеристика ситуаций применения и рассматривается производственное, технологическое и специальное оборудование, которым необходимо оснастить бронированные ремонтно-эвакуационные машины во время выполнения ими заданий технического обеспечения механизированных и танковых подразделений.

Ключевые слова: эвакуация, бронированные ремонтно-эвакуационные машин, производственное, технологическое и специальное оборудование, оснастка, ремонт вооружения и техники, техническая разведка, техническое обеспечение

Short description of situations of application is given and a production, technological and special equipment which it is necessary to equip the reserved repair-evacuation machines is examined, during implementation by them tasks of the technical providing of the mechanized and tank subsections.

Keywords: evacuation, reserved repair-evacuation machines, production, technological and special equipment, rigging, repair of armament and technique, technical secret service, technical providing

УДК621.833.002:621.9

С.Г.КИРИЧЕНКО, асп. каф. ТМ и инженерного консалтинга ВНУ
им. В. Даля, Луганск

ИЗГОТОВЛЕНИЕ ГИПЕРБОЛОИДНЫХ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС И ФРЕЗ НА ОДНОПОЛОСТНЫХ ГИПЕРБОЛОИДАХ

В статье рассматривается изготовление гиперboloидных зубчатых колес и фрез при помощи производящих инструментов.

Ключевые слова: однополостной гиперboloид, зубчатое колесо, фреза

Актуальность. Цилиндрические зубчатые колеса наиболее просты технологически, поэтому получили широкое распространение, в том числе и для передачи вращения между скрещивающимися валами. Эти колеса в основном получают методом обкатки при помощи цилиндрических фрез, долбяков, гребенок, резцов. Отделка цилиндрических колес ведется шевингованием, зубошлифованием, притиркой, обкаткой, хонингованием.

Нарезание зубьев колес и инструментов на цилиндрических заготовках производят копированием или обкаткой. Основное применение имеет обкатка, как наиболее точный и производительный способ обработки зубчатых колес и лезвийных инструментов, имеющих режущие зубья. По этому методу зубья нарезают инструментом в виде рейки, червячной фрезой, долбяком, обкаточным резцом.

© С.Г. Кириченко, 2014

Независимо от того, предназначены ли нарезаемые таким образом колеса для передач плоских (работающих на параллельных осях) или же пространственных (работающих на скрещивающихся осях), сам процесс нарезания во всех обычных кинематических схемах обкатки характеризуется параллельностью или скрещиванием осей нарезаемого колеса и инструмента [1, 2]. При этом режущий инструмент (червячная фреза, долбяк, обкаточный резец и др.) подается вдоль прямолинейной образующей цилиндрической заготовки для колеса или инструмента. При этом производящие поверхности имеют линейный характер касания при параллельных осях и точный характер (кроме обработки червячной фрезой) при скрещивающихся осях при сопряженных эвольвентных зубьях.

Развитие метода обкатки привело к тому, что нарезание колес и инструментов возможно и при отступлении от указанного выше условия, требующего обязательной подачи инструмента вдоль прямолинейной образующей цилиндрической заготовки как при параллельном расположении осей, так и скрещивании осей. В этом случае получают другие колеса и инструменты, отличающиеся от колес и инструментов, полученных при движении инструмента вдоль образующей цилиндрической заготовки. При этом инструменты и колеса получают в пространственном станочном зацеплении режущим инструментом, передвигающимся вдоль прямой, скрещивающейся с осью вращения заготовки.

Для получения одинаковой высоты зуба заготовка из цилиндрической должна трансформироваться в гиперboloидную, что пока не выполнено исследователями зубчатых передач и обкатных инструментов. При этом полученные на такой заготовке зубья при движении эвольвентного инструмента вдоль прямой, скрещивающейся с осью вращения гиперboloида, становятся неэвольвентными. Дальнейшие

исследования показали, что полученные гиперболоидные зубья касаются эвольвентных зубьев цилиндрических колес по линии. Поэтому при нарезании гиперболоидных инструментов по второму методу Оливье передняя грань на цилиндрическом инструментальном колесе может располагаться под любым углом, лишь бы режущая кромка имела точки по всей активной высоте зуба, участвующей в зацеплении. Изменение величины переднего угла на цилиндрическом инструментальном колесе не искажает боковые поверхности зубьев или витков искомого инструмента при условии незатылования и острой незаточки гиперболоидных заготовок.

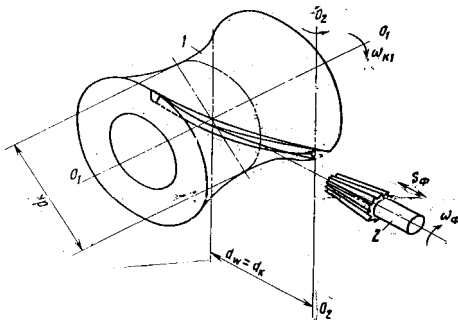


Рисунок 1 – Способ изготовления гиперболоидных колес

сти обрабатываемого колеса в горловом его сечении, а затем при расстоянии, равном сумме радиусов начальных окружностей в торцовом и горловом его сечениях [3].

На рис. 1. изображена операция изготовления рабочих и интерферируемых участков боковой поверхности зуба, то есть получение одной зоны контакта.

Таким образом, способ изготовления гиперболоидных колес и фрез осуществляется методом копирования впадины с единичным делением при переходе от одной впадины к другой. Само устройство для осуществления способа нарезания фрез на однополостных гиперболоидах показано на рис. 2. Предлагаемый способ и устройство позволяют осуществить чистовую обработку гиперболоидных червячных фрез и зубчатых колес и заточку фрез и шеверов. Рас-

Способ изготовления гиперболоидных зубчатых колес и фрез на однополостных гиперболоидах. Поставленная цель достигается тем, что согласно способу изготовления гиперболоидных зубчатых колес и фрез зубообработку производят с помощью воображаемого производящего колеса, вокруг оси которого обрабатываемому изделию сообщают дополнительное вращение, при этом зубонарезание производят при различных межосевых расстояниях между ними, сначала при расстоянии, равном диаметру начальной окружности обрабатываемого колеса в горловом его сечении, а затем при расстоянии, равном сумме радиусов начальных окружностей в торцовом и горловом его сечениях [3].

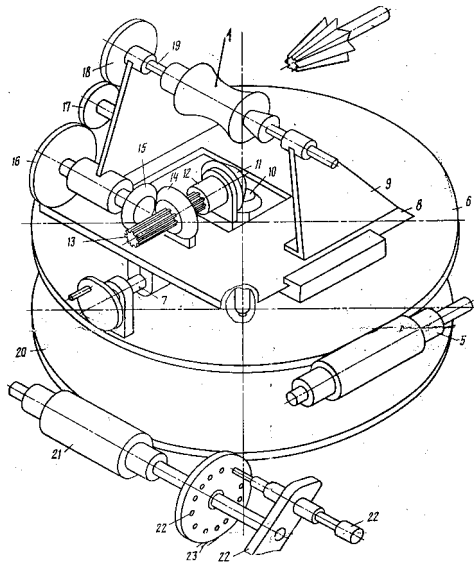


Рисунок 2 – Устройство для осуществления способа нарезания фрез на однополостных гиперболоидах

смотрение предложенного способа показывает, что технологическое осуществление устройства чрезвычайно сложное. Кроме того, заготовка должна быть осуществлена на половине однополостного гиперboloида.

Окончательная обработка зубьев после закалки в крупносерийном производстве. Непрерывное шлифование профилей было разработано на фирме “РЕЙСХАУЭР” [4]. Метод шлифования при поверхностном рассмотрении выглядит очень похожим на хорошо известное непрерывное шлифование по методу обката с цилиндрическим абразивным червяком, – здесь имеются значительные различия. В традиционной технологии обрабатываемая деталь должна смещаться в осевом направлении относительно цилиндрического абразивного червяка, с тем, чтобы боковые стороны зуба шлифовались по всей ширине зубчатого колеса. В новой технологии это осевое смещение не предусмотрено, то есть профили зубьев обрабатываются по всей ширине без осевого смещения. Причина такой возможности заключается в том, что при традиционном методе теоретически между абразивным червяком и боковой стороной зуба имеется всегда точечное касание, в то время как при новом методе обработки всегда сохраняется линейное касание. Однако, в этом случае при переходе через горловое сечение огибающая цилиндрической поверхности кардинально изменится. В результате получают несопряженные поверхности. Почему так происходит, станет ясно из следующих рассуждений. Представим зубчатое колесо с любой длиной зуба. Для большей легкости представим себе вначале зубчатое колесо без зубьев, то есть мы имеем перед собой цилиндр, который по своему диаметру соответствует диаметру окружности впадины зубчатого колеса. Теперь обработаем этот цилиндр с помощью шлифовального круга, ось которого скрещивается с осью заготовки и форма которого подогнана по форме цилиндра (рис. 3).

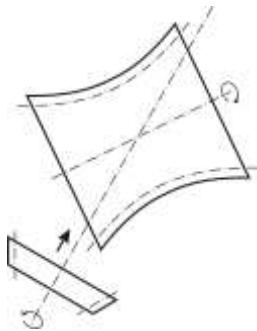


Рисунок 3 – Нарезка гиперboloидного колеса

Обработка зубьев гиперboloидных колес и инструментов методом обкатки. Обработка зубьев гиперboloидных колес методом обкатки описана в а.с. 536902. В этом способе зубья на однополостном гиперboloиде осуществляют прямозубым долбяком. Ось долбяка располагают параллельно прямолинейной образующей однополостного гиперboloида [5]. Используя относительное скольжение поверхности зубьев нарезаемого гиперboloидного колеса о передние грани зубцов долбяка при скрещивающихся осях заготовки и инструмента, осуществляют нарезание колеса. Для получения зубчатого колеса любой ширины долбяку сообщают дополнительное перемещение вдоль прямолинейной образующей однополостного гиперboloида.

Вращение долбяка и заготовки осуществляют в разные стороны при угловых скоростях, обратно пропорциональных количеству их зубьев. Подачу долбяка производят со скоростью, выбранной при назначении режимов резания. Базовой поверхностью для установки глубины резания является наружная поверхность торцевого сечения гиперboloида.

Аналогичный метод обработки гиперboloидной фрезы при помощи долбяка

также описан в материалах симпозиума, который состоялся в Токио в 1981 году. При этом делается вывод о том, что нарезку витков гиперboloидной фрезы на станке не удалось осуществить из-за сильной вибрации, природу которой не удалось раскрыть специалистам совместной германо-японской фирмы, работающей в этом направлении.

Проверочная нарезка зубьев на половине гиперboloидных заготовок на зубофрезерных станках при помощи прямозубых долбяков, проведенная на заводе, привела к положительным результатам.

Выводы.

1. Интерес зуборезчиков, исследователей, конструкторов, технологов к зубчатым инструментам и передачам на скрещивающихся осях не случаен: он объясняется стремлением повысить нагрузочную способность рассматриваемых передач. В одних работах исследователи пытаются доказать повышение нагрузочной способности теоретическим путем, в других – эти теоретические предпосылки стремятся подтвердить на практике.

2. Анализ работ с точки зрения задач исследования позволяет прийти к следующему выводу: первой задачей, которую ставят перед собой большинство исследователей, является задача синтеза передач и инструментов и методов ее решения. Другими словами – в большинстве работ ставится вопрос, как выбрать сопряженные поверхности для передач со скрещивающимися валами. При этом необходимо подчеркнуть, что до настоящего времени не удается нарезать зубья на однополостных гиперboloидах. Так, в пространственном станочном зацеплении (оси скрещиваются) основные эвольвентные поверхности имеют точечный характер касания. При создании на этой основе режущего инструмента режущая кромка должна принимать только определенную пространственную кривую, совпадающую с линией контакта контактирующих основных поверхностей. В результате, передний угол получается не таким, каким он должен быть из условия минимального усилия резания. Что касается долбяка, обкаточного резца, то эти инструменты на скрещивающихся валах при подаче их вдоль оси вращения заготовки резать впадину не будут. Поэтому стоит задача найти приемлемую для практики конструкцию режущей кромки за счет изменения боковых поверхностей зубьев (витков) гиперboloидных основных поверхностей с целью получения линейного характера касания между основными поверхностями (для увеличения нагрузочной способности).

3. Окончательная обработка зубьев после закалки в крупносерийном производстве, разработанная на фирме “Рейсхауэр”, является высокопроизводительной операцией. Недостаток заключается в том, что витки гиперboloидного шлифовального круга являются геометрически другими при переходе через горловое сечение. В результате обрабатываемые поверхности получаются разные на одной длине зуба. Чтобы этого не произошло, режущий инструмент необходимо выполнить на половине однополостного гиперboloида (под любым передним углом, что снижает усилие резания).

По прямолинейной образующей однополостного гиперboloида перекатывается цилиндрическое инструментальное колесо. В результате получается гиперboloидная червячная фреза, которая не затылется.

Список литературы: 1. Дусев И.И. Новый метод исследования в теории зубчатых зацеплений // Теория

передача в машинах. - Москва: Наука. - 1971. - С. 115-122. 2. *Ефименко А.Б.* Гиперboloидная незвольвентная передача внутреннего зацепления: дис. на соискание ученой степени доктора техн. наук : 05.02.02 / А.Б. Ефименко. - Москва, 1969. - 290 с. 3. *Ерихов М.Л.* К вопросу о синтезе зацеплений с точечным касанием // Теория передач в машинах. - М.: Машиностроение, 1966. 4. Проспект фирмы «*Рейсхауэр*». Экономичная конечная обработка зубьев после закалки в крупносерийном производстве. 5. *Витренко А.Н.* Исследование геометрии и кинематики цилиндрико-гиперboloидных передач: Дисс...канд. техн. наук: 01.02.02.- Ворошиловград., 1975.- 214 с.

Надійшла до редакції 16. 04.2014

УДК621.833.002:621.9

Изготовление гиперboloидных зубчатых колес и фрез на однополостных гиперboloидах / **С.Г.Кириченко** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Машинознавство та САПР. - Х. : НТУ «ХПІ», 2014. - № 29 (1072). - С. 63-67. - Бібліогр.: 5 назв. ISSN 2079-0075.

В статті розглядається виготовлення гіперboloидних зубчатих коліс та фрез за допомогою виробляючих інструментів

Ключові слова: зубчасте колесо, фреза, однополосний гіперboloід

The article considers production of hyperboloid gears and cutters using producing tools

Keywords: hyperboloid, gear cutter

УДК 539.3:623.438

А.В. ЛИТВИНЕНКО, к. т. н., соиск. каф. ТММиСАПР НТУ „ХПІ”

ОБЩИЙ ПОДХОД К ПРОЕКТНО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКОМУ ОБЕСПЕЧЕНИЮ ТАКТИКО-ТЕХНИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ВОЕННЫХ КОЛЕСНЫХ И ГУСЕНИЧНЫХ МАШИН ПУТЕМ ОБОСНОВАНИЯ ПАРАМЕТРОВ БРОНЕКОРПУСОВ ПО КРИТЕРИЯМ ПРОЧНОСТИ И ЗАЩИЩЕННОСТИ

В работе проведено обобщение результатов анализа конструкций, технологии изготовления и условий производства военных гусеничных и колесных машин легкой категории по массе, а также действующих поражающих факторов в условиях боевого применения и методов исследований, что свидетельствует о противоречии между потребностями бронетанкостроения в методах проектно-технологического обеспечения тактико-технических характеристик (ТТХ) объектов бронетанковой техники и возможностями науки. На основе развития метода обобщенного параметрического моделирования и распространения его на проектно-технологические решения предложен новый подход к обеспечению заданных ТТХ легкобронированных машин за счет взаимодействия и взаимовлияния конструктивных решений, технологических режимов и условий производства. При этом впервые множество технологических факторов привлечено как определяющее в значительной степени уровень ТТХ и как варьируемое, искомое.

Ключевые слова: военная гусеничная и колесная машина, тактико-техническая характеристика, бронекорпус, физико-механический процесс, жизненный цикл

Введение. Бронетанкостроение Украины сложилось как одна из основных отраслей военно-промышленного комплекса СССР. При этом для обеспечения тактико-технических характеристик военных колесных и гусеничных машин (ВКГМ) действовала стройная система, охватывающая все этапы жизненного цикла изделий – от формирования тактико-технических требований Вооруженными Силами до полигонных испытаний и боевого применения. Важнейшими этапами, на которых закладываются, обеспечиваются и воплощаются тактико-технические характеристики боевых бронированных машин, являются соответственно их кон-

струирование, технологическая подготовка и производство. Все эти этапы нуждаются в соответствующем научном сопровождении.

В то же время, анализируя сегодняшнее состояние всех упомянутых выше звеньев обеспечения тактико-технических характеристик ВГКМ в бронетанкостроении Украины, можно сделать заключение, что на протяжении десятков лет основное внимание уделялось проектным разработкам тяжелой техники и ее изготовлению. Это обусловлено тем, что в Украине действуют флагманы отечественного и бывшего советского бронетанкостроения – ГП "ХКБМ им. А.А. Морозова" и ГП "Завод им. В.А. Малышева". Вместе с тем гораздо меньшее внимание уделялось технологической подготовке производства и научному сопровождению всех этапов разработки новой техники. В результате образовался определенный перекос во всем цикле создания новых объектов бронетанковой техники с высокими тактико-техническими характеристиками (ТТХ). Ниша, занимаемая центральными научно-исследовательскими технологическими учреждениями, в настоящее время функционально не заполнена на необходимом уровне. Отдельные направления исследовательских работ выполняются некоторыми институтами, университетами, а также силами КБ и заводчан, которым они не свойственны.

© А.В. Литвиненко, 2014

Исходя из того, что ТТХ ВГКМ требуют соблюдения баланса затрат, квалификации и уровня деятельности на проектном этапе, при исследованиях, технологической подготовке производства и непосредственно при их изготовлении, можно сделать вывод о том, что одной из важнейших проблемных компонент является как раз технологическая подготовка и научное сопровождение разработок военных гусеничных и колесных машин.

Также следует принять во внимание, что отечественное бронетанкостроение сравнительно недавно начало развивать разработку и изготовление легкобронированных машин, в частности, колесных, для которых, в отличие от боевых машин тяжелой категории по массе, возникают свойственные только им проблемные вопросы. Во-первых, это связанность многих компонент тактико-технических характеристик, которые для тяжелых машин разделялись. Так, массивная пассивная бронезащита последних принципиально покрывала потребности в жесткости и прочности корпуса как несущего элемента конструкции, замыкающего на себе силовые потоки от усилий подвески, от реактивных усилий при стрельбе из собственных систем вооружения, от действия силовых, весовых и инерционных нагрузок от двигателя, трансмиссии и т. п. Таким образом, составляющие защищенности, деформируемости и точности ведения огня, прочности от динамических и импульсных воздействий и т. п. разнесены для этих машин в последовательности проектного обеспечения конечных ТТХ. Однако для легкобронированных машин эти вопросы в силу тонкостенности конструкции взаимосвязаны непосредственно. Например, защищенность обуславливается распределением бронелистов по проекциям корпуса, тем самым определяя прочностные и жесткостные характеристики, а также объем и конфигурацию забронированного пространства – важные компоненты обитаемости, массу и форму внешних обводов, которые влияют на характеристики подвижности и т. п. Таким образом, все эти компоненты ТТХ следует обеспечивать согласованно. При этом первичной по-прежнему остается проблема защищенности как отправного элемента при разработке легкобронированных машин.

Кроме того, все составляющие ТТХ проявляются на этапе боевого применения при действии комплекса поражающих факторов, что сопровождается различными физико-механическими процессами. Таким образом, еще одной проблемной стороной обеспечения заданных тактико-технических характеристик является их органическая связь с процессами и состояниями, определяемыми режимами боевого применения легкобронированных машин, а также проектно-технологическими решениями, параметрами и условиями производства машин. Соответственно, на этапе разработки получить определенное представление об уровне тактико-технических характеристик ВГКМ можно только расчетным путем. Учитывая, что поражающие факторы имеют тенденцию к росту интенсивности и увеличению разнообразия их типов, применяемые новые материалы бронекорпусов характеризуются послышной неоднородностью свойств, а реализуемые физико-механические процессы характеризуются существенной нелинейностью, то речь может идти о компьютерном моделировании. В то же время отработанные устоявшиеся методики компьютерного моделирования всей совокупности процессов и состояний, в полной мере решающие весь комплекс возникающих задач, в настоящее время отсутствуют. Существующие исследования [1-12] посвящены отдельным аспектам моделирования физико-механических процессов в увязке с достижением тех или иных составляющих ТТХ. Это, например, защищенность от действия кумулятивных боеприпасов, воздействие взрывов мин, динамика движения по пересеченной местности и нагружение элементов подвески и т. п. Однако не нашли своего завершающего решения задачи обоснования комплекса проектно-технологических решений, определяющих уровень защищенности легкобронированных машин.

Принимая во внимание комплекс перечисленных аспектов, можно сделать вывод, что в настоящее время сложилось глубокое противоречие между потребностями бронетанкостроения в научно обоснованных проектно-технологических решениях по обеспечению ТТХ объектов бронетанковой техники, с одной стороны, и теоретической основой исследований, – с другой. Для разрешения этого противоречия необходим комплекс масштабных разработок, на одну из составляющих которых направлена данная работа.

Таким образом, можно сделать вывод о том, что разработка методов проектно-технологического обеспечения заданных тактико-технических характеристик ВГКМ путем обоснования технических решений их бронекорпусов по критерию защищенности от действия поражающих факторов является актуальной научной проблемой, имеющей важное значение для бронетанкостроения Украины.

Постановка задач исследований. Целью работы является разработка общего подхода к созданию научных основ проектно-технологического обеспечения защищенности ВГКМ на основе результатов математического моделирования физико-механических процессов и состояний бронекорпусов с учетом технологических факторов и обоснования на их основе рациональных проектно-технологических решений. Для достижения заявленной цели в работе поставлены и решены следующие задачи.

1. Совершенствование математических моделей физико-механических процессов и состояний в бронекорпусах легкобронированных машин при действии на них различных поражающих факторов на основе интеграции нелинейных моделей и обобщенного параметрического описания объектов исследований.

2. Программная реализация предложенного подхода и усовершенствованной

математической модели в виде программно-модельного комплекса для компьютерного моделирования реакции бронекорпусов легкобронированных машин на действие поражающих факторов.

3. Решение прикладных задач исследования реакции бронекорпусов ряда боевых бронированных машин на действие различных поражающих факторов и разработка рекомендаций по обоснованию проектно-технологических решений, обеспечивающих заданные ТТХ легкобронированных машин.

4. Совершенствование метода расчетно-экспериментального обоснования параметров численных моделей бронекорпусов легкобронированных машин, адекватно и точно отражающих их реакцию на действие поражающих факторов.

5. Экспериментальные исследования элементов бронекорпусов в лабораторных, заводских и полигонных условиях. Оценка адекватности созданных моделей, точности полученных путем компьютерного моделирования результатов и достоверности рекомендаций, разработанных на их основе. Внедрение результатов исследований в производство.

Методика исследований. Для создания теоретических основ проектно-технологического обеспечения защищенности объектов бронетанковой техники был привлечен метод обобщенного параметрического описания сложных механических систем, дополненный множеством проектно-технологических решений как варьируемых обобщенных параметров. Формирование математических моделей физико-механических процессов и состояний осуществляется на базе аппарата механики сплошной среды, в том числе – теории упругости и пластичности, уравнений газодинамики, теории колебаний. Дискретизация разрешающих уравнений производится методом конечных элементов. Компьютерное моделирование осуществляется в среде программных пакетов SolidWorks, Pro/ENGINEER, ANSYS, LS-DYNA.

Экспериментальное исследование фрагментов, макетов и натурных образцов бронекорпусов производилось методами голографической интерферометрии, акселерометрии, динамической тензометрии, а также путем фиксации перемещений прогибомерами, а давлений – датчиками давлений. Анализ полученных результатов осуществлялся на основе предложенного в работе варианта расчетно-экспериментальных исследований с поэтапной верификацией численных моделей на объектах разного уровня сложности. Он дает возможность решать весь комплекс задач обоснования рациональных параметров бронекорпусов на этапах проектирования и технологической подготовки производства легкобронированных боевых машин. Таким образом, в совокупности предложена методологическая основа решения актуальной и важной для отечественного бронетанкостроения задачи.

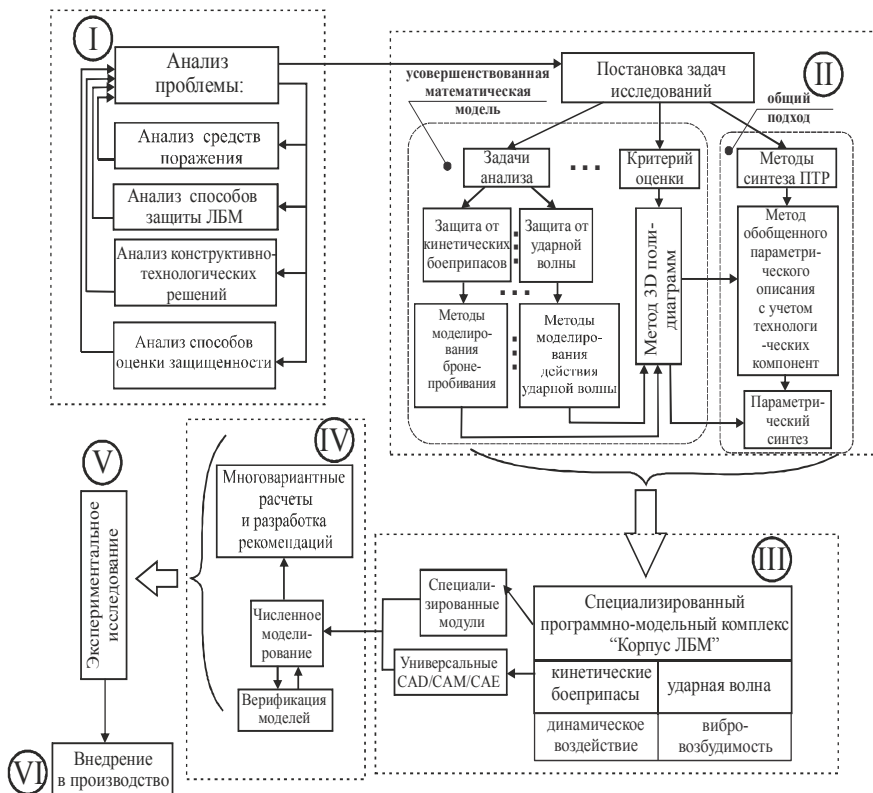


Рисунок 1 – Структура и содержание проведенных исследований

Результаты работы. Общие подходы и этапы решения поставленной проблемы представлены на рис. 1. В соответствии с изложенными выше этапами, методами и средствами были реализованы следующие задачи:

- 1) на основе метода обобщенного параметрического моделирования разработана новая усовершенствованная комплексная математическая модель физико-механических процессов и состояний бронекорпусов военных гусеничных и колесных машин с учетом воздействия на тактико-технические характеристики их проектно-технологических параметров;
- 2) разработан специализированный программно-модельный комплекс, реализующий возможности созданного математического обеспечения;
- 3) проведен комплекс численных исследований объектов бронетанковой техники и на этой основе разработаны рекомендации по проектно-технологическому обеспечению защищенности бронекорпусов ВКГМ;
- 4) проведено расчетно-экспериментальное исследование фрагментов, макетов и натуральных образцов бронекорпусов ВКГМ и определена точность полученных численных результатов;
- 5) проведено внедрение результатов исследований в производство.

Для реализации всего комплекса исследований использовалось лицензионное программное обеспечение Национального технического университета «Харьковский политехнический институт»: системы SolidWorks, Creo, ANSYS, LS-DYNA. Для экспериментальных исследований привлекались вибростенды, голографические установки, акселерометрическая аппаратура, тензометрические датчики и приборы, датчики давлений, прогибомеры и другая аппаратура, имеющаяся в распоряжении НТУ «ХПИ» и предприятий ПАО «Азовмаш». При этом использовалась аттестованная аппаратура для проведения комплекса экспериментальных исследований, которая прошла метрологическую проверку и обладает высокой точностью (погрешность на уровне 2-4%).

В ходе решения поставленной проблемы получены следующие новые научные результаты, освещенные в ряде работ [3-15]. В этих работах описаны следующие результаты.

1. Предложен новый подход к проектно-технологическому обеспечению защищенности ВГКМ на основе представления тактико-технических характеристик легкобронированных машин как результата конструктивных решений, технологической подготовки производства, условий изготовления и режимов боевого применения, причем принципиально новым является учет проектно-технологических решений как составного, важного и варьируемого фактора для достижения требуемого уровня их ТТХ.

2. Для расчетного моделирования тактико-технических характеристик объектов бронетанковой техники разработана усовершенствованная математическая модель, в которую, в отличие от традиционных, интегрированы обобщенные проектно-технологические параметры, действующие в боевых условиях поражающие факторы, а также составляющие тактико-технических характеристик, получаемые как результат моделирования протекающих физико-механических процессов и реализуемых состояний. Этим самым увязываются, с одной стороны, параметры, описывающие объекты бронетанковой техники, а с другой – требуемые тактико-технические характеристики, что дает возможность встраивать создаваемые модели анализа в процедуры синтеза, в частности, бронекорпусов легкобронированных машин по критерию обеспечения защищенности.

3. При решении частных задач о действии на бронекорпус различных поражающих факторов учтены новые параметры. Так, для исследования реакции бронекорпуса на действие ударно-волновой нагрузки в нелинейной упруго-пластической постановке учтена, в отличие от традиционных методик, зависимость напряжений не только от деформаций, но и от скорости деформирования. Кроме того, учтено наличие нескольких участков диаграммы деформирования материалов, что дает возможность прогнозировать момент начала их разрушения, а, соответственно, установить различные уровни защитных свойств. В отличие от прежних постановок, учтен также фактор не только величины избыточного давления во фронте волны, но и направление ее прихода относительно бронекорпуса. Кроме того, промоделировано не только распространение, но и процесс возникновения ударной волны в результате подрыва взрывчатого вещества.

4. При решении задачи о бронезащищенности от действия кинетических боеприпасов учтена, в отличие от традиционных подходов, многослойная, составная и разнесенная структура бронепреграды в единой математической модели. Кроме этих конструктивных решений, учтена также неоднородность свойств по толщине бронепанелей, порождаемая термохимическим воздействием на поверхностные

слои, в результате чего происходит их обезуглероживание, обезлегирование, снижение прочности и твердости.

5. Для анализа динамического напряженно-деформированного состояния бронекорпусов легкобронированных машин обосновано применение на стадии упругого поведения материалов конструкции моделей материалов, в том числе сварных швов, с едиными физико-механическими свойствами. Этим самым резко снижается размерность получаемой задачи. Кроме того, анализ прочности, жесткости и защитных свойств бронекорпуса проводится с учетом существенно отличающихся механических свойств материалов панелей по толщине, сварных соединений – по площади, а элементов силовой структуры – по сечениям в зоне соединений. Это дает возможность более точного моделирования тактико-технических характеристик, в том числе – защищенности бронекорпусов.

6. Для более точного формирования критериальных оценок изменения бронезащищенности в развитие метода 3D диаграмм бронестойкости введена новая характеристика. Она базируется на построении многолепестковых диаграмм, соответствующих различным наборам параметров, а на их основе – формирование объемов, заключенных между "номинальной" поверхностью (соответствующей базовому набору параметров) и "реперными", соответствующими возмущенным наборам параметров. В качестве критерия предлагается минимизировать величину объема внутри "номинальной" поверхности, максимизировать – вне или составить их комбинацию. Таким образом, получим развитие инструмент для решения не только задач анализа, но и синтеза.

7. В дополнение к физической, геометрической и структурной нелинейностям, которые введены в работе для проведения моделирования физико-механических процессов и состояний бронекорпусов легкобронированных машин, в работе также исследованы *параметрически* нелинейные модели. Так, для анализа вибрационной возбудимости бронекорпусов, в частности, усилиями отдачи при производстве выстрелов из скорострельных орудий, осуществлено развитие метода линеаризации отклика собственных частот колебаний конструкции на варьирование проектно-технологических параметров. При этом предложено использовать, в отличие от фиксированного набора так называемых реперных решений, по которым производится линеаризация, плавающий их набор. Таким образом, в отличие от процедур "черного" и "белого ящика", разработана усовершенствованная процедура "серого ящика", то есть для прогноза характеристик при варьировании параметров используется дополнительная информация об объекте исследований, причем степень "прозрачности" этой модели постоянно повышается одновременно с осуществлением процедуры итерационного уточнения решения задач синтеза.

8. В ходе расчетных исследований установлены зависимости отдельных компонент ТТХ от проектно-технологических параметров, на основе чего разработаны рекомендации по их обоснованию.

9. Проведено развитие методов расчетно-экспериментального обоснования параметров численных моделей, обеспечивающих точность моделирования процессов, состояний и определения характеристик исследуемых объектов; в отличие от традиционных одностадийных, предложен многостадийный метод, предполагающий многоуровневый процесс расчетно-экспериментальной верификации, начинающая с фрагментов, продолжая макетами и заканчивая – натурными образцами объектов ВГКМ. В частности, применительно к бронекорпусам легкобронированных машин предложено исследовать фрагменты бронепанелей, макеты бронекорпусов

и сами бронекорпуса на действие различных факторов. В результате получаемые численные модели обеспечивают более высокую точность результатов, а, значит, и достоверность разрабатываемых на их основе рекомендаций.

Перечисленные результаты получены в ходе выполнения ряда НИР и частично изложены в публикациях [1-15].

Анализ результатов и выводы. Анализ результатов решения описанных задач [1-15] позволяет сделать вывод, что в итоге получила решение актуальная научно-техническая проблема разработки теоретических основ обеспечения ТТХ легкобронированных машин путем обоснования проектно-технологических решений бронекорпусов по критерию защищенности от действия комплекса поражающих факторов, и дает основание сделать следующие выводы.

1. Предложенный новый подход интегрирован в комплекс математических моделей, которые, в отличие от известных, являются нелинейными, в них отражены все варьируемые, в том числе технологические, параметры. Также в этих моделях отражены не только физические, геометрические, структурные нелинейности, но и параметрические, что отличает их от известных. При этом новыми качествами созданных моделей является то, что составляющие ТТХ могут определяться в ходе анализа физико-механических процессов и состояний как их результат или характеристики.

2. Комплекс математических моделей на основе заявленного подхода реализован в виде специализированного программно-модельного комплекса, который, в отличие от известных, построен на соединении преимуществ универсальных программных продуктов и специализированных модулей, учитывающих особенности того или иного конкретного объекта исследований и переводящих их в предметную область. На этой основе созданы модели газодинамического обтекания бронекорпусов ряда машин, а также их упруго-пластического деформирования и разрушения под действием ударной волны и кинетических боеприпасов, модели динамического напряженно-динамического состояния и вибровозбудимости бронекорпусов при действии усилий отдачи и других факторов. Созданный специализированный программно-модельный комплекс, в отличие от других инструментов компьютерного моделирования, никоим образом не сужает возможности, заложенные в математических моделях исследуемых процессов и состояний, но при этом дает возможность увязать проектно-технические параметры и отдельные составляющие ТТХ. Это позволяет интегрировать его в системы автоматизированного проектирования, технологической подготовки производства и исследований, эксплуатируемые в КБ, НИИ, университетах, на предприятиях, причем в режиме их штатного функционирования. При этом достигается значительная экономия ресурсов, повышается оперативность исследований при сохранении приемлемого уровня точности.

3. Проведенный и описанный в ряде работ комплекс численных исследований реакции бронекорпусов легкобронированных машин на действие ударной волны, кинетических снарядов, усилий отдачи при стрельбе дал возможность установить закономерности их влияния на защищенность и разработать рекомендации по обоснованию проектно-технологических параметров.

4. Для обоснования адекватности математических моделей, точности результатов численных исследований, достоверности и обоснованности разрабатываемых на их основе рекомендаций в работе создан новый метод расчетно-экспериментальной верификации численных моделей. В отличие от традиционной одностадийной, в этом варианте метода расчетно-экспериментальных иссле-

дований передбачена їх багатоуровнева система: від рівня фрагментів через макетне моделювання до випробувань натурних зразків. При цьому досягається значно вища точність результатів досліджень і, що особливо важливо, верифікована таким чином розрахункова (наприклад, скінченно-елементна) модель набуває відносно самостійного значення і цінності як научної, практичної і комерційної продукції, з використанням якої можна розв'язувати задачі проектно-технологічного забезпечення ТТХ нових машин з економією ресурсів, часу і з високою точністю.

5. В ході експериментальних досліджень ряду фрагментів, макетів і натурних зразків бронекорпусів прогнозовані розрахунком закономірності, ефекти і характеристики знайшли своє підтвердження [12-15]. При цьому рівень погрешності результатів не перевищує $15 \div 20$ %, а по окремих характеристиках – до $4 \div 8$ %.

В результаті впровадження рекомендацій, розроблених на основі результатів проведених досліджень, виконаних з залученням запропонованого в роботі підходу, вдалося забезпечити захищеність, міцність, жорсткість, відстройку від резонансних частот бронекорпусів ряду легкоброньованих машин. Цим самим створена база методологічного, алгоритмічного і програмно-моделювального забезпечення для розв'язання поставленої задачі забезпечення заданих тактико-технічних характеристик знову проектуваних машин.

В подальшому планується застосувати розроблений підхід до дослідження фізико-механічних процесів і складових бронекорпусів транспортних засобів спеціального призначення і обґрунтування проектно-технологічних рішень.

Список літератури: 1. *Чепурної А.Д.* Автоматизоване проектування карт розкрою, підготовки і випуску управляючих програм для машин термічної різки в виробстві бронедеталей корпусів і башен БТР / *А.Д. Чепурної, А.В. Литвиненко, І.В. Артемов* // Вісник НТУ "ХПІ". Тем. вип.: Машинознавство та САПР. – Харків: НТУ «ХПІ», 2007. – №23. – С. 121-127. 2. *Гриценко Г.Д.* Застосування спеціалізованих систем автоматизованого аналізу і синтезу складних механічних конструкцій: визначення напружено-деформованого стану і обґрунтування параметрів / *Г.Д. Гриценко, А.В. Ткачук, Н.А. Ткачук, Е.В. Пелешко, С.Т. Бруль, А.В. Литвиненко* // Вісник НТУ «ХПІ». Тем. вип.: Машинознавство та САПР. – Харків: НТУ «ХПІ», 2008. – №14. – С. 17-25. 3. *Гриценко Г.Д.* Експериментальні дослідження динамічних процесів в макетах бронекорпусів транспортних засобів спеціального призначення / *Г.Д. Гриценко, Н.А. Ткачук, Е.В. Пелешко, А.В. Литвиненко* // Вісник НТУ «ХПІ». Тем. вип.: Машинознавство та САПР. – Харків: НТУ «ХПІ», 2009. – №28. – С. 16-20. 4. *Пелешко Є.В.* Комплексне дослідження міцності та жорсткості корпусів транспортних засобів спеціального призначення / *Є.В. Пелешко, М.А. Ткачук, С.Т. Бруль, О.В. Литвиненко, І.М. Карапейчик* // Вісник НТУ «ХПІ». Тем. вип.: Транспортне машиностроєння. – Харків: НТУ 2010, «ХПІ». – №39. – С. 116–131. 5. *Пелешко Є.В.* Розрахунково-експериментальні дослідження динамічних характеристик бронекорпусів машин легкої категорії за масою / *Є.В. Пелешко, А.В. Литвиненко, С.Т. Бруль* // Вісник НТУ «ХПІ». Тем. вип.: Машинознавство та САПР. – Харків: НТУ «ХПІ», 2011. – №22. – С. 81-86. 6. *Карапейчик І.Н.* Чисельне моделювання реакції тонкостінної конструкції на вплив ударно-вільнової навантаження / *І.Н. Карапейчик, С.Т. Бруль, В.М. Мазин, А.В. Литвиненко, А.Ю. Васильєв* // Вісник НТУ "ХПІ". Тем. вип.: Машинознавство та САПР. – 2011. – № 51. – 2011. – С. 59–65. 7. *Карапейчик І.Н.* Розширена розрахунково-експериментальна ідентифікація параметрів чисельних моделей корпусних елементів транспортних засобів спеціального призначення / *І.Н. Карапейчик, А.В. Литвиненко, С.Т. Бруль, Н.А. Ткачук, А.Ю. Васильєв* // Вісник НТУ «ХПІ». Тем. вип.: Машинознавство та САПР. – Харків: НТУ «ХПІ», 2012. – №22. – С. 69-77. 8. *Ткачук Н.А.* Експериментальні дослідження корпусів легкоброньованих машин / *Н.А. Ткачук, І.Н. Карапейчик, А.В. Литвиненко* // Вісник СевНТУ. Серія: Механіка, енергетика, екологія. – Севастополь: СевНТУ, 2012. – № 133/2012. – С. 37-43. 9. *Литвиненко А.В.* Совершенствование математических и численных моделей напряженно-деформированного состояния элементов бронекорпусов при действии ударной волны / *А.В. Лит-*

виненко, Н.А. Ткачук, А.Ю. Васильев, Б.Я. Литвин, А.И. Шейко // Механіка та машинобудування. Науково-технічний журнал. – Харків: НТУ «ХПІ», 2012. – №1. – С. 155-161. **10.** Литвиненко А.В. Общий подход к проектно-технологическому обеспечению защищенности бронекорпусов транспортных средств специального назначения / А.В. Литвиненко, Н.А. Ткачук, Б.Я. Литвин, А.И. Шейко // Механіка та машинобудування. – Харків: НТУ «ХПІ», 2012. – №2. – С. 221-229. **11.** Ткачук Н.А. Решение задач расчетно-экспериментального исследования элементов сложных механических систем / Н.А. Ткачук, Г.Д. Гриценко, Э.В. Глуценко и др. // Механіка та машинобудування. Науково-технічний журнал. – Харків: НТУ «ХПІ», 2004. – № 2. – С. 85-96. **12.** Литвиненко А.В. Проектно-технологическое обеспечение тактико-технических характеристик легkobронированных машин на основе исследования прочностных характеристик корпусов // №14 (1057). – С. 50-56. **13.** Чепурной А.Д. Общий подход к обоснованию параметров проектируемых машин на основе гибридных расчетно-экспериментальных моделей / А.Д. Чепурной, Г.П. Глинин, А.В. Литвиненко, Н.А. Ткачук // Механіка та машинобудування. – Харків: НТУ «ХПІ», 2009. – №2. – С. 103-108. **14.** Литвиненко А.В. Комплексные экспериментальные исследования динамических характеристик фрагментов, макетов и натуральных образцов элементов бронекорпусов транспортных средств специального назначения / А.В. Литвиненко // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Машинознавство та САПР. – Харків: НТУ «ХПІ», 2013. – № 1(975). – С. 85-93. **15.** Литвиненко А.В. Обоснование проектно-технологических решений при производстве бронекорпусов ВГКМ: теория, методы, модели, алгоритмы / А.В. Литвиненко, Н.А. Ткачук, А.В. Грабовский, В.Е. Федосов, Н.М. Степанов // Механіка та машинобудування. – Харків: НТУ «ХПІ», 2013. – №2. – С. 188-198.

Поступила в редколлегию 16.04.2014

УДК 539.3:623.438

Общий подход к проектно-технологическому обеспечению тактико-технических характеристик военных колесных и гусеничных машин путем обоснования параметров бронекорпусов по критериям прочности и защищенности / **А.В. Литвиненко** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Машинознавство та САПР. – Х. : НТУ «ХПІ», 2014. – № 29 (1072). – С. 68-77. – Бібліогр.: 15 назв. ISSN 2079-0075.

У роботі проведено узагальнення результатів аналізу конструкцій, технології виготовлення і умовий виробництва військових гусеничних і колісних машин легкої категорії по масі, а також діючих вражаючих факторів в умовах бойового застосування і методів досліджень, що свідчать про суперечність між потребами бронетанкобудування в методах проектно-технологічного забезпечення тактико-технічних характеристик (ТТХ) об'єктів бронетанкової техніки і можливостями науки. На основі розвитку методу узагальненого параметричного моделювання та поширення його на проектно-технологічні рішення запропоновано новий підхід до забезпечення заданих ТТХ легkobроньованих машин за рахунок взаємодії і взаємовпливу конструктивних рішень, технологічних режимів і умов виробництва. При цьому вперше безліч технологічних факторів залучено як таке, що визначає в значній мірі рівень ТТХ і як варійоване, шукане.

Ключові слова: військова гусенична і колісна машина, тактико-технічна характеристика, бронекорпус, фізико-механічний процес, життєвий цикл

The paper generalizes the results of analysis of constructions, manufacturing technology and production conditions of military caterpillar and wheeled vehicles of light weight category and damaging factors in conditions of combat use. This testifies to contradiction between the needs of tank-building and science potential in methods of design and technological support of performance characteristics of armored vehicles. A new approach is proposed to providing adjusted performance characteristics of lightly armored vehicles. This approach creates interaction and interference of constructive solutions, technological regimes and production conditions on generalized method of parametric modeling. For the first time the technological factor's set is involved as largely determined of performance characteristics level and as varying desired value.

Keywords: military caterpillar and wheeled vehicle, performance characteristic, armored hull, physical and mechanical process, life cycle

УДК 621.83

М. В. МАРГУЛИС, д.т.н., проф. каф. ТМ ГВУЗ "Приазовский гос. технический ун-т", Мариуполь;

Я. О. ГОРДИЕНКО, асп. каф. ТМ, "Приазовский гос. технический ун-т", Мариуполь

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ДОПУСКАЕМЫХ КОНТАКТНЫХ НАПРЯЖЕНИЙ ПРИ РАБОТЕ ВОЛНОВЫХ ПРЕЦЕССИОННЫХ ПЕРЕДАЧ С ТЕЛАМИ КАЧЕНИЯ

В данной статье на основе анализа работ по волновым передачам с промежуточными телами качения представлена обобщенная методика определения допускаемых контактных напряжений для основных звеньев волновых прецессионных передач с телами качения в процессе передачи рабочих нагрузок. Методика учитывает особенности геометрии передачи, используемые материалы, твердость поверхностного слоя основных звеньев и необходимую долговечность передач.

Ключевые слова: волновая передача, периодическая дорожка качения, тело качения, проскальзывание, прецессия

Введение. Актуальность задачи. Анализ литературы. Тенденция интенсивного развития современного машиностроения ставит в ряд первоочередных задач постоянное увеличение мощностей и уменьшение массогабаритных показателей приводов машин и механизмов [1]. В связи с этим актуальна разработка усовершенствованных приводов с использованием прогрессивных волновых передаточных механизмов с телами качения. В опубликованных ранее источниках [2-5] отсутствуют рекомендации по определению допускаемых контактных напряжений, возникающих при работе волновых прецессионных передач с телами качения (ВППТК), которые комплексно учитывают влияние материалов основных звеньев ВППТК, твердость контактирующих поверхностей, необходимую долговечность передач и наличие проскальзывания при контакте тел качения с основными звеньями ВППТК.

Постановка задачи. *Целью данной работы* является разработка обобщенной методики определения допускаемых контактных напряжений для одноступенчатых ВППТК в процессе передачи рабочих нагрузок. Методика должна учитывать особенности геометрии передач, используемые материалы, твердость поверхностного слоя контактирующих поверхностей основных звеньев ВППТК и необходимую долговечность передач.

© М.В. Маргулис, Я.О. Гордиенко, 2014

Материалы исследований. На рис. 1 представлена конструкция рассматриваемой одноступенчатой ВППТК, которая работает следующим образом: при вращении входного вала 4 посредством эксцентриковой наклонной шейки возбуждается колебательное (нутационное) движение прецессионного колеса 9. При этом шарики 11, расположенные в сепараторе 12, взаимодействуют с периодическими дорожками качения (ПДК), выполненными на обойме (промежуточном колесе) 3 и прецессионном колесе 9. Из-за разного числа периодов ПДК на звеньях передачи прецессионное колесо 9 вращается с редукцией вокруг собственной геометрической оси. Передаточное число механизма определяется числами периодов дорожек качения обоймы 3 и прецессионного колеса 9. Вращение прецессионного колеса 9 посредством пальцев 14, находящихся в постоянном контакте с шарнирными подшипниками 15, расположенными в прецессионном колесе 9, передается на диск 13, который неподвижно установлен на выходном валу 7. Соединение пальцев 14 и шарнирных подшипников 15 позволяет передавать вращение прецессионного колеса 9 без передачи его колебательного движения. На данный механизм получен патент.

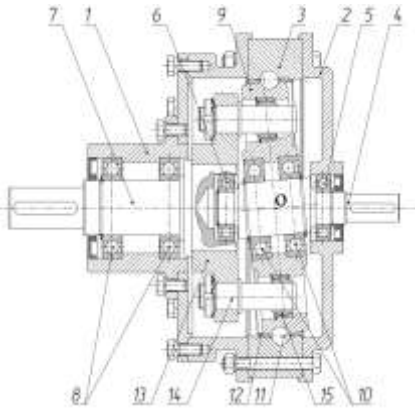


Рисунок 1 – Конструкция одноступенчатой ВППТК:

- 1 – корпус, 2 – крышка, 3 – обойма (промежуточное колесо), 4 – входной вал,
- 5 – подшипник, 6 – подшипник,
- 7 – выходной вал, 8 – подшипник,
- 9 – прецессионное колесо,
- 10 – подшипник, 11 – шарик,
- 12 – сепаратор, 13 – диск,
- 14 – палец,
- 15 – шарнирный подшипник,
- О – центр прецессии

Параметрическое задание траекторий периодических дорожек качения (ПДК) для одноступенчатых ВППТК имеет вид:

$$\begin{aligned} x &= (\cos\alpha \cdot \sin\gamma - \sin\alpha \cdot \cos\gamma \cdot \cos\beta) \cdot D_b; & y &= (\sin\alpha \cdot \sin\gamma - \cos\alpha \cdot \cos\gamma \cdot \cos\beta) \cdot D_b; & (1) \\ z &= \cos\gamma \cdot \sin\beta \cdot D_b. \end{aligned}$$

Здесь α – угол прецессии, $\alpha = [0..(2z \pm 2)\pi]$, град; β – угол нутации, град ($\beta = 0.5 - 9$ согласно проведенных аналитических исследований); γ – угол собственного вращения, $\gamma = \alpha z / (z \pm 1)$, град; D_b – базовый диаметр – диаметр сферической поверхности, на которой расположена траектория движения центров тел качения (шариков) передачи, мм.

В волновой прецессионной передаче с телами качения периодическая дорожка качения и тело качения (шарик) образуют высшую кинематическую пару качения (пара, в которой соприкосновение звеньев происходит по линии или в точке; пара допускает относительное перекатывание, скольжение, и поворот одного звена относительно другого). Работа передачи зависит от вынужденной силы трения, возникающей на поверхности контакта и создающей момент. Этот момент вызывает движение ведомого звена. В таком случае качение может сопровождаться значительным проскальзыванием, обусловленным моментом сопротивления качению, моментом сил инерции, а также различием длин траекторий ПДК, выполненных на прецессионном и промежуточном колесах передачи, и длины траектории перемещения центров тел качения в процессе работы механизма. Последний фактор вызвано разностью чисел периодов ПДК и является наиболее значительным по своему влиянию на величину проскальзывания.

Согласно [6], проскальзывание оказывает существенное влияние на число циклов работы высшей пары, т.е. на ее долговечность. Выявлено, что 10%-ное скольжение (от общей длины пути качения) в зоне контакта высшей пары снижает ее долговечность примерно в 1000 раз.

Помимо снижения долговечности проскальзывание негативно сказывается на величине КПД механизма.

Для определения величины проскальзывания (отношение длины пути скольжения к общей длине пути), вызванного различием длин траекторий ПДК и длины траектории перемещения центров тел качения, необходимо определить длины этих

траекторий. При определении длины участка произвольной кривой эта кривая заменяется ломаной, содержащей точки кривой как точки излома, и сумма длин всех таких ломаных принимается за длину кривой. Формула для вычисления длины кривой (спрямления кривой) имеет вид:

$$L = \int_0^{(2z \pm 2)\pi} \sqrt{(x')^2 + (y')^2 + (z')^2} d\alpha, \quad (2)$$

где $x = x(\alpha)$, $y = y(\alpha)$, $z = z(\alpha)$ – координаты точек ПДК.

Чем больше более мелких промежуточных отрезков мы рассмотрим, тем будет выше точность длины траектории.

На рис. 2 представлено влияние чисел периодов ПДК и количества тел качения на длину траекторий ПДК и длину траектории перемещения центров тел качения (L – длина траектории перемещения центров тел качения, L_1 и L_2 – длина траекторий ПДК соответственно колес с меньшим и большим числом периодов).

Исходные данные для расчета: D_b – базовый диаметр, $D_b = 100$ мм; z_1 и z_2 – числа периодов ПДК соответственно колес с меньшим и большим числом периодов, z_1 и $z_2 \in [10; 100]$; n – число тел качения, $n \in [10; 100]$.

Графики имеют линейную зависимость от базового диаметра D_b , следовательно, при его изменении пропорционально изменяется длина траекторий.

На рис. 3 представлен график изменения величины проскальзывания, обусловленного различием длин траекторий ПДК и длины траектории перемещения центров тел качения, в зависимости от чисел периодов ПДК сопряженных колес и соответствующего им количества тел качения.

Величина данного проскальзывания определяется по формулам:

- *проскальзывание в зацеплении шарика с ПДК колеса с меньшим числом периодов*

$$W_{L1} = [(L - L_1) / L] \cdot 100\%; \quad (3)$$

- *проскальзывание в зацеплении шарика с ПДК колеса с большим числом периодов*

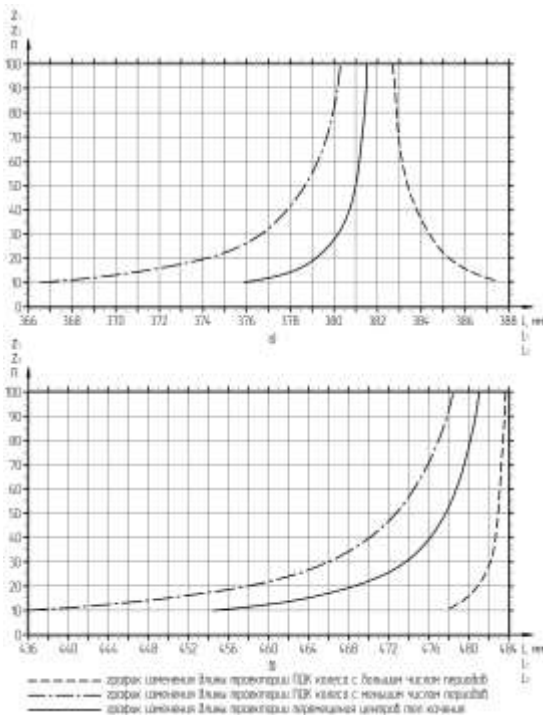


Рисунок 2 – Зависимость длины траектории ПДК и центров тел качения от числа периодов ПДК: а – редуктор; б – мультипликатор

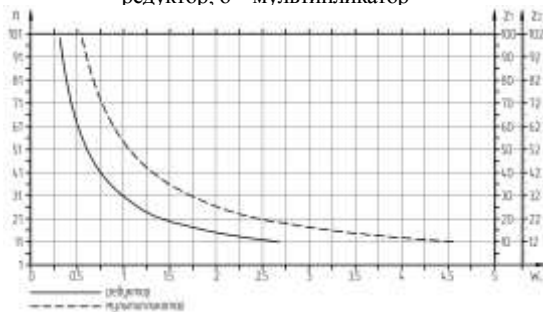


Рисунок 3 – Зависимость средней величины проскальзывания от чисел периодов ПДК и числа тел качения

$$W_{L2} = [(L_2 - L) / L_2] \cdot 100\% \quad (4)$$

Средняя величина проскальзывания в зацеплении шарика и колес передачи определяется как среднее арифметическое:

$$W_L = 0.5 \cdot (W_1 + W_2) \quad (5)$$

Различие величин проскальзывания в зацеплении при контакте тел качения с колесами с меньшим и большим числом периодов ПДК представлено на рис. 4 и определяется по формулам:

для редуктора

$$\Delta W_L = \frac{W_{L2} - W_{L1}}{W_{L2}} \cdot 100\% \quad (6)$$

для мультипликатора

$$\Delta W_L = \frac{W_{L1} - W_{L2}}{W_{L1}} \cdot 100\% \quad (7)$$

Таким образом, несмотря на разность длин траекторий ПДК сопряженных колес и длины траектории центров тел качения, взаимодействие элементов будет происходить при наличии трения качения с незначительным скольжением (0,25–4,5%).

При работе в режиме редуктора более активным будет износ колеса с большим числом периодов ПДК, а при работе в режиме мультипликатора – с меньшим числом периодов, однако разница в износе будет незначительной (до 3%).

При составлении методики расчета контактной прочно-

сти активных поверхностей ПДК принимаем во внимание лишь факторы, учитываемые формулой Герца, т.е. нагрузку, качественные характеристики материала и приведенную кривизну.

Допускаемые контактные напряжения, возникающие в процессе работы механизма, определяются по формуле, предложенной в [4] с учетом дополнительно введенного коэффициента, учитывающего наличие проскальзывания при качении.

Допускаемые контактные напряжения σ_{HP} , МПа:

$$\sigma_{HP} = 2800K_T K_{HL} K_W \cdot (8)$$

Здесь K_T – коэффициент, зависящий от твердости контактирующих поверхностей [4] (рис. 5); K_{HL} – коэффициент долговечности; K_W – коэффициент, учитывающий интенсивность износа, зависящий от скорости проскальзывания.

Коэффициент долговечности определяется по формуле, предложенной в [7] (рис. 6):

$$K_{HL} = m \sqrt{\frac{N_{HD}}{N_{HE}}}, \quad (9)$$

где N_{HD} – базовое число циклов, соответствующее длительному пределу выносливости, $K_{HL} = 11 \cdot 10^7$ [4]; N_{HE} – эквивалентное число циклов; $m = 6$ при $\leq HB 350$, $m = 9$ при $> HB 350$ – коэффициент, учитывающий твердость контактирующих поверхностей ПДК ан колесах передачи;

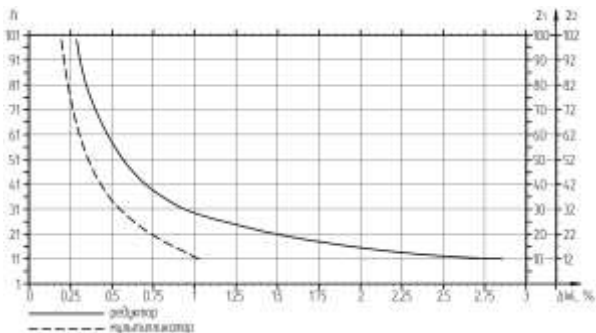


Рисунок 4 – Различия величины проскальзывания в точках контакта шарика и ПДК колес передачи

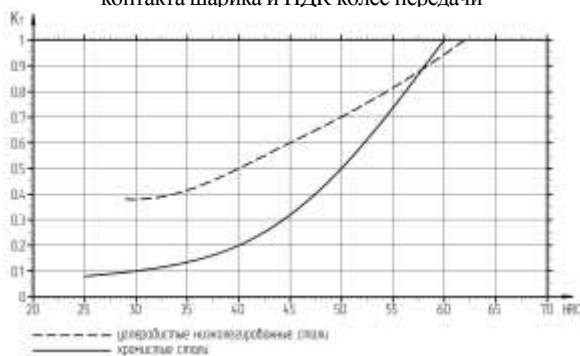


Рисунок 5 – Значение коэффициента K_T в зависимости от твердости контактирующих поверхностей основных звеньев ВППТК

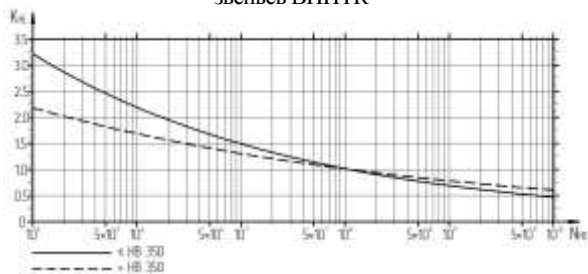


Рисунок 6 – Значение коэффициента K_{HL} в зависимости от эквивалентного числа циклов ВППТК

$$N_{HE} = \frac{60n_{re}nt}{u}, \quad (10)$$

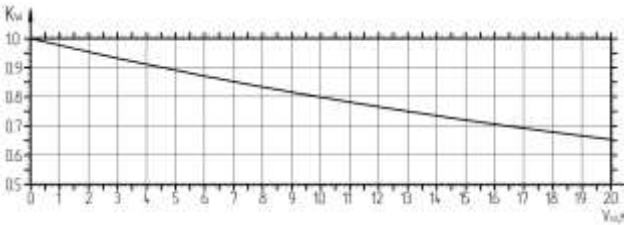


Рисунок 7 – Значение коэффициента K_W в зависимости от скорости проскальзывания

где $n_{гс}$ – число тел качения; n – частота вращения входного вала, об/мин; t – срок службы, ч; u – передаточное число передачи.

Коэффициент, учитывающий интенсивность износа определяется по

формуле, предложенной в [5] (рис. 7):

$$K_W = 0.28 + 0.72 \cdot e^{-\frac{V_{СК}}{30.5}}, \quad (11)$$

где $V_{СК}$ – скорость скольжения, м/с;

$$V_{СК} = \frac{n \cdot L \cdot W_L}{u \cdot 100000}. \quad (12)$$

Выводы:

1. Предложена обобщенная методика определения допустимых контактных напряжений для одноступенчатых ВППТК в процессе передачи рабочих нагрузок.

2. Приведенные графические зависимости на основе аналитических данных позволяют существенно сократить временные затраты при расчете передач.

Список литературы: 1. Маргулис М. В. Пути совершенствования приводов машин различного назначения / М. В. Маргулис // Вестник Приазовского гос. техн. ун-та. Серия: Техн. науки. – 2000. – Вып.10. – С. 133–138. 2. Маргулис М. В. Разработка нового вида волнового зацепления с промежуточными телами качения и технологии его изготовления / М. В. Маргулис, А. Д. Чепурной, А. С. Шайда // Вісник Приазовського державного технічного університету. Серія: Технічні науки. – 2007. – Вып.17. – С. 120–124. –3. Маргулис М. В. Методика определения основных параметров силовой волновой передачи с промежуточными телами качения / М.В. Маргулис, А.С. Шайда // Вестник Приазовского гос. техн. ун-та. Серия: Техн. науки. – 2008. – Вып.18. – С. 130–134. 4. Беляев А. Е. Механические передачи с шариковыми промежуточными телами / А. Е. Беляев. – Томск : ТПУ, 1992. – 231 с. 5. Бостан И. А. Зацепление для прецессионных передач [Текст] / И. А. Бостан. – Кишинев : Штиинца, 1988. – 132 с. 6. Buckingham E. How contact stresses affect gear teeth / E. Buckingham // SAE journal. – 1950. – Vol.50. № 10. P. 43–50. 7. Гинзбург Е. Г. Зубчатые передачи / Е. Г. Гинзбург, Н. Ф. Голованов, Н. Б. Фирун, Н. Т. Халебский. – Л.: Машиностроение, 1980. – 416 с.

Поступила в редколлегию 20.05.2014

УДК 621.83

Определение допустимых контактных напряжений при работе волновых прецессионных передач с телами качения / М. В. Маргулис, Я. О. Гордиенко // Вісник НТУ «ХП». – 2014. – № 29 (1072). – С.77-82. Бібліогр.: 7 назв. ISSN 2079-0075.

У даній статті на основі аналізу робіт з хвильових передач з проміжними тілами кочення представлена узагальнена методика визначення контактних напружень, що допускаються, для основних ланок хвильових прецесійних передач з тілами кочення в процесі передачі робочих навантажень. Методика враховує особливості геометрії передачі, використувані матеріали, твердість поверхневого шару основних ланок і необхідну довговічність передачі.

Ключові слова: хвильова передача, періодична доріжка кочення, тіло кочення, прослизання, прецесія

In following article generalized method of definition of permissible contact stress for master links of harmonic precessional drives with rolling elements which occur in workloads transfer process is presented. based on the analysis of publications about harmonic precessional drives with rolling elements. Represented method considers specifics of geometry of transmission, used materials, surface hardness of master links and necessary durability of transmission.

Key words: harmonic drive, periodic race groove, rolling elements, slipping motion, precession

А.В. МАРТЫНЕНКО, м. н. с. каф. ТММиСАПР НТУ „ХПИ”;
А.Ю. ТАНЧЕНКО, м. н. с. каф. ТММиСАПР НТУ „ХПИ”;
С.Т. БРУЛЬ, к.т.н., с.н.с. ЦНИИ вооруж. и воен. техники, Киев;
А.Ю. ВАСИЛЬЕВ, к.т.н., с. н. с. каф. ТММиСАПР НТУ „ХПИ”;
О.В. ВЕРЕТЕЛЬНИК, м. н. с. каф. ТММиСАПР НТУ „ХПИ”

КОМПЬЮТЕРНОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ДИНАМИКИ И НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ ЭЛЕМЕНТОВ ОБЪЕКТОВ БРОНЕТАНКОВОЙ ТЕХНИКИ, ПОДВЕРГАЮЩИХСЯ ВОЗДЕЙСТВИЮ ГИДРОГАЗОДИНАМИЧЕСКИХ НАГРУЗОК

В работе решена задача по обеспечению обоснованного выбора конструктивных схем и параметров элементов боевых машин (БМ), подвергающихся действию гидрогазодинамических нагрузок, для обеспечения заданных тактико-технических характеристик (ТТХ). Для этого были разработаны новые подходы и математические модели, обоснованы направления анализа и синтеза параметров этих элементов, предложена и реализована структура специализированного программно-модельного комплекса (СМПК), проведены экспериментальные исследования методами голографической спекл-интерферометрии и непосредственных измерений. Был предложен подход, дающий возможность учитывать нелинейность от действия каждой компоненты нагрузки. В развитие данного подхода адаптировано, с одной стороны, расширенное параметрическое описание элементов гидрообъемных передач (ГОП) и напряженно-деформированного состояния (НДС) их элементов, а с другой – усовершенствована математическая модель НДС путем учета нелинейностей, обусловленных наличием контактного взаимодействия. Для подтверждения применимости разработанных в работе подходов подробно были исследованы две системы БМ: гидрообъемная передача ГОП-900, влияющая на такую ТТХ как подвижность, и артиллерийский ствол типа КБАЗ, влияющий на огневую мощь. Была решена задача о динамическом НДС ствола пушки, что дает основание для необходимости учета динамических процессов в стволе при осуществлении выстрелов. Созданный в работе СМПК дает возможность формирования и наполнения специализированной базы данных для обоснования конструктивных и технологических решений, обеспечивающих прочность и жесткость как блока цилиндров ГОП, так и танкового орудия, что, в свою очередь, дает возможность обеспечить ТТХ проектируемых перспективных машин.

Ключевые слова: элементы боевых бронированных машин, гидрообъемная передача, ствол, подвижность, точность, тактико-технические характеристики, напряженно-деформированное состояние, собственные частоты, метод конечных элементов.

Введение. Мировое и отечественное бронетанкостроение испытывает разнообразие тенденции в развитии проектных решений для перспективных тяжелых боевых бронированных машин. Это касается и тактико-технических характеристик (ТТХ), повышение которых ставится в качестве одной из приоритетных задач. В этом контексте в качестве одной из наиболее развитых ТТХ отечественных танков является подвижность. Это достигается, в первую очередь, путем применения высокоэффективных двигателей с противоположным движением поршней, обладающих высокой удельной мощностью и малыми габаритами. В то же время мировые тенденции, воплощаемые в требованиях потенциальных зарубежных заказчиков бронетанковой техники, требуют совершенствования трансмиссий. В частности, одним из перспективных решений в этом направлении является применение гидротрансформаторов, а с учетом ограниченных габаритов моторно-трансмиссионного отдела

© А.В. Мартыненко, А.Ю. Танченко, С.Т. Бруль,
А.Ю. Васильев, О.В. Веретельник, 2014

ния – предпочтительно радиальных, у которых размеры могут быть значительно меньше, чем у аналогичных аксиальных передач. Однако такое решение влечет за собой резкое возрастание действующих эксплуатационных нагрузок, поскольку мощность, передаваемая от танковых дизелей (до 1200-1500 л.с.), значительна. При этом все возможности традиционных расчетных методик, опирающихся на линейаризованные расчетные модели напряженно-деформированного состояния (НДС) элементов гидропередач, исчерпаны, а их дальнейшее использование в условиях наличия множественных контактных сопряжений в конструкции гидропередачи может привести к грубым ошибкам в проектных решениях.

Таким образом, сформировалось противоречие между стремлением обеспечить рост тактико-технических характеристик боевых машин (БМ) за счет применения гидрообъемных передач (ГОП) и ограниченными возможностями современных расчетных средств. Аналогичная ситуация – и для других элементов БМ, подвергающихся действию гидрогазодинамических (ГГД) нагрузок (цилиндры двигателей, стволы пушек, элементы амортизаторов, трубопроводов и т.п.). В результате возникает актуальная научная задача – разработка подходов и математических моделей для анализа НДС и синтеза параметров этих элементов, обеспечивающих заданные ТТХ проектируемых БМ. Данная задача определила направления исследований, описанных в работе.

Целью работы является разработка теоретических основ обеспечения заданных ТТХ перспективных отечественных тяжелых боевых машин путем обоснования рациональных параметров элементов ГОП военных колесных и гусеничных машин (ВКГМ) и других элементов, подвергающихся действию гидрогазодинамической нагрузки, на основе совершенствования подходов и математических моделей НДС наиболее нагруженных и ответственных их деталей, средств компьютерного анализа и синтеза по критериям прочности, жесткости и минимизации габаритов и массы.

Постановка задач исследований. Для достижения поставленной цели решены следующие задачи:

1. Разработка нового подхода к параметрическому моделированию конструкции и заданию значимых факторов, определяющих работоспособность и технические характеристики радиальной ГОП, а также совершенствование комплексной математической модели для анализа НДС ее наиболее нагруженных и ответственных деталей с учетом контактного взаимодействия и действия многокомпонентной нагрузки, в т.ч. компьютерная реализация разработок для проведения многовариантных расчетов и обоснования параметров элементов гидропередач по критериям прочности, жесткости, снижения массы и габаритов и обеспечения работоспособности на номинальных и экстремальных режимах работы. Обобщение разработанной модели и подходов к исследованию других элементов БМ, подвергающихся действию ГГД нагрузок.

2. Проведение комплексных многовариантных исследований силового нагружения и НДС системы взаимодействующих тел «блок цилиндров – шаровые поршни – статорное кольцо с беговой дорожкой», определение влияния различных конструктивных, технологических и эксплуатационных факторов, а также их комбинаций на прочность и жесткость элементов ГОП и формирование на этой основе рекомендаций по обоснованию рациональных параметров гидропередачи, обеспечивающих ее высокие технические параметры, прочность, жесткость и работоспособность в составе танковой трансмиссии. Проведение исследований динамическо-

го НДС ствалов танковых пушек.

3. Проведение экспериментальных исследований НДС элементов ГОП с целью обоснования точности и достоверности результатов численного моделирования, проведенного и описанного в работе, а также проверки работоспособности созданной гидропередачи.

Анализ методов исследования гидропередачи. В качестве первого этапа исследований рассмотрены современные тенденции проектирования гидравлических машин в трансмиссиях транспортных средств специального назначения, численные и экспериментальные методы исследования НДС элементов боевых машин.

Основная тенденция развития научных исследований элементов боевых машин – повсеместное применение сложных программных исследовательских комплексов, основанных на численных методах анализа, одним из которых является метод конечных элементов (МКЭ). Эти комплексы позволяют производить решение связанных задач для исследования полной картины НДС, возникающей при учете комбинации всех значимых факторов. Это позволяет эффективно решать отдельные задачи обеспечения ГТХ боевых бронированных машин путем обеспечения прочности наиболее нагруженных и ответственных деталей при действии гидрогазодинамических нагрузок.

В результате анализа состояния вопроса исследования НДС элементов боевых машин в литературе [1-5] выявлено, что несмотря на большое количество методов (численных и экспериментальных) и моделей (математических и численных), в настоящее время отсутствуют комплексные средства для численного и экспериментального определения реакции элементов проектируемых машин на действие многокомпонентных нагрузок, совокупное действие которых нелинейно сказывается на результирующем НДС. В связи с этим возникает актуальная и важная научно-техническая задача разработки методов и моделей для исследования НДС элементов БМ под действием гидрогазодинамических нагрузок.

Методы исследований. В работе предложены теоретические методы анализа напряженно-деформированного состояния элементов радиальной ГОП для тяжелых БМ. Рассмотрены основные трудности, возникающие при решении задач анализа прочности и жесткости элементов гидромашин. Как показал анализ конструкции, технологии изготовления и условий эксплуатации современных гидромашин, одной из наиболее характерных их особенностей является многокомпонентность, интенсивность и разнообразие нагрузок (в работе сокращенно обозначено МИР, рис. 1, а), которым подвергаются элементы этих машин. При проектировании таких конструкций конкурируют две тенденции: сокращение массы и уменьшение габаритных размеров; повышение рабочего давления, частоты вращения и передаваемой мощности.

Возникает также (с технологической точки зрения) проблема обоснования качества обработки трущихся поверхностей, назначения технологических зазоров при сборке деталей с натягом и термообработке взаимодействующих частей. При этом еще одним фактором, изменяющим саму природу задачи анализа НДС, является наличие контактного взаимодействия во множестве многокомпонентных нагрузок гидромашин. Оно присутствует и при осуществлении вращательных, поступательных движений сопрягаемых деталей этих машин (роторы, цилиндры, поршни), и при качении высоконагруженных тел по направляющим (катающиеся поршни, статорные направляющие), и при взаимодействии отдельных деталей, собранных с натягом.

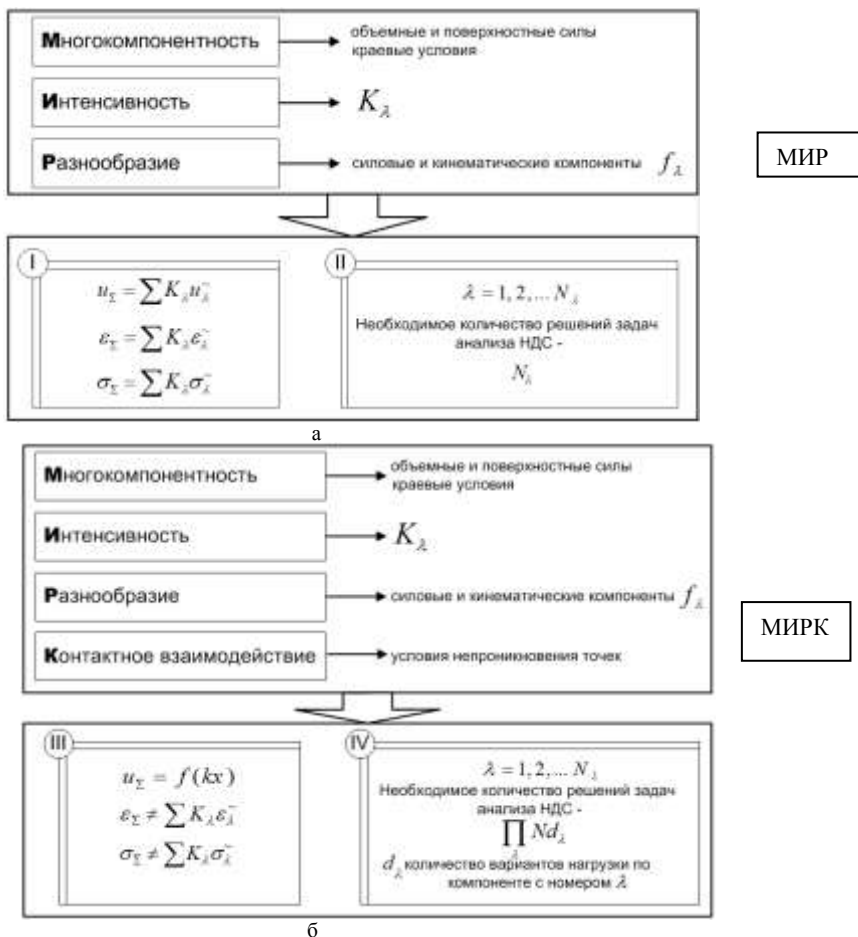


Рисунок 1 – Отличие задач анализа НДС в линейном (а) и нелинейном (б) случае

Такое количество факторов превращает задачу анализа НДС в существенно нелинейную, так как в многокомпонентном пространстве факторов нагружения нельзя выделить набор базовых единичных нагрузок $f(\lambda^{\sim})$, при приложении которых определяются характерные поля перемещений u_λ^{\sim} , деформаций $\varepsilon_\lambda^{\sim}$ и напряжений σ_λ^{\sim} , а затем результирующие НДС (u_Σ , ε_Σ , σ_Σ) при действии произвольных нагрузок $f_\lambda = K\lambda f(\lambda^{\sim})$ получить как линейную комбинацию полей соответствующих параметров НДС $u_\lambda = \sum K_\lambda u_\lambda^{\sim}$, $\varepsilon_\lambda = \sum K_\lambda \varepsilon_\lambda^{\sim}$, $\sigma_\lambda = \sum K_\lambda \sigma_\lambda^{\sim}$. Поэтому для анализа влияния различных комбинаций факторов и получения точного решения данную задачу необходимо решать большое число раз. На диаграмме (см.

рис. 1) показано качественное отличие традиционной и рассматриваемой постановок задачи. При этом принципиальными при осуществлении перехода «МИР-МИРК» являются 2 момента: трансформация линейных зависимостей (I) в нелинейные (III); существенный рост количества решаемых задач анализа (от случая II – к случаю IV).

Исходя из вышеизложенного, в общем случае необходимо одновременно решить две задачи:

1) разработка методов решения задач анализа НДС элементов гидромашин с учетом контактного взаимодействия при заданном наборе исходных данных в виде параметров P , P_N и нагрузок f ;

2) интеграция создаваемых расчетных моделей в цикл проектно-исследовательских работ с обеспечением автоматического варьирования параметрами P , P_N и нагрузками f с возможностью оптимизации.

Учитывая повсеместное применение CAD/CAM/CAE систем в проектных исследованиях [6-9], требуется также автоматизация проводимых этапов решения задач анализа НДС.

Для решения первой задачи наиболее естественным образом подходит метод конечных элементов – самый мощный из современных численных методов анализа НДС тел сложной формы, в том числе с учетом контактного взаимодействия. Для решения второй задачи привлекается метод обобщенного параметрического моделирования, предложенный в работах [8, 9].

На основе привлечения и адаптации этого метода был разработан специализированный программно-модельный комплекс (СПМК), который дает возможность автоматизировать все проектно-исследовательские работы, значительно уменьшить их трудоемкость и сократить ресурсы, требуемые для обеспечения проектных исследований. Алгоритм работы и основные модули СПМК представлены на рис. 2. Он создан на основе построения множества параметрических моделей элементов гидротрансмиссий, а также средств варьирования этими параметрами, анализа и постпроцессинга. Эти возможности отличают данный инструмент исследований от предыдущих разработок.

Таким образом, предложен и обоснован метод решения контактных задач, возникающих при исследовании взаимодействия различных элементов гидротрансмиссий, основанный на МКЭ и адаптированный для встраивания в цикл проектных исследований элементов ГОП. Данный метод, в отличие от традиционных, сочетает применение различных моделей для учета контакта.



Рисунок 2 – Общий алгоритм СПМК

В исследуемой конструкции есть как минимум две основных области кон-

тактных взаимодействия: «штулка – корпус блока цилиндров» и «шар-поршень – втулка». Поэтому в местах соприкосновения тел необходимо вводить специальное контактное сопряжение (рис. 3), которое подчиняется соответствующим физическим законам и описывается определенными разрешающими уравнениями. Ниже приводятся разрешающие уравнения для метода конечных элементов,

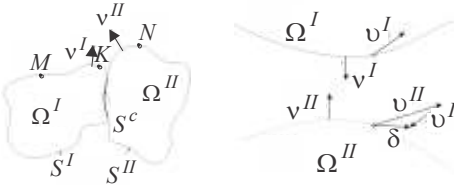


Рисунок 3 – Основные обозначения теории контактного взаимодействия

включающие в себя учет контактного взаимодействия. Они отвечают слабым формам, которые в общем случае включают в себя сумму полной виртуальной энергии и добавку в виде вклада от контактного сопряжения.

Для расширенного метода Лагранжа, использованного при решении, слабые условия контакта после подстановки аппроксимаций для скоростей $v(X, t)$ и множителей Лагранжа $\lambda(\xi, t)$ записываются в виде

$$\delta G_{AL} = \int_{S^c} \delta \left(\lambda^T \Lambda^T \phi v + \frac{\alpha}{2} v^T \phi^T \phi v \right) dS.$$

Их вариация имеет вид $\delta G_{AL} = \delta \lambda^T G v + \delta v^T G^T \lambda + \delta v^T P_c(\alpha) v$, где

$$P_c = \int_{S^c} \beta_1 \phi^T \phi H(\delta) dS,$$

и итоговое выражение для слабой формы – $Q^{int} - Q^{ext} + Ma + G^T \lambda + P_c(\alpha) v = 0$, $Gv \leq 0$, где Q^{int} и Q^{ext} – работа внутренних и внешних сил, M – матрица масс. В итоге, разрешающее уравнение метода конечных элементов с учетом контактного взаимодействия будет иметь вид:

$$\begin{bmatrix} K + P_c & G^T \\ G & 0 \end{bmatrix} \begin{pmatrix} d \\ \lambda \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} Q^{ext} \\ 0 \end{pmatrix}. \quad (1)$$

Рассмотрен частный случай гидромашин – гидрообъемная передача ГОП-900, спроектированная ГП «ХКБМ им. А.А. Морозова» [10] как пример для проверки предложенного метода решения. Проанализированы основные параметры нагружения и предложен способ математического определения комплекса нагрузок, действующих на исследуемую конструкцию (рис. 4). Кроме того, разработан новый подход к параметрическому анализу и синтезу параметров элементов ГОП-900 как сложных механических систем под действием многокомпонентных нагрузок, для которых неприменим принцип суперпозиции (см. рис. 1).

Предложенные подходы и модели распространены на широкий класс элементов БМ, подвергающихся действию гидрогазодинамических нагрузок. В частности, в дополнении к блоку цилиндров ГОП-900 была разработана усовершенствованная математическая модель динамического НДС ствола танковой пушки при производстве выстрела с учетом влияния подвижной гидрогазодинамической нагрузки и инерционно-весовых усилий.

Рассмотрим, следуя работе [13], модельный объект в виде тела вращения

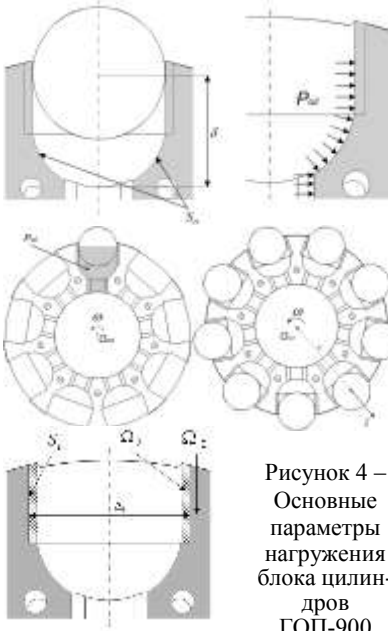


Рисунок 4 – Основные параметры нагружения блока цилиндров ГОП-900

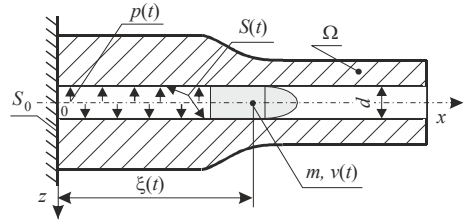


Рисунок 5 – Модель исследуемого объекта

(рис. 5). Ось канала ствола определяет связанную с ним систему координат $Oxyz$. Ось x – вдоль канала ствола, ось z – перпендикулярна к ней и расположена в вертикальной плоскости. Под действием образующихся от момента начала горения пороховых газов $t = 0$ давлений $p(t)$ снаряд массой m движется, ускоряясь в канале ствола. Его текущее положение $\xi(t)$ и скорость $v(t)$ определяются создаваемым давлением $p(t)$. Отвлекаясь от вариантов распределения $p(t)$, а также конструктивного исполнения

(т.е. вида области Ω) ствола, приходим к следующим модельным задачам.

Задача 1 – Динамическое напряженно-деформированное состояние ствола. Заданы $p(t)$, $\xi(t)$, $v(t)$, масса m , калибр d и Ω . Соответственно, задается область $S(t)$ – нагружаемая часть внутренней поверхности канала ствола. Вводя в рассмотрение цилиндрическую систему координат $Ox\varphi x$ ($x \equiv x$, $r|_{\varphi=0} \equiv z$) для области Ω , получаем систему уравнений:

$$\begin{cases} \varepsilon_r = \frac{\partial u_r}{\partial r}; \varepsilon_\varphi = \frac{1}{r} \cdot \frac{\partial u_\varphi}{\partial \varphi} + \frac{u_r}{r}; \varepsilon_x = \frac{\partial u_x}{\partial x}; \varepsilon_{rx} = \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{\partial u_r}{\partial x} + \frac{\partial u_x}{\partial r} \right); \varepsilon_{\varphi x} = \frac{1}{2} \left(\frac{1}{r} \cdot \frac{\partial u_x}{\partial \varphi} + \frac{\partial u_\varphi}{\partial x} \right); \\ \varepsilon_{r\varphi} = \frac{1}{2} \left(\frac{1}{r} \cdot \frac{\partial u_r}{\partial \varphi} + \frac{\partial u_\varphi}{\partial r} - \frac{u_\varphi}{r} \right); \frac{\partial \sigma_r}{\partial r} + \frac{1}{r} \cdot \frac{\partial \sigma_{r\varphi}}{\partial \varphi} + \frac{\partial \sigma_{rx}}{\partial x} + \frac{\sigma_r - \sigma_\varphi}{r} + F_r = 0; \\ \frac{\partial \sigma_{r\varphi}}{\partial r} + \frac{1}{r} \cdot \frac{\partial \sigma_\varphi}{\partial \varphi} + \frac{\partial \sigma_{\varphi x}}{\partial x} + \frac{2\sigma_{r\varphi}}{r} + F_\varphi = 0; \frac{\partial \sigma_{rx}}{\partial r} + \frac{1}{r} \cdot \frac{\partial \sigma_{\varphi x}}{\partial \varphi} + \frac{\partial \sigma_x}{\partial x} + \frac{\sigma_{rx}}{r} + F_x = 0. \end{cases} \quad (2)$$

Задача 2. Поперечные колебания ствола. Преследуя цель построить модель первого приближения, рассмотрим модель ствола танковой пушки в виде консольно заземленного слева стержня длиной l , с изгибной жесткостью EI и погонным весом μ . Вдоль ствола со скоростью $v(t)$ движется тяжелый груз (снаряд) массой m (рис. 6). Текущие положения $\xi(t)$ и $v(t)$ определяются законом действия поро-

ховых газов, и здесь, как и ранее, считаются заданными. Задан также угол наклона пушки в вертикальной плоскости. Тогда полные перемещения точек оси канала ствола (прогиб W_{Σ}) можно представить как сумму статического W_0 и динамического W прогибов:

$$W_{\Sigma} = W_0(x) + W(x, t). \quad (3)$$

Здесь прогибы $W_0(x)$ удовлетворяют уравнению и граничным условиям

$$EI \partial^4 W / \partial x^4 = \mu g, \quad g = g \cos \alpha, \quad W_0(0) = W_0'(0) = 0, \quad W_0''(l) = W_0'''(l) = 0, \quad (4)$$

а динамические $W(x, t)$ – уравнению, краевым и начальным условиям

$$EI \partial^4 W / \partial x^4 + \mu \partial^2 W / \partial t^2 = P, \quad W(x, 0) = \dot{W}(x, 0) = 0, \quad \forall x. \quad (5)$$

Решение уравнения (4) принимает вид:

$$W_0 = \mu g x^4 / 24EI - (C_1 l^2 / 2 + 6C_5 l) x^2 / 2 - C_1 l x^3 / 6. \quad (6)$$

Искомую динамическую компоненту можно представить в виде ряда

$$W = \sum_k f_k(t) \cdot \varphi_k(x), \quad k = 1, 2, \dots, n, \quad (7)$$

где $\varphi_k(x)$ – собственные формы колебаний стержня определяемые как

$$EI \varphi_k^{IV} - \omega^2 \mu \varphi_k = 0, \quad \varphi_k^{IV}(x) - K^4 \mu \varphi_k(x) = 0, \quad K^4 = \mu \omega^2 / EI. \quad (8)$$

Решение (8) представляет собой линейную комбинацию функций Крылова K_i [12]

$$K_{1,3} = S, U = 1/2 [ch(kx) \pm \cos(kx)], \quad K_{2,4} = T, V = 1/2 [sh(kx) \pm \sin(kx)]. \quad (9)$$

С учетом краевых условий получаем:

$$\{C \cdot S(k, l) + D \cdot T(k, l) = 0; C \cdot V(k, l) + D \cdot S(k, l) = 0, \quad (10)$$

где C, D – константы для определения собственных функций φ_k .

Тогда условие

$$S^2 - T(k, l)V(k, l) = 0, \quad \text{или} \quad ch(kl)\cos(kl) + 1 = 0, \quad (11)$$

задает характеристическое уравнение для kl , решение которого [12]

$$kl = \{1, 875; 4, 694; 7, 855; 10, 996; \dots\}, \quad (12)$$

из чего $\lambda_i = D/C = -S(k_i, l)/T(k_i, l) = -V(k_i, l)/S(k_i, l)$, и собственные формы определяются как $\varphi_2 = C[U(k_i, x) - \lambda V(k_i, x)]$, где C – произвольная константа.

Записав (5) в виде:

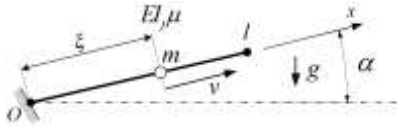


Рисунок 6 – Расчетная схема колебаний ствола

$$EI \sum_k \varphi_i^{IV} k_i^4 f_i(t) + \mu \sum_k \varphi_i \ddot{f}_i - P(g, t) = 0, \text{ где } \varphi_i' = d\varphi_i/d(k, x), \quad (13)$$

для получения решения (13) можно использовать метод Галеркина с базисными функциями $\varphi_s(k_s, x)$. Тогда, умножая левую и правую части (13) на φ_s и интегрируя в пределах $[0; l]$, получаем набор дифференциальных уравнений относительно функций $f_i(t)$:

$$R_i^{(1)} \ddot{f}_i + R_i^{(2)} \dot{f}_i + R_i^{(3)} f_i + R_i^{(4)} = 0. \quad (14)$$

Здесь коэффициенты $R_i^{(*)}$ определяются интегрированием сомножителей при функциях W производных $f_i : \int_0^l [*] \cdot \varphi_i(k_i, x) dx = 0$, где $[*]$ – левая часть выражения (13). Интегрирование (14) при начальных $f_i(0) = \dot{f}_i(0) = 0$ дает возможность определить итоговое решение (7).

Разработанные модели можно применить для оценки колебаний и НДС блока цилиндров ГОП передач, ствольов современных артиллерийских систем и других высоконагруженных элементов боевых машин.

Результаты исследований. Разработанные подходы, методы и модели были положены в основу при численных исследованиях элементов боевых машин, подвергающихся действию гидрогазодинамических нагрузок. Были исследованы: блок цилиндров гидрообъемной передачи ГОП-900 и условный объект-модель ствола танковой пушки (без соблюдения масштабов относительно реальных стволов). Для БЦ ГОП-900 исследованы собственные частоты и собственные формы колебаний, а также НДС. Установлено, что для данной конструкции при действующих частотах нагружения применим квазистатический подход. Определены наиболее значимые факторы, в первую очередь – величины натяга втулки-гильзы. При этом определены возможности рационального выбора как натяга втулки, так и ее формы, что дает возможность существенно повысить эксплуатационные нагрузки.

В ходе исследований были построены различные расчетные КЭМ ГОП, показанные на рис. 7.

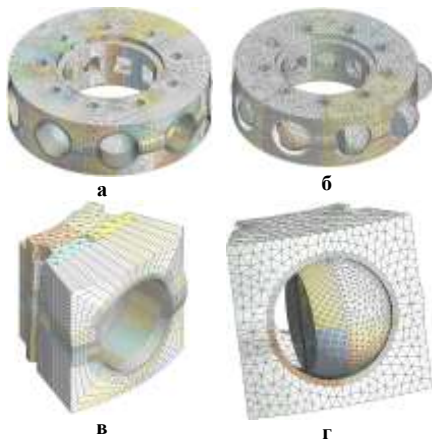


Рисунок 7 – Конечно-элементные расчетные модели блока цилиндров ГОП-900:

а – модель, включающая гильзы-втулки и корпус насоса; б – аналогичная пункту а) модель, дополнительно учитывающая контактное взаимодействие втулок с шаровыми поршнями; в – модель циклического фрагмента 1/9 блока, включающая гильзу-втулку и корпус; г – аналогичная пункту в) модель, также учитывающая контактное взаимодействие с шаровым поршнем

В качестве результатов получены, в отличие от работ других исследователей, более полные множества параметрических зависимостей компонент НДС блока цилиндров при совместном варьировании давления масла и натяга. В этом существенное преимущество предложенного в работе подхода и возможностей по обеспечению заданных ТТХ по сравнению с известными решениями. Результаты расчетов, а именно величины максимальных по Мизесу напряжений, представлены ниже на рис. 8-10 для различных частей конструкции БЦ ГОП-900 в зависимости от различных величин натяга.

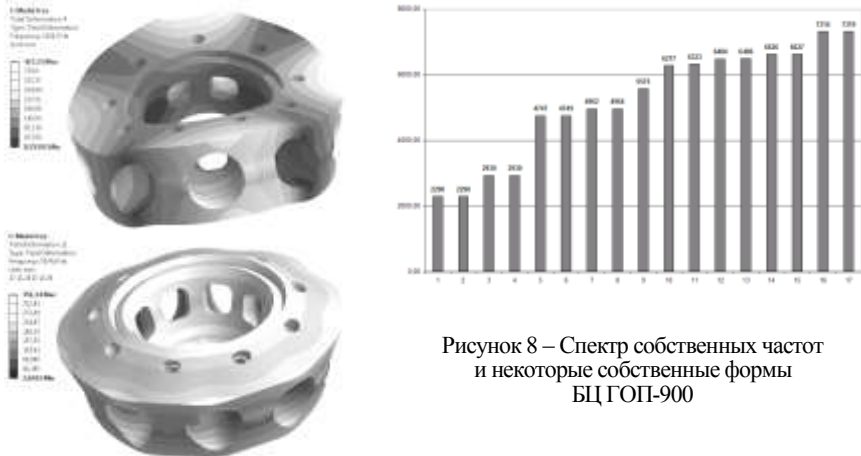


Рисунок 8 – Спектр собственных частот и некоторые собственные формы БЦ ГОП-900

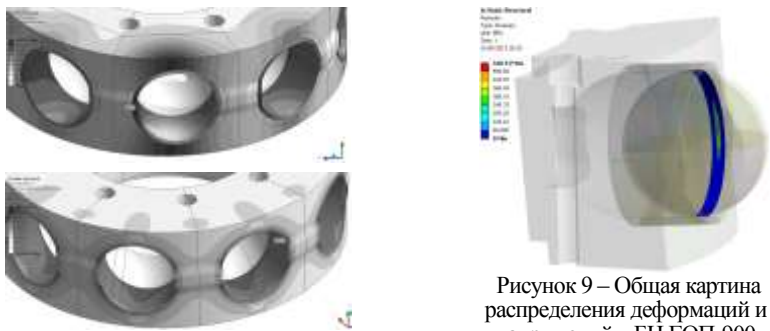


Рисунок 9 – Общая картина распределения деформаций и напряжений в БЦ ГОП-900

Как видно из результатов проведенных исследований, для улучшения прочностных характеристик блока цилиндров исследуемой гидропередачи ГОП-900 целесообразно применение гильз-втулок из сталей с высокими механическими характеристиками.

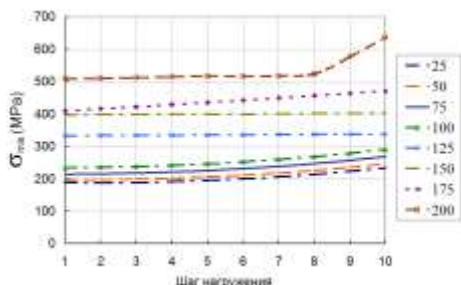
Полученные в работе данные свидетельствуют о том, что более равномерное, без резких концентраций, напряженное состояние блока цилиндров гидропередачи можно получить за счет выбора рациональной формы отдельных элементов (например, втулки). Подобную процедуру частичной оптимизации можно рекомендовать и для других элементов конструкции ГОП-900. Установлено суще-

ственное влияние упругого деформирования на изменение формы и размеров гидравлического зазора «поршень-цилиндр» гидропередачи ГОП-900. В связи с этим рационально изменить форму сопрягаемых деталей «втулка-цилиндр» для обеспечения благоприятных условий термомеханического контакта поршня с цилиндрами и повышения КПД гидропередачи.

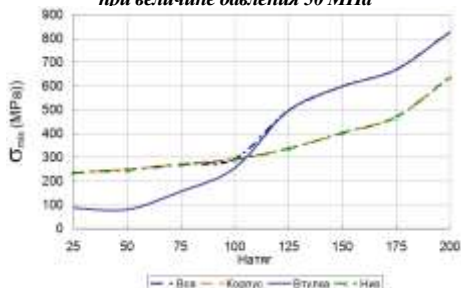
Одним из важных обнаруженных в работе факторов является не только напряженное, но и деформированное состояние блока цилиндров ГОП-900. Установлено, что за счет упругой деформации от действия натяга гильзы-втулки и нагрузок от давления рабочей жидкости форма и размеры сечения цилиндра в зоне контактных напряжений с шаровым поршнем сильно изменяются: в боковом направлении идет сильное «раздутие», а в осевом – возможно «сжатие». За счет этого изменяются величина утечек рабочей жидкости в цилиндре под нагрузкой и условия термомеханического контакта шарового поршня с цилиндром. В связи с этим представляется целесообразным модифицировать форму либо внутренней поверхности цилиндра, либо самой гильзы-втулки так, чтобы улучшить условия работы элементов гидропередачи и повысить ее КПД.

Естественно, что данные рекомендации следует рассматривать в тенденции их влияния. Более полную определенную картину возможно сложить из более тщательного анализа результатов дополнительных исследований, конструкторских и технологических соображений. В то же время они демонстрируют принципиальную возможность и эффективность предлагаемых усовершенствований.

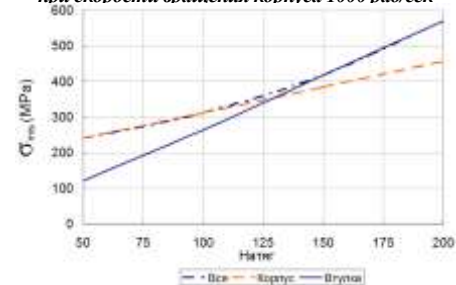
Также было проведено решение задач о динамическом НДС элементов артиллерийских стволов, что дает основание для выводов о высоких уровнях напряжений, о необходимости применения материалов с высокими механическими характеристиками, о применении технологических операций с целью создания благоприятного НДС, а также о необходимости учета динамических процессов в стволе при осуществлении выстрелов.



при величине давления 50 МПа



при скорости вращения корпуса 1000 рад/сек



при величине давления 50 МПа и изменении конструкции гильзы-втулки

Рисунок 10 – Эквивалентные напряжения по Мизесу

В частности, для первичного качественного анализа динамики и НДС разработана тестовая КЭМ с произвольно назначенными размерами (рис. 11). При этом, однако, в отличие от известных расчетных моделей, в построенной (см. рис. 11) учтены следующие новые возможности: задание подвижной нагрузки; приложение

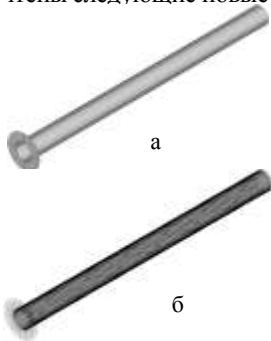


Рисунок 11 – Модель конструкции ствола пушки: а – геометрическая модель; б – конечно-элементная модель

весовой и инерционной нагрузки снаряда; учет расширяющих усилий от обжатия снаряда; перераспределение нагрузок в нарезном стволе по сравнению с гладкоствольным; воздействие усилий трения на внутреннюю поверхность ствола от движущегося в нем снаряда. В частности, на рис.12-15 представлены некоторые результаты компьютерных расчетов.

Как видно из этих результатов, спектр собственных частот колебаний ствола достаточно плотен, причем собственные формы колебаний разнесены по характеру (продольные, изгибные, крутильные, комбинированные и т.д.). В силу этого реакцию ствола на действие подвижных газогидродинамических, весовых, инерционных и других нагрузок нельзя разделить и следует учитывать при их совместном воздействии и с учетом

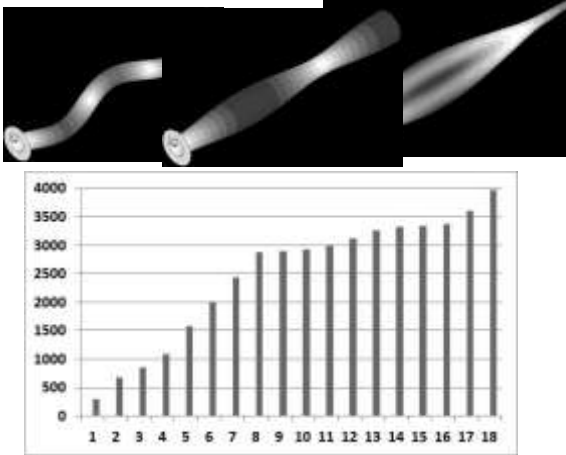


Рисунок 12 – Некоторые собственные формы и спектр собственных частот

возбуждения многих собственных форм колебаний. Таким образом, необходимо применить процедуру интегрирования развивающегося процесса во времени в полной постановке.

Полученные результаты свидетельствуют о применимости предложенных в работе подходов, моделей и программ для решения возникающих задач расчетного обеспечения тактико-технических характеристик современных боевых машин на этапе проектирования.

Предложенный в работе подход и созданный СПМК дают возможность

формирования и наполнения специализированной базы данных для обоснования конструктивных и технологических решений, обеспечивающих прочность и жесткость блока цилиндров гидropередачи, стволов артиллерийских систем и других элементов объектов бронетанковой техники, что в свою очередь дает возможность обеспечить тактико-технические характеристики проектируемых военных гусеничных и колесных машин.

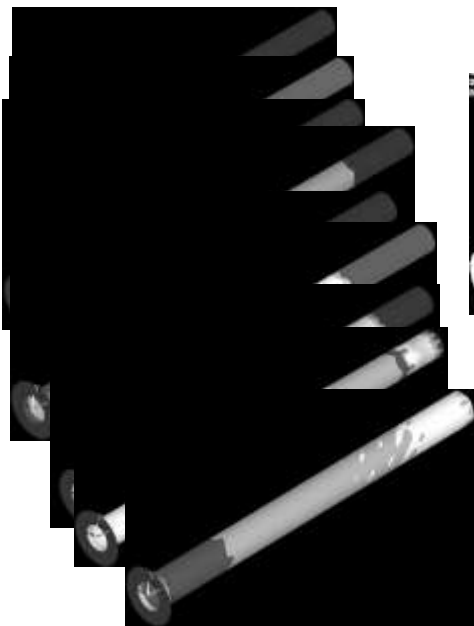


Рисунок 13 – Изменение картины НДС по мере продвижения снаряда по стволу

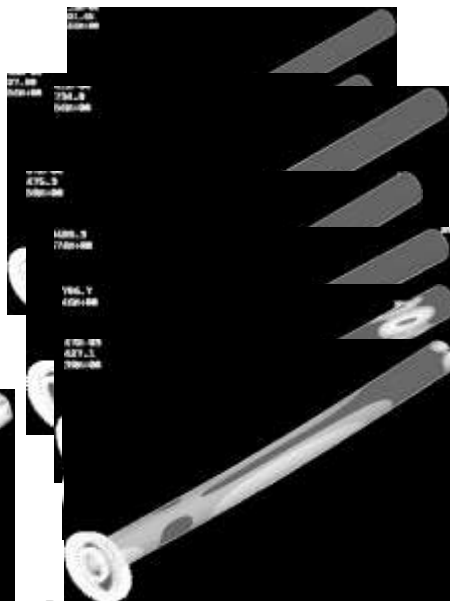


Рисунок 14 – Моделирование действия расширяющих усилий на движение снаряда по нарезам внутри ствола

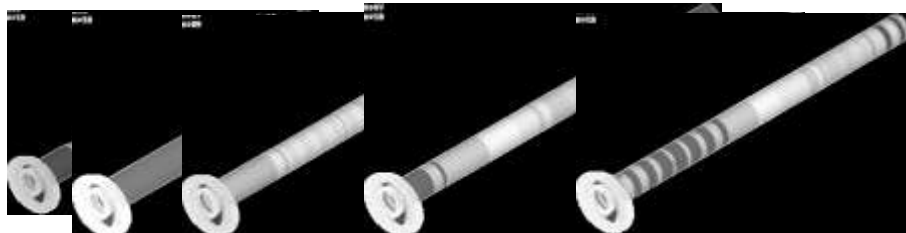


Рисунок 15 – инициация колебательного процесса под действием подвижной нагрузки

Экспериментальные исследования. Ниже описаны методика и результаты экспериментальных исследований НДС элементов гидрообъемных передач в соответствии с подходом, предложенным в работе [13]. При этом обоснован выбор методов голографической интерферометрии и непосредственных измерений для проведения экспериментальных исследований элементов гидропередач. Наряду с несомненными положительными качествами, метод голографической интерферометрии фиксирует общую картину напряженно-деформированного состояния с точностью до знака. Для устранения этой неоднозначности предпочтительно использование дополнительных методов исследований в нескольких характерных точках для получения численного экспериментального значения. В данной работе используется метод непосредственных измерений перемещений точек поверхности исследуемого объекта при помощи индикаторов стрелочного типа. Полученные

измерениями перемещения сравниваются с результатами метода голографической интерферометрии, а также параллельно определяется их знак.

Разработана и изготовлена экспериментальная установка, при помощи которой осуществлен комплекс экспериментальных исследований макета фрагмента ГОП-900. На рис. 16 представлены: а) схема экспериментальной установки для проведения исследований методом голографической интерферометрии в качестве одного из компонентов которой использовалась голографическая установка СИН-1 (1 – лазер; 2 – расщепитель пучка; 3 и 7 – линзовые системы; 4 и 6 – зеркала; 5 – насос для создания давления масла; 8 – фотопластинка; 9 – исследуемый объект; 10 – фиксирующее устройство; 11 – манометр стрелочного типа); б) схема экспериментальной установки для проведения исследований методом непосредственных прямых инструментальных измерений с помощью аналогового показывающего стрелочного микрометра (1 – масштабная модель корпуса гидронасоса; 2 – поршень; 3 – индикатор перемещений стрелочного типа; 4 – точки измерений на корпусе; 5 – зажимное устройство; 6 – подставка; 7 – источник сжатого воздуха; 8 – манометр стрелочного типа).

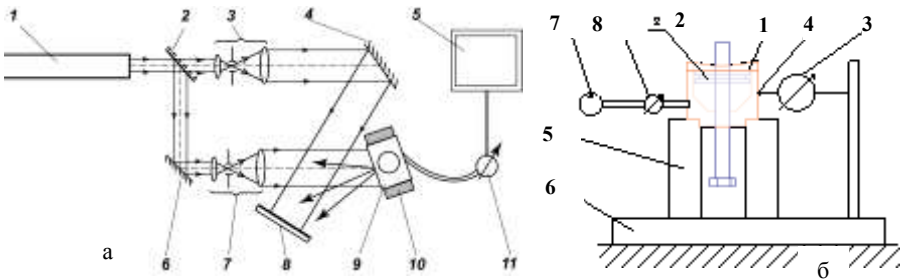


Рисунок 16 – Схемы экспериментальных установок

На рис. 17 представлены исследуемая масштабная модель фрагмента блока цилиндров и рабочие моменты экспериментальных исследований.



Рисунок 17 – Масштабная модель и рабочие моменты экспериментальных исследований

На основе основных соотношений метода спекл-голографической интерферометрии, основных методов записи и расшифровки голограмм и спекл-фотографий и метода непосредственных измерений предложена комбинированная расчетно-экспериментальная методика для макета фрагмента ГОП-900. Процесс получения, расшифровки экспериментальных данных и сравнения их с расчетной картиной распределения нормальных перемещений боковой поверхности фрагмента блока цилиндров для макета фрагмента ГОП-900 представлен на рис. 18. На

рис. 19 приведены картины распределений относительных перемещений точек модели.

В ходе расчетно-экспериментальных исследований модели фрагмента блока цилиндров ГОП-900 выявлено соответствие экспериментально и численно полученного НДС, определены параметры КЭМ для обеспечения точности численного моделирования, а также подтверждена точность и адекватность методов, моделей и результатов численного моделирования.

Таким образом, в ходе расчетно-экспериментальных исследований получено подтверждение достаточной инженерной точности используемой КЭМ; определены ее параметры, обладающие достаточной точностью численного моделирования; установлено, что погрешность вычислений составляет не более 7-10 %; в целом обоснована адекватность, достоверность и точность результатов исследований.

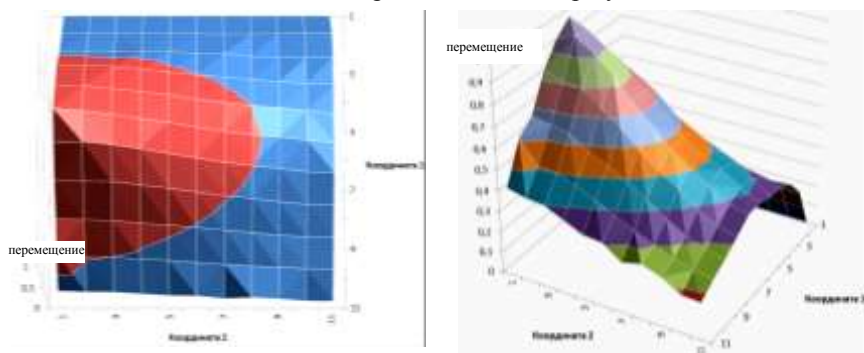


Рисунок 19 – Картина распределений относительных перемещений в модели БЦ ГОП-900

Выводы. В работе поставлена и решена актуальная для бронетанкостроения научно-техническая задача по обеспечению обоснованного выбора конструктивных схем и параметров радиальной ГОП по критерию прочности на этапе проектирования путем компьютерного моделирования НДС с целью обеспечения заданных ТТХ подвижности отечественных тяжелых боевых машин. Кроме того, данная методология распространена на широкий класс элементов боевых машин, подвергающихся действию гидрогазодинамических нагрузок.

Анализ результатов исследований позволяет сделать следующие выводы.

1. Анализ состояния методов расчета параметров гидропередатчиков свидетельствует о недостаточном развитии средств математического и компьютерного моде-

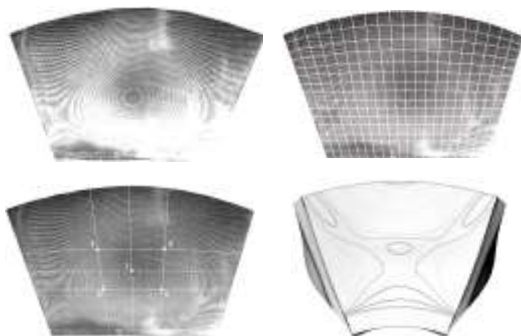


Рисунок 18 – Процесс получения, расшифровки и сравнения экспериментальных данных

лирования их НДС, особенно для высоконагруженных радиальных ГОП, предназначенных для оснащения тяжелых боевых машин. В то же время потребность отечественного бронетанкостроения в развитых средствах обеспечения заданных ТТХ подвижности этих машин при оснащении их ГОП потребовала разработки усовершенствованных подходов у математических и компьютерных моделей для анализа НДС элементов гидропередат на этапе проектирования. Аналогичные проблемы возникают и для других элементов боевых машин, подвергающихся действию гидрогазодинамических нагрузок. Это определило направления и содержание комплекса исследований, описанных в работе.

2. Анализ конструкции и условий нагружения радиальных ГОП привел к созданию расчетной модели НДС ее блока цилиндров, которая принципиально отличается от ранее созданных возможностью учета многокомпонентной нагрузки, причем в многовариантных сочетаниях величин отдельных компонент. Для исследования такого механического объекта был предложен подход, отличающийся от традиционных тем, что дает возможность учитывать нелинейность от действия каждой компоненты нагрузки, тогда как традиционные подходы реализуют линейные модели. В развитие данного подхода адаптировано, с одной стороны, расширенное параметрическое описание элементов ГОП и ее НДС, а с другой — усовершенствована математическая модель НДС путем учета нелинейностей, обусловленных наличием контактного взаимодействия. Таким образом, нелинейные математические модели при решении задач анализа и синтеза параметров ГОП являются более точными и адекватными. Эта модель была обобщена на множество элементов боевых машин, подвергающихся действию гидрогазодинамических нагрузок различного происхождения.

3. В работе предложена специализированная интегрированная компьютерная система автоматизированного исследования НДС элементов гидрообъемных передач для ВКГМ, которая, во-первых, дает возможность на 30-40% сократить сроки и стоимость их проектирования, а во-вторых — обеспечить более точное определение напряжений и деформаций, что в свою очередь издает основу для обоснования конструктивных, технологических и эксплуатационных параметров и ТТХ подвижности тяжелых БМ.

4. В работе проведено обоснование конструктивных схем блока цилиндров, его геометрических, технологических и эксплуатационных параметров и свойств материала, обеспечивающих прочность и жесткость блока цилиндров при действии эксплуатационных нагрузок на тяжелые боевые машины. Определены его рациональные размеры, рекомендуемая величина натяга, механические свойства материала. Выявлено, что за счет упругих деформаций от действия эксплуатационных факторов происходит изменение номинально круглого поперечного сечения цилиндров: в зависимости от сочетания угловой скорости вращения, натяга и давление масла некруглость сечения цилиндров достигает существенной величины и увеличивает конвективную теплоотдачу. При этом, однако, было бы целесообразно изменять первоначальную геометрическую форму гильзы или цилиндра, то есть в сочетании целенаправленным образом первоначально привносимого отклонения от некруглости и отклонения в ходе работы ГОП под нагрузкой можно добиться того, чтобы в несколько раз уменьшить окружающую неравномерность распределения зазора в сопряжении «шаровой поршень – цилиндр».

5. При исследовании стволов танковой пушки в модельной постановке установлен характер динамического процесса и уровень НДС.

6. Адекватность математических, точность численных моделей НДС элементов гидрообъемных передач и достоверность сделанных рекомендаций подтверждена в ходе комплекса экспериментальных исследований модели фрагмента БЦ высокоточным методами голографической интерферометрии и путем фиксации перемещений при помощи метода прямых измерений. Погрешность расчетов не превышает 10-12%.

Описанный в работе комплекс расчетных и экспериментальных исследований дал возможность в целом обосновать выбор проектных решений, конструктивных и технологических параметров, а также эксплуатационных режимов, обеспечивающих эффективную конструкцию спроектированной в ГП «ХКБМ им. А.А. Морозова» ГОП-900. При этом обеспечиваются ТТХ подвижности перспективных отечественных боевых машин.

В дальнейшем разработанные подходы, усовершенствованные математические модели, а также соответствующее программное обеспечение могут быть применены при исследовании динамики и напряженно-деформированного состояния, обосновании конструктивных решений и параметров наиболее нагруженных и ответственных элементов конструкций боевых бронированных машин, элементов трансмиссий перспективных отечественных танков, бронетранспортеров и тягачей, стволов пушек, элементов трубопроводов, амортизаторов и т. п.

Список литературы: 1. Быть ли танку на поле боя? // Техника и вооружение. – 2004. – №10. – С.2-4. 2. Александров Е.Е. Динамический синтез нелинейных моделей машинных агрегатов с ДВС / Е.Е. Александров; В.М. Шатохин; Э.В. Гущенко // Вісник НТУ «ХПІ». Тем. вип. Двигатели внутреннего сгорания. – 2004. – №1. – С. 100-104. 3. Шатохин В.М. Анализ и параметрический синтез нелинейных силовых передач машин: монография / В.М. Шатохин. – Харьков: НТУ «ХПИ», 2008. – 458 с. 4. Чобиток В.В. Основы теории и история развития компоновки танка / В.В. Чобиток // Техника и вооружение. – 2004. – №№4, 5, 7, 9, 10. 5. Аврулин Г.А. Оценка технического уровня объемных гидромашин / Г.А. Аврулин, В.М. Шевцов // Вісник НТУ «ХПІ». Тем. вип. Транспортне машинобудування. – 2011. – №18. – С. 59-64. 6. Саруханов Ю. «Короли» и «капусты» – 2012. Финансовые показатели ключевых разработчиков САПР/PLM за 2012г. / Ю. Саруханов // CAD/CAM/CAE Observer. – #4 (80). – 2013. – С. 24-39. 7. Глінін Г.П. Методи автоматизованого аналізу міцності та жорсткості просторових конструкцій / Г.П. Глінін, Ю.Б. Гусев, В.І. Головченко, Є.А. Орлов // Вісник НТУ „ХПІ”. Тем. вип.: Машинознавство та САПР. – 2006. – № 3. – С.58-69. 8. Ткачук Н.А. Решение задач расчетно-экспериментального исследования элементов сложных механических систем / Н.А. Ткачук, Г.Д. Грищенко, Э.В. Гущенко и др. // Механіка та машинобудування. Науково-технічний журнал. – Харків: НТУ «ХПІ», 2004. – № 2. – С. 85–96. 9. Ткачук Н.А. Конечно-элементные модели элементов сложных механических систем: технология автоматизированной генерации и параметризованного описания / Н.А. Ткачук, Г.Д. Грищенко, А.Д. Четурной и др. // Механіка та машинобудування. – 2006. – №1. – С. 57–79. 10. <http://www.morozov.com.ua/rus/index.php>. 11. Мартыненко А.В. К вопросу о численном моделировании и экспериментальных исследованиях элементов гидрообъемных передач / А.В. Мартыненко // Вісник НТУ «ХПІ». Тем. вип.: Машиноведение и САПР. – 2009. – №12. – С.112-118. 12. Бабаков И.М. Теория колебаний. – М.: Наука, 1968. – 560 с. 13. Ткачук Н.А. Анализ динамических процессов и напряженно-деформированного состояния артиллерийских стволов / Н.А. Ткачук, А.В. Мартыненко, А.Ю. Васильев, А.В. Грабовский // Вісник НТУ «ХПІ». Тем. вип.: Машиноведение и САПР. – 2013. – №23. – С. 146-152.

Надійшло до редакції 16. 04.2014

УДК 621.225:539.3.

Компьютерное моделирование динамики и напряженно-деформированного состояния элементов объектов бронетанковой техники, подвергающихся воздействию гидрогазодинамических нагрузок / А.В. Мартыненко, А.Ю. Танченко, С.Т.Бруль, А.Ю. Васильев, О.В. Веретельник // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Машинознавство та САПР. – Х. : НТУ «ХПІ», 2014. – № 29 (1072). – С. 83-100. – Бібліогр.: 13 назв. ISSN 2079-0075.

У роботі вирішена задача по забезпеченню обґрунтованого вибору конструктивних схем і параметрів елементів бойових машин (БМ), що піддаються дії гидрогазодинамічних навантажень, для забезпечення заданих тактико-технічних характеристик (ТТХ). Для цього були розроблені нові підходи та математичні моделі, обґрун-

товано напрями аналізу і синтезу параметрів цих елементів, запропонована і реалізована структура спеціалізованого програмно-модельного комплексу (СМПК), проведено експериментальні дослідження методами голографічної спекл-інтерферометрії і безпосередніх вимірювань. Був запропонований підхід, що дає можливість враховувати нелінійності від дії кожної компоненти навантаження. У розвиток даного підходу адаптовано, з одного боку, розширений параметричний опис елементів гідрооб'ємних передач (ГОП) та їх напружено-деформованого стану (НДС), а з іншого – удосконалено математичну модель НДС шляхом врахування нелінійностей, обумовлених наявністю контактної взаємодії. Для підтвердження застосовності розроблених в роботі підходів детально були досліджені дві системи БМ: гідрооб'ємна передача ГОП-900, що впливає на таку ТТХ як рухливість, і артилерійський ствол типу КБА3, що впливає на вогневу міць. Була вирішена задача пошуку динамічного НДС ствола гармати КБА3, що дає підставу для необхідності урахування динамічних процесів в стволі при здійсненні пострілів. Створений у роботі СМПК дає можливість формування і наповнення спеціалізованої бази даних для обґрунтування конструктивних і технологічних рішень, що забезпечують міцність і жорсткість як блоку циліндрів ГОП-900, так і танкового ствола, що, в свою чергу, дає можливість забезпечити ТТХ проєктованих перспективних машин.

Ключові слова: елементи бойових броньованих машин, гідрооб'ємна передача, ствол, рухливість, точність, тактико-технічні характеристики, напружено-деформований стан, власні частоти, метод скінчених елементів

Problem of ensuring informed choice of design schemes and elements of combat vehicles (CV) parameters, which are subjected to the fluid dynamics loads action, for specified tactical and technical characteristics (TTC) was solved in this paper. New approaches and mathematical models were developed, the directions of CV elements parameters analysis and synthesis were justified, structure of a specialized software and model complex (SSMC) was proposed and implemented, experimental studies were conducted with the holographic speckle-interferometry and direct measurements methods. Proposed approach gives the opportunity to take into account non-linearity of the each component of the load action. As the development of this approach advanced parametric description for the hydrovolumetric transmissions (GVT) and its stress strain state (SSS), and improved mathematical model which takes into account the non-linearities due to the presence of the contact interactions were adapted. For the developed approach applicability verification have two systems of the CV were investigated in detail: hydrovolumetric transmission GOP-900, affecting the performance characteristics such as mobility, and artillery barrel KBA3 type affecting firepower. Problem of KBA3 gun barrel dynamic stress strain state investigation. As a result the necessity of taking into account the dynamic processes during gun shot was concluded. Created SSMC allows forming and filling of the specialized database for design and technological solutions justification to ensure strength and stiffness for different CV elements. It gives the opportunity to provide promising tactical and technical characteristics of the designed machines.

Keywords: armored vehicles elements, hydrovolumetric transmission, gun barrel, mobility, accuracy, tactical and technical characteristics, stress-strain state, natural frequencies, finite elements method

УДК 621.833.6

В.А. МАТУСЕВИЧ, гл. конструктор-директор ГП “ХАКБ”, Харьков;

Ю.В. ШАРАБАН, зам. гл. конструктора ГП “ХАКБ”, Харьков;

А.В. ШЕХОВ, с.н.с. каф. теор. мех, машиноведения и роботомехан.

систем, НАКУ “ХАИ”, Харьков;

В.Т. АБРАМОВ, к. т. н., доц. каф. теор. мех, машиноведения и роботомехан.

систем, НАКУ “ХАИ”, Харьков

ВЫБОР ОПТИМАЛЬНОГО РАСПРЕДЕЛЕНИЯ ЧИСЛА САТЕЛЛИТОВ ПО СТУПЕНЯМ ПЛАНЕТАРНОГО МЕХАНИЗМА ТИПА $3 \times \overline{AI}$ ПО КРИТЕРИЮ МИНИМУМА МАССЫ

Исследована зависимость значения суммарной массы трехступенчатого планетарного механизма типа $3 \times \overline{AI}$ с заданным общим передаточным отношением от распределения числа спутников по его ступеням. Общее передаточное отношение механизма и его распределение по ступеням выбрано по критерию минимума суммарной массы механизма. Предложены рекомендации по распределению числа спутников

© В.А. Матусевич, Ю.В. Шарабан, А.В. Шехов, В.Т. Абрамов, 2014

по ступеням механизма.

Ключевые слова: суммарная масса, планетарный механизм, число спутников, оптимальное распределение, критерий минимума массы.

Введение. Актуальность задачи. Небольшие габариты и высокие передаточные отношения многоступенчатых планетарных механизмов типа $\overline{AI} \times \dots \times \overline{AI}$ обуславливают их широкое применение в авиационных приводах систем управления. Повышение мощностей, подводимых к исполнительным органам таких систем, с одной стороны, и уменьшение массы и габаритов их приводов, с другой стороны, определяют требование увеличения несущей способности конструкций приводов. Данное требование на стадии проектирования привода может быть обеспечено различными решениями, например, путем оптимального распределения несущих способностей отдельных ступеней передаточных механизмов. При этом учитывают ограничения на допустимые значения массовых и габаритных показателей ступеней передаточных механизмов. Разработка таких методик оптимального проектирования является актуальной задачей проектирования современных авиационных приводов систем управления.

Анализ литературы. Задачам минимизации массы и габаритов рядных и планетарных механизмов посвящено достаточно много работ, в частности [1-3]. Однако в этих работах, как правило, не исследуются возможные варианты решения оптимизационных задач для различных случаев распределения несущих способностей отдельных ступеней проектируемого механизма. Обычно критерии оптимизации учитывают заданную несущую способность проектируемого механизма. Исследование связи оптимальной конструкции многоступенчатого планетарного механизма типа $\overline{AI} \times \dots \times \overline{AI}$ с несущими способностями его ступеней рассмотрено в работах [4-5].

Цель статьи – исследование влияния распределения числа спутников по ступеням трехступенчатого планетарного механизма типа $3 \times \overline{AI}$ на величину его массы, если передаточные отношения его ступеней выбраны по критерию минимума массы.

Постановка задачи. При создании авиационных приводов систем управления в конструкциях передаточных механизмов часто применяют схему трехступенчатого планетарного механизма типа $3 \times \overline{AI}$. При этом передаточное отношение отдельной ступени, как правило, выбирают из диапазона 2,4...8 [6]. Конкретные значения передаточных отношений отдельных ступеней принимают исходя из заданных критериев проектирования вышеназванной схемы. В случае, когда данная схема передаточного механизма будет непосредственно подводить механическую мощность к исполнительному или рабочему органу, обычно задают критерии минимума массы или габаритных размеров.

Несущая способность трехступенчатого планетарного механизма типа $3 \times \overline{AI}$ определяется максимальным значением вращающего момента на выходе этого механизма. Чтобы суммарная масса механизма была наименьшей, следует увеличивать несущие способности отдельных его ступеней. Если последовать этому положению, то придется реализовывать три различные конструкции по конструктивным показателям. Исходя из экономических соображений это нежелательно.

Наименьшая масса механизма будет, если передаточные отношения отдельных его ступеней выбраны из условия $u_1 = u_2 = u_3 = \sqrt[3]{U_\Sigma}$, где U_Σ – общее передаточное отношение механизма [1-3]. Тогда числа зубьев соответствующих зубчатых колес отдельных ступеней тоже будут выбраны одинаково.

Суммарная масса планетарного механизма типа $3 \times \overline{AI}$ с заданным распределением по его ступеням суммарного передаточного отношения U_Σ зависит от чисел сателлитов отдельных его ступеней. Распределение числа сателлитов по ступеням механизма влияет и на его несущую способность. Одинаковое число сателлитов для каждой ступени планетарного механизма приводит к упрощению его конструкции и, следовательно, к экономичности.

Исследуем влияние распределения числа сателлитов по ступеням трехступенчатого планетарного механизма типа $3 \times \overline{AI}$ с заданным общим передаточным отношением $U_\Sigma = 97,336$ на величину его суммарной массы. При этом общее передаточное отношение механизма U_Σ распределено по его ступеням из условия $u_1 = u_2 = u_3 = \sqrt[3]{97,336} = 4,6$ (среднее значение диапазона возможного значения передаточного отношения одной ступени). Суммарную массу планетарного механизма будем определять согласно работе [7].

Материалы исследований. На рис. 1 приведена схема трехступенчатого планетарного механизма типа $3 \times \overline{AI}$ и обозначения его зубчатых колес.

Суммарную массу $M_{3\Sigma}$ трехступенчатого планетарного механизма типа $3 \times \overline{AI}$ определим следующим образом:

$$M_{3\Sigma} = M_1 + k_1 \cdot M_2 + M_3 + M_4 + k_2 \cdot M_5 + M_6 + M_7 + k_3 \cdot M_8 + M_9. \quad (1)$$

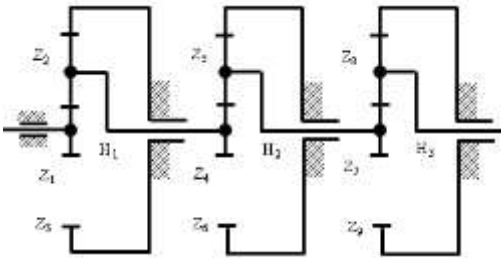


Рисунок 1 – Схема исследуемого механизма

Здесь M_i – масса i -го зубчатого колеса механизма, а k_j – число сателлитов j -ой ступени механизма.

Массу M_i отдельного зубчатого колеса трехступенчатого планетарного механизма типа $3 \times \overline{AI}$ находим по формуле [7]

$$M_i = 0,25\pi\rho_i b_i d_i^2 k_{zi}, \quad (2)$$

где ρ_i , b_i , d_i – плотность материала, ширина венца и диаметр делительной окружности i -го зубчатого колеса, а $k_{zi} = M_{зк}/M_{дц}$ – коэффициент заполнения делительного цилиндра.

Подставим (2) в (1) и вынесем за скобки общий множитель $\frac{\pi\rho_1}{4} b_1 d_1^2$, получим:

$$\begin{aligned}
M_{3\Sigma} = & \frac{\pi\rho_1}{4} b_1 d_1^2 \left(k_{31} + k_1 \frac{\rho_2}{\rho_1} k_{32} \frac{b_2 d_2^2}{b_1 d_1^2} + \frac{\rho_3}{\rho_1} k_{33} \frac{b_3 d_3^2}{b_1 d_1^2} + \right. \\
& + \frac{\rho_4}{\rho_1} \cdot \frac{b_4 d_4^2}{b_1 d_1^2} \left(k_{34} + k_2 \frac{\rho_5}{\rho_4} k_{35} \frac{b_5 d_5^2}{b_4 d_4^2} + \frac{\rho_6}{\rho_4} k_{36} \frac{b_6 d_6^2}{b_4 d_4^2} \right) + \\
& \left. + \frac{\rho_7}{\rho_1} \cdot \frac{b_7 d_7^2}{b_1 d_1^2} \left(k_{37} + k_3 \frac{\rho_8}{\rho_7} k_{38} \frac{b_8 d_8^2}{b_7 d_7^2} + \frac{\rho_9}{\rho_7} k_{39} \frac{b_9 d_9^2}{b_7 d_7^2} \right) \right). \quad (3)
\end{aligned}$$

Отношения делительных диаметров зубчатых колес находим из условий соосности и передаточных отношений отдельных ступеней механизма

$$d_1 + 2d_2 = d_3, \quad d_4 + 2d_5 = d_6, \quad d_7 + 2d_8 = d_9, \quad (4)$$

$$\frac{d_3}{d_1} = u_1 - 1, \quad \frac{d_6}{d_4} = u_2 - 1, \quad \frac{d_9}{d_7} = u_3 - 1, \quad (5)$$

где u_j – передаточное отношение j -ой ступени механизма.

Принимаем для передаточных отношений ступеней механизма условие $u_1 = u_2 = u_3 = \sqrt[3]{U_\Sigma}$, тогда получим

$$\frac{d_2}{d_1} = \frac{d_5}{d_4} = \frac{d_8}{d_7} = \frac{\sqrt[3]{U_\Sigma} - 2}{2} = \frac{u_1 - 2}{2}. \quad (6)$$

Предположим, что ширины зубчатых венцов колес, находящихся в зацеплениях, одинаковы

$$b_1 = b_2 = b_3, \quad b_4 = b_5 = b_6, \quad b_7 = b_8 = b_9. \quad (7)$$

Также будем считать материалы всех зубчатых колес одинаковыми

$$\rho_1 = \rho_2 = \dots = \rho_9 = \rho. \quad (8)$$

С учетом условий (6), (7) и (8) перепишем формулу (3) в виде

$$\begin{aligned}
M_{3\Sigma} = & \frac{\pi}{4} \rho b_1 d_1^2 \cdot \left(k_{31} + \frac{\pi}{4} k_1 \cdot k_{32} \cdot (u_1 - 2)^2 + k_{33} \cdot (u_1 - 1)^2 + \right. \\
& + \frac{b_4 d_4^2}{b_1 d_1^2} \cdot \left(k_{34} + \frac{\pi}{4} k_2 \cdot k_{35} \cdot (u_1 - 2)^2 + k_{36} \cdot (u_1 - 1)^2 \right) + \\
& \left. + \frac{b_7 d_7^2}{b_1 d_1^2} \cdot \left(k_{37} + \frac{\pi}{4} k_3 \cdot k_{38} \cdot (u_1 - 2)^2 + k_{39} \cdot (u_1 - 1)^2 \right) \right). \quad (9)
\end{aligned}$$

В формуле (9) произведения $b_i d_i^2$ определим как условный объем соответствующего зубчатого колеса. Заметим, что в этой формуле использованы диаметры дели-

тельных окружностей зубчатых колес.

Условный объем $b_i d_i^2$ центрального подвижного z_i зубчатого колеса j -ой ступени находим из условия контактной прочности активных рабочих поверхностей зубьев [7]

$$b_i d_i^2 = \frac{2T_{Hi} u_i}{k_j (u_i - 1) [k_0]_j}, \quad (10)$$

где T_{Hi} – вращающий момент, подводимый к i -му центральному подвижному зубчатому колесу z_i , при расчете на контактную прочность, а $[k_0]_j$ – допускаемый силовой фактор в зацеплении с i -м центральным подвижным зубчатым колесом z_i .

С учетом соотношения (10) и условия $[k_0]_j = [k_0]_4 = [k_0]_7$, находим

$$\frac{b_4 d_4^2}{b_1 d_1^2} = \frac{2T_{H4} u_1 k_1 (u_1 - 2) [k_0]_1}{2T_{H1} u_1 k_2 (u_1 - 2) [k_0]_4} = \frac{T_{H4}}{T_{H1}} \frac{k_1}{k_2} = u_1 \frac{k_1}{k_2}, \quad (11)$$

$$\frac{b_7 d_7^2}{b_1 d_1^2} = \frac{2T_7 u_1 k_1 (u_1 - 2) [k_0]_1}{2T_1 u_1 k_3 (u_1 - 2) [k_0]_7} = \frac{T_7}{T_1} \frac{k_1}{k_3} = u_1^2 \frac{k_1}{k_3}. \quad (12)$$

Подставим соотношения (11) и (12) в формулу (9), получим выражение для суммарной массы механизма $M_{3\Sigma H}$ при расчете на контактную прочность

$$\begin{aligned} M_{3\Sigma H} = & 0,25\pi\rho \frac{2T_1 u_1}{k_1 (u_1 - 2) [k_0]_1} \left\{ k_{31} + 0,25k_1 k_{32} (u_1 - 2)^2 + \right. \\ & + k_{33} (u_1 - 1)^2 + u_1 \frac{k_1}{k_2} \left[k_{34} + 0,25k_2 k_{35} (u_1 - 2)^2 + k_{36} (u_1 - 1)^2 \right] + \\ & \left. + u_1^2 \frac{k_1}{k_3} \left[k_{37} + 0,25k_3 k_{38} (u_1 - 2)^2 + k_{39} (u_1 - 1)^2 \right] \right\} \end{aligned} \quad (13)$$

Представим выражение (13) в безразмерной форме

$$\begin{aligned} \overline{M}_{3\Sigma H} = \frac{M_{3\Sigma H}}{C_H} = & \frac{u_1}{k_1 (u_1 - 2)} \left\{ k_{31} + 0,25k_{32} k_1 (u_1 - 2)^2 + k_{33} (u_1 - 1)^2 + \right. \\ & + u_1 \frac{k_1}{k_2} \left[k_{34} + 0,25k_{35} k_2 (u_1 - 2)^2 + k_{36} (u_1 - 1)^2 \right] + \\ & \left. + u_1^2 \frac{k_1}{k_3} \left[k_{37} + 0,25k_{38} k_3 (u_1 - 2)^2 + k_{39} (u_1 - 1)^2 \right] \right\}, \end{aligned} \quad (14)$$

где $C_H = 0,5\pi\rho \cdot (T_1 / [k_0]_1)$ – коэффициент массы при расчете на контактную прочность активных поверхностей зубьев.

Выражение (14) представим в следующем виде:

$$\begin{aligned}
\overline{M3}_{\Sigma H} &= \frac{M3_{\Sigma H}}{C_H} = \frac{u_1}{k_1(u_1 - 2)} \left(k_{31} + 0,25k_{32}k_1(u_1 - 2)^2 + k_{33}(u_1 - 1)^2 \right) + \\
&+ \frac{u_1}{k_1(u_1 - 2)} u_1 \frac{k_1}{k_2} \left(k_{34} + 0,25k_{35}k_2(u_1 - 2)^2 + k_{36}(u_1 - 1)^2 \right) + \\
&+ \frac{u_1}{k_1(u_1 - 2)} u_1^2 \frac{k_1}{k_3} \left(k_{37} + 0,25k_{38}k_3(u_1 - 2)^2 + k_{39}(u_1 - 1)^2 \right) = \\
&= \overline{M}_{H1} + u_1 \overline{M}_{H2} + u_1^2 \overline{M}_{H3} = \overline{M}_{H1} \left(1 + u_1 \frac{\overline{M}_{H2}}{\overline{M}_{H1}} + u_1^2 \frac{\overline{M}_{H3}}{\overline{M}_{H1}} \right),
\end{aligned} \tag{15}$$

где $\overline{M}_{Hj} = \frac{u_1 \left(k_{3(3j-2)} + 0,25k_{3(3j-1)}k_2(u_1 - 2)^2 + k_{3(3j)}(u_1 - 1)^2 \right)}{k_j(u_1 - 2)}$ – безразмерная масса j -ой ступени при расчете на контактную прочность активных поверхностей зубьев.

Заметим, что параметр безразмерной массы \overline{M}_{Hj} планетарной ступени связан с параметром χ_{HA}^b из [7] условием $\chi_{HA}^b [k_0]_a(p-1) = \overline{M}_{Hj}$, здесь $p = z_b/z_a = u_1 - 1 = z_{i+2}/z_i$ и индекс i относится к центральному подвижному зубчатому колесу планетарной ступени.

Условный объем $b_i d_i^2$ центрального подвижного зубчатого колеса z_i j -ой ступени определим из условия прочности зубьев на изгиб так, как это принято в [7,8]

$$b_i d_i^2 = \frac{2T_{Fi} (K_{F\beta} K_{Fv} \Theta_F)_i z_i}{k_j}. \tag{16}$$

Здесь T_{Fi} – вращающий момент, подводимый к i -му центральному подвижному зубчатому колесу z_i ; K_{Fv} – коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку; $K_{F\beta}$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине зубчатого венца; $\Theta_{Fi} = \max(\Theta_{i+1}, \Theta_{i+2})$ ($\Theta_{i+1} = \left(\frac{Y_F K_{F\alpha}}{[\sigma_F]} \right)_{i+1}$, $\Theta_{i+2} = \left(\frac{Y_F K_{F\alpha}}{[\sigma_F]} \right)_{i+2}$; $K_{F\alpha}$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между зубьями; Y_F – коэффициент формы зуба; $[\sigma_F]$ – допускаемое напряжение изгиба на переходной поверхности зуба.

Принимаем условие $(K_{F\beta} K_{Fv} \Theta_F)_1 = (K_{F\beta} K_{Fv} \Theta_F)_4 = (K_{F\beta} K_{Fv} \Theta_F)_7$. Тогда с учетом соотношения (16) получим:

$$\frac{b_4 d_4^2}{b_1 d_1^2} = \frac{2T_{F4} (K_{F\beta} K_{Fv} \Theta_F)_4 z_4 k_1}{2T_{F1} (K_{F\beta} K_{Fv} \Theta_F)_1 z_1 k_2} = \frac{T_{F4}}{T_{F1}} \frac{k_1}{k_2} = u_1 \frac{k_1}{k_2}, \tag{17}$$

$$\frac{b_7 d_7^2}{b_1 d_1^2} = \frac{2T_{F7}(K_{F\beta}K_{Fv}\Theta_F)_7 z_7 k_1}{2T_{F1}(K_{F\beta}K_{Fv}\Theta_F)_1 z_1 k_3} = \frac{T_{F7}}{T_{F1}} \frac{k_1}{k_2} = u_1^2 \frac{k_1}{k_3}. \quad (18)$$

Подставим выражения (17) и (18) в (9), получим выражение для суммарной массы механизма $M_{3\Sigma F}$ при расчете на изгибную прочность

$$\begin{aligned} M_{3\Sigma F} = & 0,25\pi\rho \frac{2T_{F1}(K_{F\beta}K_{Fv}\Theta_F)_1 z_1}{k_1} \left(k_{31} + 0,25k_1 k_{32} (u_1 - 2)^2 + \right. \\ & + k_{33} (u_1 - 1)^2 + u_1 \frac{k_1}{k_2} \left(k_{34} + 0,25k_2 k_{35} (u_1 - 2)^2 + k_{36} (u_1 - 1)^2 \right) + \\ & \left. + u_1^2 \frac{k_1}{k_3} \left(k_{37} + 0,25k_3 k_{38} (u_1 - 2)^2 + k_{39} (u_1 - 1)^2 \right) \right). \end{aligned} \quad (19)$$

Вводим коэффициент массы при расчете на изгибную прочность $C_F = 0,5\pi\rho T_{F1}(K_{F\beta}K_{Fv}\Theta_F)_1$.

Представим суммарную массу механизма $M_{3\Sigma F}$ в безразмерном виде:

$$\begin{aligned} \overline{M}_{3\Sigma F} = \frac{M_{3\Sigma F}}{C_F} = & \frac{z_1}{k_1} \left(k_{31} + 0,25k_1 k_{32} (u_1 - 2)^2 + k_{33} (u_1 - 1)^2 + \right. \\ & + u_1 \frac{k_1}{k_2} \left(k_{34} + 0,25k_2 k_{35} (u_1 - 2)^2 + k_{36} (u_1 - 1)^2 \right) + \\ & \left. + u_1^2 \frac{k_1}{k_3} \left(k_{37} + 0,25k_3 k_{38} (u_1 - 2)^2 + k_{39} (u_1 - 1)^2 \right) \right). \end{aligned} \quad (20)$$

Подобно представлению (15), получим

$$\overline{M}_{3\Sigma F} = \overline{M}_{F1} + u_1 \overline{M}_{F2} + u_1^2 \overline{M}_{F3} = \overline{M}_{F1} \left(1 + u_1 \left(\overline{M}_{F2} / \overline{M}_{F1} \right) + u_1^2 \left(\overline{M}_{F3} / \overline{M}_{F1} \right) \right), \quad (21)$$

где $\overline{M}_{Fj} = \frac{z_{3j-2} \left(k_{3(3j-2)} + 0,25k_{3(3j-1)} k_2 (u_1 - 2)^2 + k_{3(3j)} (u_1 - 1)^2 \right)}{k_j}$ – безразмерная

масса j -ой ступени при расчете на изгибную прочность активных поверхностей зубьев.

Параметр безразмерной массы \overline{M}_{Fj} планетарной ступени связан с параметром χ_{FA}^b из [7] условием $(\chi_{FA}^b (p-1)) / \Theta_{F(3j-2)} = \overline{M}_{Hj}$, здесь $p = z_b / z_a = u_1 - 1 = z_{i+2} / z_i$ и индекс j указывает на номер ступени механизма.

В сравнительных расчетах можно принять $k_{31} = k_{34} = k_{37} = k_{31} = 1$, $k_{32} = k_{35} = k_{38} = k_{31} = 1$ и $k_{33} = k_{36} = k_{39} = k_{33} = 0,3$ [7]. С учетом этого замечания, получим следующее выражение для безразмерной массы трехступенчатого планетарного механизма типа $3 \times \overline{AI}$ при расчете на контактную прочность

$$\begin{aligned} \overline{M3}_{\Sigma H} = \frac{M3_{\Sigma H}}{C_H} = \frac{u_1}{k_1(u_1 - 2)} & \left(1 + 0,25k_1(u_1 - 2)^2 + 0,3(u_1 - 1)^2 \right) \\ & + u_1 \frac{k_1}{k_2} \left(1 + 0,25k_2(u_1 - 2)^2 + 0,3(u_1 - 1)^2 \right) + \\ & + u_1^2 \frac{k_1}{k_3} \left(1 + 0,25k_3(u_1 - 2)^2 + 0,3(u_1 - 1)^2 \right) \end{aligned} \quad (22)$$

Аналогично получим выражение для безразмерной массы трехступенчатого планетарного механизма типа $3 \times \overline{AI}$ при расчете на изгибную прочность

$$\begin{aligned} \overline{M3}_{\Sigma F} = \frac{M3_{\Sigma F}}{C_F} = \frac{z_1}{k_1} & \left(1 + 0,25k_1(u_1 - 2)^2 + 0,3(u_1 - 1)^2 \right) \\ & + u_1 \frac{k_1}{k_2} \left(1 + 0,25k_2(u_1 - 2)^2 + 0,3(u_1 - 1)^2 \right) + \\ & + u_1^2 \frac{k_1}{k_3} \left(1 + 0,25k_3(u_1 - 2)^2 + 0,3(u_1 - 1)^2 \right) \end{aligned} \quad (23)$$

В табл. 1 приведены результаты сравнительных расчетов, выполненных по формулам (22) и (23) для различных вариантов распределения числа спутников k_i по ступеням трехступенчатого планетарного механизма типа $3 \times \overline{AI}$. При этом возможное значение числа спутников одной ступени было в диапазоне 2...4.

Таблица 1 – Значения безразмерных масс $\overline{M3}_{\Sigma H}$ и $\overline{M3}_{\Sigma F}$ трехступенчатого планетарного механизма типа $3 \times \overline{AI}$ для различных вариантов распределения числа спутников по его ступеням

Параметры	Номер варианта							
	1	2	3	4	5	6	7	8
u_1	4,6	4,6	4,6	4,6	4,66667	4,66667	4,58824	4,58824
U_{Σ}	97,336	97,336	97,336	97,336	101,63	101,63	96,591	96,591
k_1	4	2	2	2	4	2	3	2
k_2	4	4	2	2	4	2	3	2
k_3	4	4	4	2	4	2	3	2
k_{Σ}	12	10	8	6	12	6	9	6
$\overline{M3}_{\Sigma H}$	137,87	140,03	149,97	195,72	145,82	206,25	155,64	193,91
$\overline{M3}_{\Sigma F}$	1558,5	1582,94	1695,37	2212,52	1499,84	2121,46	1492,53	1859,56
z_1	20	20	20	20	18	18	17	17
z_2	26	26	26	26	24	24	22	22
z_3	72	72	72	72	66	66	61	61
z_{Σ}	588	536	484	432	540	396	432	366

В табл. 1 суммарное число спутников обозначено параметром

$k_{\Sigma} = k_1 + k_2 + k_3$, а суммарное число зубьев всех зубчатых колес механизма обозначено параметром $z_{\Sigma} = z_1 + k_1 z_2 + z_3 + z_4 + k_1 z_5 + z_6 + z_7 + k_1 z_8 + z_9$. Каждому варианту распределения числа сателлитов (столбец таблицы) соответствует свой вариант набора чисел зубьев колес, который реализует требуемое передаточное отношение одной ступени, равное 4,6, с заданной точностью. Было выбрано три варианта набора зубчатых колес. Первый вариант, реализующий передаточное отношение одной ступени $u_i = 4,6$, имеет два допустимых значения числа сателлитов – 2 и 4. Второй вариант, реализующий передаточное отношение одной ступени $u_i = 4,66667$, имеет три допустимых значения числа сателлитов – 2, 3 и 4. Третий вариант, реализующий передаточное отношение одной ступени $u_i = 4,8824$, имеет два допустимых значения числа сателлитов – 2 и 3. В зависимости от того, какое число сателлитов одной ступени выбрано, имеем различные суммарные числа сателлитов k_{Σ} . Каждое суммарное число сателлитов k_{Σ} реализуется ограниченным числом комбинаций их распределения по ступеням. Например, второй вариант набора чисел зубьев колес предусматривает следующие значения параметра k_{Σ} : 6; 7; 8; 9; 10; 11; 12. При этом каждое приведенное значение параметра k_{Σ} реализуется соответствующим числом комбинаций распределения числа сателлитов по ступеням механизма. Так, если $k_{\Sigma} = 7$ имеем 3 комбинации, а именно (2,2,3), (2,3,2) и (2,2,3). Заметим, что в табл. 1 приведены результаты расчетов, которые соответствуют наибольшему и наименьшему возможному значению параметра k_{Σ} применительно соответствующему варианту набора чисел зубьев колес.

Анализ результатов, приведенных в таблице 1, показывает следующее. Для случая реализации передаточного отношения $u_i = 4,6$ безразмерная масса механизма $\bar{M}_{\Sigma H}$ будет наименьшей, когда $k_1 = k_2 = k_3 = 4$. Соответственно наибольшее значение безразмерной массы $\bar{M}_{\Sigma H}$ будет при условии $k_1 = k_2 = k_3 = 2$. Отличие наибольшего значения параметра $\bar{M}_{\Sigma H}$ (четвертый столбец) от его наименьшего значения (первый столбец) составит около 42%. Аналогичное наблюдаем и для второго варианта реализации передаточного отношения одной ступени. Для третьего варианта реализации передаточного отношения одной ступени, получим подобное свойство, но отличие наибольшего значения параметра $\bar{M}_{\Sigma H}$ от его наименьшего значения составило около 25%.

Из табл. 1 видно, что значение безразмерной массы $\bar{M}_{\Sigma H}$ зависит только от закона распределения числа сателлитов по ступеням механизма и от суммарного числа сателлитов. Чем больше значение параметра k_{Σ} , тем меньшее значение имеет параметр безразмерной массы $\bar{M}_{\Sigma H}$.

При одинаковом для всех ступеней механизма допуске силовом факторе в зацеплении $[k_0]_i$, чем больше будет число сателлитов для ступени, тем меньше будут параметр $b_i d_i^2$ и, следовательно, масса зубчатых колес ступени.

Аналогичная зависимость справедлива и для значения безразмерной массы $\bar{M}_{\Sigma F}$. Но здесь, как видно из таблицы 1, ее значение еще определяется числом зубьев центрального подвижного колеса ступени z_i . Чем меньше число зубьев этого колеса, тем меньше значение параметра $\bar{M}_{\Sigma F}$. Наименьшее значение параметра $\bar{M}_{\Sigma F}$ соответствует варианту 7 (седьмой столбец) при условии $k_1 = k_2 = k_3 = 3$. Это значение равно 1492,53. Случай $k_1 = k_2 = k_3 = 4$ не реализуется для заданно-

го передаточного отношения одной ступени $u_1 = 4,58824$. Для варианта 5 (пятый столбец) при условии $k_1 = k_2 = k_3 = 4$ получим значение безразмерной массы, равное 1499,84. Различие наибольшего значения параметра $\overline{M}_{3\text{Ф}}$ (четвертый столбец) и наименьшего значения (седьмой столбец) составило около 48%.

Выводы. 1. На основе выполненных исследований выявлена зависимость значения массы трехступенчатого планетарного механизма типа $3 \times \overline{AI}$, ступени которого имеют равные передаточные отношения и одинаковые наборы чисел зубьев колес, от распределения числа спутников по его ступеням.

2. Для уменьшения суммарной массы механизма рекомендуется принимать следующие условия: $k_1 \leq k_2 \leq k_3$ и $z_i \rightarrow z_{i\min}$. При этом число спутников каждой ступени должно быть равно наибольшему значению из числа возможных значений.

3. Если для выбранного передаточного отношения одной ступени механизма реализовать рекомендации из п.2 трудно, то число спутников третьей ступени надо выбрать наибольшим из возможных значений.

4. При увеличении числа спутников ступени механизма для уменьшения его массы следует учитывать негативное влияние этого увеличения на значение коэффициента неравномерности распределения нагрузки между спутниками.

Список литературы: 1. *Ткаченко В.А.* Проектирование планетарных механизмов, оптимальных по динамическим характеристикам: Учеб. пособие по курсов. и дипл. проектированию / *В.А. Ткаченко, В.Т. Абрамов, М.Д. Коровкин.* - Харьков: Харьк. авиац. ин-т, 1983. - 110 с. 2. *Ткаченко В.А.* Планетарные механизмы (оптимальное проектирование) / *В.А. Ткаченко* – Харьков: Нац. аэрокосм. ун-т «Харьк. авиац. ин-т», 2003. – 446с. 3. *Абрамов В.Т.* Минимизация массы многоступенчатого планетарного механизма // *Авиационно-космическая техника и технология.* Вып.33. С.202-207. 4. *Матусевич В.А.* Несущая способность оптимальной по массе конструкции многоступенчатого планетарного механизма типа $n \times \overline{AI}$ при контактной прочности / *Матусевич В.А., Шарабан Ю.В., Шехов А.В., Абрамов В.Т.* // *Вісник НТУ “ХПІ”.* – 2012. – Вип. 35. С.93-102. 5. *Шехов А.В.* Несущая способность оптимальной по массе конструкции многоступенчатого планетарного механизма типа $n \times \overline{AI}$ при изгибной прочности / *Шехов А.В., Павленко В.Н.* // *Вісник НТУ “ХПІ”.* – 2013. – Вип. 41. – С.168-176. 6. *Матусевич В.А.* Оптимальное число ступеней многоступенчатого планетарного механизма типа $n \times \overline{AI}$ / *Матусевич В.А., Шарабан Ю.В., Шехов А.В., Абрамов В.Т.* // *Вісник НТУ “ХПІ”.* – 2013. – Вип. 40. С.70–75. 7. Планетарные передачи. Справочник. Под ред. докторов техн. наук *В.Н. Кудрявцева и Ю.Н. Кудряшева.* – Л.: Машиностроение (Ленингр. отд-ние), 1977. – 536 с. 8. *Кудрявцев В.Н.* Курсовое проектирование деталей машин / *В.Н. Кудрявцев, Ю.А. Державец, И.И. Арефьев и др.*; Под общ. ред. В.Н. Кудряшева. – Л.: Машиностроение, Ленингр. отд-ние, 1984. – 400с.

Поступила в редколлегию 23.04.2014

УДК 621.833.6

Выбор оптимального распределения числа спутников по ступеням планетарного механизма типа $3 \times \overline{AI}$ по критерию минимума массы / *В.А. Матусевич, Ю.В. Шарабан, А.В. Шехов, В.Т. Абрамов* // *Вісник НТУ “ХПІ”.* Серія: Машинознавство та САПР. – Х.: НТУ “ХПІ”. - 2014. – № 29 (1072). – С.100-110. – Бібліогр.: 8 назв.

Досліджена залежність значення сумарної маси триступінчатого планетарного механізму типу $3 \times \overline{AI}$ із заданим загальним передавальним відношенням від розподілу числа сателітів по його рівнях. Загальне передавальне відношення механізму і його розподіл по ступеням вибрано по критерію мінімуму сумарної маси механізму. Запропоновані рекомендації по розподілу числа сателітів по ступенях механізму.

Ключові слова: сумарна маса, планетарний механізм, число сателітів, оптимальний розподіл, критерій мінімуму маси

Dependence of value of total mass of three-stage planetary mechanism of type $3 \times \overline{AI}$ is investigational with

the set general transmission relation from distributing of number of satellites on his stages. The general transmission relation of mechanism and his distributing on the stages is chosen on the criterion of a minimum of total mass of mechanism. Recommendation on distributing of number of satellites on the stages of mechanism is offered.

Keywords: total mass, planetary mechanism, number of satellites, optimum distributing, criterion of a minimum of mass

УДК 539.3

С.А. НАЗАРЕНКО, к.т.н., с.н.с., с.н.с. каф. СМ НТУ „ХПИ“;

Н.А. ТКАЧУК, д.т.н., проф., зав. каф. ТММ и САПР НТУ „ХПИ“;

В.Л. ХАВИН, к.т.н., проф., зав. каф. СМ НТУ „ХПИ“

ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ ПРОФЕССОРА Я.В. СТОЛЯРОВА

Статья посвящена описанию научной и педагогической деятельности выдающегося ученого в области механики и машиноведения, видного деятеля высшего технического образования Я.В. Столярова

Ключевые слова: механика, машиностроение, динамика, прочность, ползучесть, высшее техническое образование

21 октября 2013 года исполнилось 135 лет со дня рождения Якова Васильевича Столярова. В статье сделана первая попытка осмыслить его сложный жизненный путь и разностороннее творческое наследие.

Яков Васильевич Столяров (1878 – 1945 гг.) родился в семье дворянина в городе Осташкове. Его учеба в Харьковском технологическом институте (ХТИ) совпала с периодом основательной реорганизации преподавания. Из общего руслу механики выделился ряд развившихся дисциплин: аналитическая, прикладная и строительная механика; общая теория машин, сопротивление материалов, гидравлика и теория турбин; паровые машины; термодинамика; регуляторы и др. Среди учителей Я.В. Столярова были директор ХТИ, создатель отечественной школы механики и машиностроения В.Л. Кирпичев, профессора В. И. Альбицкий, А.В. Гречанинов, Г.А. Латышев, А.И. Предтеченский, И.И. Бобарыков, в дальнейшем заслуженный деятель науки и техники СССР, и др. [1, 2].

Яркое впечатление на Я.В. Столярова оказали лекции по сопротивлению материалов и прикладной механике второго директора ХТИ и председателя Южно-Русского общества технологов Д.С. Зернова [3]. Столяров прослушал лекции по математике профессоров Д.А. Граве, в дальнейшем почетного члена АН СССР, первого математика, ставшего академиком АН Украины, и А.П. Пшеборского, в дальнейшем ректора Харьковского университета, члена Академии технических наук в Варшаве, Общества математиков и механиков в Берлине, аналитической механике – В.А. Стеклова, в дальнейшем вице-президента АН СССР.

От инженера-технолога в тот период требовали универсальности знаний не только в области разнообразного заводского оборудования. В ХТИ инженерам преподавали основы архитектурного проектирования. Они получали право проектировать и строить многообразные сооружения. Преподаватели ХТИ: академик архитектуры А.Н. Бекетов, харьковский городской архитектор С.И. Загоскин, губернский земской архитектор М.И. Ловцов, Харьковский епархиальный архитектор

© С.А. Назаренко, Н.А. Ткачук, В.Л. Хавин, 2014

тор В.Х. Немкин; попечитель Харьковского учебного округа Ю.С. Цауне и др., создали могучую инженерно-строительную школу, которая по праву считалась кузницей кадров и центром строительной науки в Украине [2].

В одно время с Я.В. Столяровым учились Л.Б. Красин, в дальнейшем директор-распорядитель администрации по делам Русского акционерного общества «Сименс-Шуккерт», нарком путей сообщения, первый нарком внешней торговли СССР; Л.М. Мациевич, автор 14 проектов подводных лодок, одного из первых гидропланов и первого в мире авианосца; А.М. Гинзбург, автор проектов более ста двадцати зданий; М.А. Воропаев, заведующий механической лабораторией и кафедрой сопротивления материалов Киевского политехнического института (КПИ); Ю.Ж. Коллард, главный инженер-строитель Мурманской железной дороги, министр правительств Украинской народной республики; А.М. Коваленко, декан инженерного факультета и проректор Украинской Государской Академии в Чехии и др. [2, 3].

В 1902 г. после окончания механического отделения ХТИ Я.В. Столяров получил место старшего лаборанта при инженерной станции Варшавского политехнического института. В августе 1904 г. Я.В. Столяров назначается преподавателем ХТИ и приступает к чтению лекций и проведению практических занятий по курсам сопротивления материалов, прикладной механике, теории построения машин и черчения [4]. С 1904 года Я.В. Столяров заведовал механической лабораторией, которой ранее руководили директора ХТИ В.Л. Кирпичев и Д.С. Зернов. По своему оснащению механическая лаборатория считалась в институте лучшей. Исследования были направлены на изучение прочности строений и машин. Особое внимание уделялось проблемам строительной механики; проводилось исследование основных характеристик прочности строительных материалов. Летом 1904 г. состоялась закладка здания инженерно-механического корпуса для ряда лабораторий: по испытанию материалов, гидравлической лаборатории по изучению машин [1].

Результаты научно-исследовательской работы Я.В. Столяров публиковал в различных изданиях (чаще всего в ежемесячном техническом журнале «Известия Южно-Русского общества технологов» и «Известия Харьковского Технологического Института Императора Александра III») и использовал в своей педагогической деятельности. В Харькове в 1903 г. выходит его работа «Метод приближенных формул при расчете индикаторных диаграмм» [4]. В 1905 г. Я.В. Столяров проводил опытное исследование по влиянию высоты образца на его сопротивление сжатию совместно со своим товарищем по учебе и преподавателем ХТИ П. В. Тихановым, в дальнейшем директором Харьковского технического железнодорожного училища. В техническом журнале «Известия Южно-Русского общества технологов» в 1906 г. выходят работы «К вопросу о сжатии коротких образцов» (с. 65-70) и «О продольном сжатии горизонтального стержня: этюд» (с. 148-159). Я.В. Столяров в 1906 г. написал книгу: «Учение о прочности», опубликованную в Харькове и много раз переиздававшуюся с дополнениями.

В 1905 г. Я.В. Столяров был командирован за границу с целью изучения постановки производства механических испытаний при политехнических школах и в специальных испытательных станциях Германии, Швейцарии, Бельгии. Кроме того, им были осмотрены заводы, которые занимались производством оборудования для механических лабораторий. Я.В. Столяров посетил с научной целью Всемирную выставку в Льеже. В «Отчете о летней командировке в 1905 году в Западную Европу» [5, с. 1-65] Я.В. Столяров дал анализ состояния механических лабораторий и их роли в учебном процессе высших технических учебных заведений За-

падной Европы. Этот опыт способствовал совершенствованию организации работы лабораторий высших технических учебных заведений Российской империи.

В 1907 г. Я.В. Столяров изучал применение железобетона в строительной технике во Франции, Швейцарии, Австрии. Ознакомление с теорией и практикой использования железобетонных конструкций (ЖБК) за рубежом позволило ему лекцией 22 ноября 1907 г. открыть в институте чтение нового курса «Железобетон». В 1908 г. в «Записках Харьковского отделения русского технического общества» (№ 2, с. 7-29) выходит работа Столярова, посвященная теории и методам исследования железобетона.

В 1909 г. Столяров подготовил и издал в типографии-литографии С. Иванченко сборник примерных упражнений для ведения практических занятий по «Сопротивлению материалов», обязательных для студентов химического отделения ХТИ. Я.В. Столяров написал книгу «Краткие сведения по графической статике» для студентов химического отделения ХТИ, изданную в Харькове в 1910 г. Для студентов механического отделения ХТИ с 1906 г. лекции читал профессор и заведующий механической лабораторией ХТИ В.М. Серебровский, ранее работавший под руководством Кирпичева старшим лаборантом в Киевском Политехническом институте (КПИ) и с 1903 г. сменивший его на кафедре сопротивления материалов и на посту заведующего механической лабораторией [2, 4].

Среди студентов Я.В. Столярова того периода отметим будущих ректора Одесского политехнического института, заслуженного деятеля науки и техники, основателя Одесской научной школы машиноведения В.А. Добровольского и одного из первых экспертов Национального консультативного комитета по воздухоплаванию США; лектора Санкт-Петербургского Политехнического и Массачусетского технологического институтов, Колумбийского и Чикагского университетов Г.А. Ботезата [3].

За заслуги перед отечеством и общественно-полезную деятельность Я.В. Столяров был награжден в 1909 г. орденом Святого Станислава 3-й степени (Девиз - «Награждаю, поощряю»).

В 1910 г. адъюнкт-профессор Я.В. Столяров становится помощником директора ХТИ (в 31 год – второй человек в институте). 15 сентября 1910 г. на торжественном акте по случаю 25-летия Харьковского Технологического Института Имп. Александра III он произносит речь, которая затем была опубликована под названием «Несколько слов о красоте в технике». Свою речь Столяров начал с порицания украшательства, которое расценил как стремление замаскировать технику под искусство. Как и Ф. Рело в Германии, В.Л. Кирпичев на Украине, П.К. Энгельмейер в России, он считал, что технике присуща своя рациональная красота, выражающая конструкцию и технологию. В отличие от профессора П.С. Страхова Столяров красоту в технике отождествлял с функциональностью.

Я.В. Столяров сформировал квалифицированную и качественную систему преподавания прикладной механики, сыграл значительную роль в развитии современной структурной классификации механизмов [6]. Процесс подготовки оригинальных курсов осуществлялся на основании созданной им научной продукции, соответствующей уровню мировых разработок в области науки про машины. В 1911 г. Я. Столяров подготовил на основе лекций, прочитанных в ХТИ, и издал в типографии-литографии «М. Зильберберг и С-вья» (Харьков) «Общий курс прикладной механики» в 2-х частях. В первой части «Теория механизмов и машин» на 379 страницах рассматриваются проблемы: прикладной механики; машиностроения;

кинематического анализа; кинематики плоского механизма; силы; мощности; трения; жесткости; инерции. Во второй части «Систематическое изучение механизмов» на 478 страницах рассматриваются темы: классификация машин; простейшие механизмы; трехзвенная цепь; четырехзвенная цепь; сложные цепи.

Я.В. Столяров в 1912 году был избран профессором по курсу прикладной механики и теории построения машин. В этот год им была издана книга «Прикладная механика». В разделе «Кинематический анализ и синтез машины» (378 с.) им были проанализированы следующие проблемы: кинематические цепи; образование пар; теорема AIRY; сопряжение кривых; построение SA-VARY; скольжение; трение; антифрикционная пята; сила веса; молекулярные силы; вечный двигатель «perpetuum mobile».

В 1913 г. Я.В. Столяров был командирован на 2-й Всероссийский съезд деятелей по горному делу, металлургии и машиностроению в Петербурге (председатель – В.Л. Кирпичев); на Международную строительную выставку в Лейпциге [2]. В 1913 г. Я.В. Столяров был одним из составителей «Систематического каталога фундаментальной библиотеки ХТИ», которая была самой большой в Украине по числу томов и названий технического направления. За заслуги перед отечеством и общественно-полезную деятельность Я.В. Столяров был награжден в 1914 г. орденом Святой Анны 3-й степени (девиз – «Любящим правду, благочестие и верность»).

В 1915 г. в Харькове в типографии-литографии С. Иванченко на базе лекций Я.В. Столярова была опубликована вторая часть курса «Сопротивления материалов», посвященная проблемам прочности железобетона. Кроме методов расчета и испытаний на прочность составляющих железобетонных конструкций, он описывает технологию получения, химический состав и физические свойства разнообразных видов цемента; анализирует способы изготовления и многообразные механизмы для смешивания бетона, модификации его состава. Я.В. Столяров подает описание устройств контроля качества бетона. Он затем разбирает различные разновидности компонентов железобетонных конструкций, дает рекомендации по рациональному размещению арматуры. Я.В. Столяров приводит методики расчета на прочность стержней, перекрытий и резервуаров из железобетона. В конце он описывает методики и надлежащие устройства для испытания ЖБК на морозо- и жаростойкость, влагонепроницаемость. Эта книга стала первой в Российской империи, включающей подробную информацию о технологии изготовления, схемах расчета и испытаний на прочность изделий из железобетона [7].

В Киеве в 1915 г. выходит номере 4 журнала «Физическое обозрение» статья Столярова, посвященная памяти заведующего физическим кабинетом и метеорологической станцией ХТИ (1909–1913 гг.) П. В. Шепелева, который «в 37 лет сгорел, как свеча, разливая вокруг себя свет и тепло».

В техническом журнале «Известия Южно-Русского общества технологов» выходят работы Столярова в 1916 г. «Об уменьшении собственного веса железобетонной плиты» и в 1917 г. «Опыт рациональной классификации механизмов».

Я.В. Столяров умело сочетал научно-педагогическую деятельность с общественной. Его избирали членом совета, председателем постоянной комиссии по техническому образованию Харьковского отделения императорского Русского технического общества. Во время первой мировой войны он был председателем комитета военно-технической помощи Харьковского отделения императорского Русского технического общества.

В 1917 г. Я.В. Столяров становится заслуженным профессором [4]. В 1918 г.

Столяров подготовил на основе лекций, прочитанных на курсах сельского огне-стойкого строительства в 1916-17 г., и издал «Сопrotивление материалов» в типо-графии-литографии «М. Зильберберг и С-вья». Бывший статский советник Я.В. Столяров в годы гражданской войны был политическим советником генерала П. Врангеля и в 1921 г. попал в «украинский» список антисоветской интеллигенции, как неблагонадежный элемент [8].

В 1921 г. в ХТИ была образована комиссия общих предметов под руковод-ством Я.В. Столярова. Она объединила штатных преподавателей, проводивших занятия по теоретической механике, теории механизмов и сопротивлению матери-алов [1]. В 1922 г. выходит учебник Я.В. Столярова «Техническая механика» с пре-дисловием автора от 3 октября. В книге объемом 188 страниц (138 рисунков) рас-сматриваются следующие темы: сопротивление материалов; материаловедение; упругое растяжение; расчет на разрыв; сжатие; сдвиг; срез; сложные сопротивлен-ия; тонкостенные сосуды.

Я.В. Столяров много и плодотворно занимался проблемами развития высшего технического образования. В Харькове в издательстве «Путь просвещения» в 1923 г. выходит под авторством Я.В. Столярова учебник «Принципы составления учеб-ных руководств». В книге рассматриваются типы учебных заведений, методология создания учебников; даны практические указания по составлению учебников. В «Бюлетені Харківського Наукового Товариства» в 1927 г. Столяров публикует про-граммную статью «Задачі вищої технічної школи та організація практики й стажу». Переход на украинский язык был вызван украинизацией образования, проводимой Наркомосом (НКО) УССР.

В 1923 г. в ХТИ функционировало 4 факультета и 4 кафедры по общим пред-метам, одна из которых - по технической механике под руководством Я.В. Столя-рова. В 1924 г. выходит книга Я.В. Столярова «Общая теория механизмов и ма-шин». В 1 части «Общая теория, пассивные сопротивления и простейшие механиз-мы» объемом 249 страниц (168 рисунков с библиографией 6 названий) рассмат-риваются следующие темы: прикладная механика; кинематика; кинематический ана-лиз; кинематические цепи; приемы кинематического изучения; динамика.

В ХТИ в соответствии с постановлением НКО № 793 от 3.05.1920 года созда-ется инженерно-строительный факультет [1]. В 1925 г. Я.В. Столяров становится деканом инженерно-строительного факультета, а в 1926 г. – заведующим секцией строительной техники при научно-исследовательской кафедре инженерно-строительных наук при ХТИ [4]. В Харьковской индустриально-технической груп-пе Укрглавпрофобром было образовано 12 научно-исследовательских кафедр по различным направлениям, из которых 9 – на основе ХТИ. Кафедры имели большое значение в организации науки в Украине и стали основой формирования научно-исследовательских институтов. В соответствии с положением про научно-исследовательские кафедры, главным их заданием было: «розробка під керів-ництвом найбільш видатних учених наукових проблем, а також підготовка до нау-кової і педагогічної діяльності осіб, що мають потяг до наукової діяльності і необ-хідні для цього знання і здібності».

В 1925 г. Высший Совет народного хозяйства Украины (ВСНХ), который воз-главлял В. Х. Ауеский, учившийся в ХТИ со Столяровым, объявил конкурс на разра-ботку проекта здания «нового типа, соответствующего новым задачам социалистиче-ского строительства». Проект разрабатывался в рабочих чертежах студентами и вы-пускниками ХТИ. Госпром, символ Харькова, был построен в рекордно короткие

сроки. В пору сооружения это был самый большой в СССР (по другим данным, – в Европе) «небоскреб» из монолитного железобетона. Использованию железобетона содействовали солидные достижения в формировании теории расчета конструкций из этого нового строительного материала научной школы профессора Столярова.

В Одессе в Государственном издательстве Украины в 1926 г. выходит 2-е исправленное и дополненное издание его «Теории механизмов», допущенное государственным научно-методическим комитетом при НКО УССР в качестве учебника для индустриально-технических вузов. В книге, изданной объемом 418 страниц и тиражом 5000 экземпляров, рассматриваются проблемы: прикладной механики; кинематического анализа; синтеза машин; статики; динамики; пассивных сопротивлений; трехзвенных цепей; шарнирных механизмов.

Столяров активно сотрудничал с первым общетехническим украинским журналом «Науково-технічний вісник», который являлся органом Технической Секции Харьковского Научного Товарищества при Украинской Академии Наук, Управления научными организациями НКО и Научно-Технического Отдела ВСНХ. Здесь выходят его статьи: в 1926 г. – «Міцність матеріалів»; в 1927 – «До характеристик механічних властивостей заліза й сталі», «Збірник праць Інституту технічної механіки», «Міжнародний конгрес випробування матеріалів в Амстердамі» (вересень 1927 р.); в 1928 г. – «Расчет статически неопределимых систем» и «До розрахунку нерозрізних трямів».

Начиная с 1928 г., Я.В. Столяров совмещает преподавание в институте с работой в организованном Украинском научно-исследовательском институте сооружений. В Украинском НИИ сооружений профессор Я.В. Столяров сотрудничал со своими учениками по ХТИ А.П. Филипповым, в дальнейшем академиком АН УССР, и В. М. Майзелем, в дальнейшем член-корреспондентом АН УССР. В декабре 1929 года Харьковский технологический институт был переименован в Харьковский политехнический институт (ХПИ). В Харькове в Государственном издательстве Украины в 1930 г. выходит под авторством Я.В. Столярова 3-е исправленное и дополненное издание «Технічна механіка: опір матеріалів», допущенное государственным научно-методическим комитетом НКО УССР в качестве учебника для массового профобразования. Объем книги - 210 страниц и 147 рисунков, тираж - 3000 экземпляров. В Киеве в 1931г. выходит 4-е издание «Технічна механіка: опір матеріалів».

Среди тех, кто обучался у Столярова в ХТИ, выделим будущих заместителя Председателя Совета Министров СССР, председателя Государственного Комитета по делам строительства, президента Академии строительства и архитектуры СССР, лауреата Государственной премии СССР В. А. Кучеренко; Начальника Главного управления специального строительства Министерства обороны СССР, руководителя строительства ракетных полигонов Капустин Яр и Байконур, Лауреата Ленинской премии, Заслуженного строителя РСФСР, Героя Советского Союза М.Г. Григоренко; Героя Социалистического Труда, заслуженного строителя РСФСР, Лауреата Ленинской премии, заместителя министра монтажных и специальных строительных работ СССР К.С. Кочанова; Героя Социалистического Труда, начальника Строительства № 5 Наркомата путей сообщения СССР и начальника Управления военновосстановительных работ Ленинградского фронта И.Г. Зубкова; академика АН УССР Г.В. Карпенко; лауреата трех Государственных премий СССР А.Н. Душкина; член-корреспондента АН УССР, заслуженного деятеля науки и техники УССР И.И. Стрелкова; ректора Киевского инженерно-строительного института, начальника

Управления по делам архитектуры Совета Министров УССР, директора НИИ строительных конструкций Н.Д. Плехова; народного архитектора СССР, лауреата Государственной Премии СССР В.С. Андреева; лауреата Государственной премии СССР Я. Г. Лихтенберга; директора института «Дипросельбуд» А.А. Тация; зам. директора Харьковского института инженеров цементной промышленности, заведующего кафедрой сопротивления материалов ХПИ с 1950 по 1976 г. К.В. Ковалева [1]. Профессор, д. т. н. Ю.И. Лозовый, выпускник ХПИ 1930 г., стал Лауреатом Ленинской премии за разработку и внедрение в производство новой технологии натяжений арматуры (с помощью электронагрева) предварительно напряженных железобетонных конструкций для промышленного и гражданского строительства.

С 1924 по 1928 гг. профессор прикладной механики Я.В. Столяров снова заведовал механической лабораторией ХТИ. Под редакцией профессора Я.В.Столярова вышли в свет первые работы выпускника ХТИ 1926 г. и сотрудника механической лаборатории Б.Г. Скрамтаева: «Железобетонные однопролетные плиты и балки» (Харьков, 1929, на укр. яз.); «Неразрезные балки на жестких опорах» (Харьков, 1929, на укр. яз.) и др. Под редакцией Я.В. Столярова выходят в 1931 г. работы лаборатории строительных материалов Украинского института сооружений (заведующий – Б. Г. Скрамтаев) «Бетон. Исследовательские работы, проектирование составов и контроль на постройках». Б.Г. Скрамтаев и Я.В. Столяров в 1931 г. публикуют труд «Выбор допускаемых напряжений и марок бетона». Президент Международного союза испытательных лабораторий (РИЛЕМ); инициатор создания и первый руководитель НИИцемента и НИИЖБ; Председатель технического совета Наркомстроя СССР; заместитель Министра промышленности строительных материалов СССР; лауреат Государственной премии СССР Скрамтаев с благодарностью вспоминал своего руководителя и наставника Столярова, который направил его старания в нужное русло.

В начале 1930-х годов решено было образовать специализированные институты для подготовки инженерно-технических кадров [1]. Профессор Я.В. Столяров преподавал в харьковских институтах: механико-машиностроительном (ХММИ), инженерно-строительном (ХИСИ), инженеров коммунального строительства (ХИИКС), инженеров железнодорожного транспорта (ХИИТ) и др. Я.В. Столяров сотрудничал с профессором В. М. Майзелем во время работы в ХТИ, ХММИ, ХИСИ, Институте строительной механики АН УССР [4].

В 30-х годах директорами институтов, заведующими специализаций, деканами факультетов часто назначали или студентов, или инженеров, недавно окончивших институт. Так, обучавшиеся у Столярова стали директорами: ХММИ – Ефимов Н.Ф. (с 1930 по 1934 годы), Кокорин Ф.Г. (1934–1945 гг.); ХХТИ – Стрелков И.И. (1933–1939 гг.); Харьковского горно-индустриального института (в дальнейшем после ряда преобразований Харьковский национальный университет радиоэлектроники) – Г.Г. Лукин (1944–1952 гг.); ХИИКС – Игнаткин И.А. (1941-1944 гг.); КПИ – Ефимов Н.Ф. (1934-1936 гг.); Харьковского автомобильно-дорожного института (1933-1937 гг.) и Киевского государственного университета (1937-1938 гг.) Н. М. Чупис и др. [1].

В Харькове в 1931 г. была опубликована книга Столярова «О влиянии времени на работу железобетона». В Киеве в 1932 г. выходит «Теория плоских статически неопределимых конструкций» под авторством Я.В. Столярова. В книге, изданной объемом 358 страниц, 210 рисунков и тиражом 3000 экземпляров, рассматриваются темы: строительная механика; однопролетные балки; неразрезные балки;

деформация; теория постоянных точек; расчеты конструкций; методы угловых перемещений; методы постоянных точек; арки. В Харькове в 1933 г. была выпущена книга Столярова «Пути построения новой теории железобетона». Я.В. Столяров принимал активное участие в 1932 году во II Всесоюзной конференции по бетону и железобетону в Ленинграде и в организации в 1934 году III Всесоюзной конференции по бетону, железобетону и каменным конструкциям в Харькове.

Под редакцией профессора Я.В. Столярова вышла в свет в 1933 г. работа заведующего механической лабораторией ХПИ М. Я. Латаша (в дальнейшем заместителя директора ХИСИ): «Зимний бетон», в которой рассматриваются вопросы прочности, теплотехнического расчета, методы контроля зимнего бетона. В Харькове в 1934 г. выходит книга Столярова «Теория железобетона на экспериментальной основе» объемом 226 страниц, в которой рассматриваются проблемы механической прочности и деформации бетона; расчет армированных элементов по стадии разрушения; влияние времени на работу железобетона. Столяров рассмотрел вопросы прочности железобетонных конструкций с точки зрения новых гипотез на работу железобетона в «Вістях АН УРСР» в 1937 г. (№4-5, с 59-72). В монографии Столярова [9] рассмотрены следующие вопросы: строение бетона; его прочность и деформации под нагрузкой; совместная работа бетона с арматурой; теория разрушающих нагрузок, центрально и внецентренно нагруженных стоек по стадии разрушения; усадка и ползучесть бетона в железобетонных конструкциях; работа армированного бетона на растяжение; напряженно-армированный бетон.

На лекции доктора технических наук Я.В. Столярова по теории механизмов и машин, исключительно популярные среди студентов ХММИ, специально выделялись большие аудитории, которые едва могли поместить всех, стремившихся их выслушать. Заслуженный деятель науки и техники России, первый ректор Тольяттинского политехнического института А. Н. Резников вспоминал через 60 лет: «Красивая речь, точная по содержанию понятий и вместе с тем с неожиданными оборотами, сравнениями (например, «зубчатые колеса, интимно зацепляясь»), превращала геометрические тела как бы в оживленные элементы машин, движущиеся и действующие по целесообразным законам. Лектор увлекал студентов, вел их по пространству, занятому этими телами, изредка останавливаясь, чтобы полюбоваться целесообразностью их формы и логикой движений» [10]. Среди прослушавших лекции Столярова выделим А.Н. Боголюбова, обучавшегося по специальности динамика машин, сдавшего кандидатские экзамены и написавшего диссертацию на тему «Синтез механизмов» во время работы в ХММИ. Ученый в области истории математики, механики и теории машиностроения А. Н. Боголюбов стал член-корреспондентом АН УССР, Заслуженным деятелем науки и техники УССР, лауреатом премии им. Н.М. Крылова и Международной премии им. А. Коюре.

Постановлением Совета Народных Комиссаров Украинской ССР №19/672 от 12 июня 1930 г. на базе инженерно-строительного факультета ХПИ и архитектурного факультета Харьковского художественного института начал функционировать Харьковский инженерно-строительный институт (ХИСИ) [1]. Автор капитальных работ в области расчета железобетонных конструкций по предельным состояниям Я.В. Столяров становится заведующим кафедрой железобетонных конструкций ХИСИ. Среди директоров ХИСИ было много его учеников: Викутан А. Д. (с 1931 по 1933 годы); Крол С.Л. (1933-1937 гг.); Блинов В.В. (1937-1941 гг.); Ильин Г.И. (1943-1945 гг.); Матвиенко А.Д. (1945-1948 гг.); Лобаев Б.Н. (1948-1949 гг.), Чупис Н. М. (1949-1966 гг.). Заместитель директора ХИСИ Столяров

осуществлял оперативное руководство факультетами по учебно-методическим вопросам. В его подчинении также были научно-исследовательский сектор, библиотека и подготовка аспирантуры. Среди аспирантов Столярова выделим А.Д. Викутана и заместителя директора И.Л. Малера. Среди обучавшихся в ХИСИ до войны отметим И. К. Козюлю, в дальнейшем заместителя Председателя Совета Министров Украинской ССР, министра городского и сельского строительства СССР, и В.Н. Титова, первого заместителя постоянного представителя СССР в Совете экономической взаимопомощи [11].

В Харьковском институте инженеров железнодорожного транспорта (ХИИТ) Я.В. Столяров основывает в 1934 году кафедру «Строительная механика». Среди приглашенных им на кафедру учеников выделим выпускника ХПИ (1930 г.) В.И. Ангелейко, в дальнейшем заслуженного деятеля науки и техники Украины и проректора ХИИТ. Среди обучавшихся на кафедре отметим Б.Е. Щербину, в дальнейшем заместителя Председателя Совета Министров СССР, и В.О. Кононенко, в дальнейшем академика АН Украинской ССР 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

Столяров, который работал в начале оккупации недолгое время заведующим отделом народного образования Харьковской Горуправы, говорил: «...Сам я осенью 1941 г. при эвакуации Харькова, не сумел уехать из города. Нужно сказать правду, что той заботы обо мне, который вправе был ожидать я, как ученый, много порабатывший на пользу родине, я не увидел. Пуститься же вместе с большей тогда женой в тяжелую обстановку массового отъезда со всеми его трудностями, не решился, как ни горько мне было оставаться в Харькове» [8].

Профессор Я.В. Столяров со своими учениками Н.Ф. Давыдовым и П.А. Школьным по заданию командования Советской Армии участвовали в строительстве моста через реку Днепр в Кременчуге, оперативно дав ряд чрезвычайно важных улучшений конструкции, за что были награждены орденом "Знак Почета" [11]. С 1944 года заместитель директора по научной и учебной работе Инженерно-Строительного института Наркомугля Я.В. Столяров в условиях военного времени участвовал в восстановлении промышленности и коммунального хозяйства освобожденной от нацистов Украины.

Мы должны сохранить память про выдающегося ученого в области механики и машиноведения, известного педагога и общественного деятеля, идеолога и организатора высшей технической школы Я.В. Столярова.

Список литературы: 1. *Харьковский политехнический институт. 1885–1985: история развития*, отв. ред. Н. Ф. Киркач. – Х.: Вища школа, 1985. – 223 с. 2. *Александров Е.Е.* Деятельность основателя отечественной научной школы механики и машиностроения профессора В. Л. Кирпичева / Е.Е. Александров, С.А. Назаренко, В.Л. Хавин // *Механiка та машинобудування*. – 2012. – №2.– С.230-249. 3. *Назаренко С. А.* Основные работы профессора Д. С. Зернова / С. А. Назаренко, В. Л. Хавин, Н. В. Непран, Л.П. Семенов / *Вiсник Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут»* : зб. наук. праць [Тематичний випуск : Машинознавство та САПР]. – Х.: НТУ «ХПІ». – № 51. – 2011.– С. 16-23. 4. *История* Харьковского технологического института в лицах. [Электронный ресурс]. – Режим доступа: http://library.kpi.kharkov.ua/PREPODAVATELY/PR_%D0%9B.html. 5. *Известия* Харьковского технологического института императора Александра III. – Харьков: Харьков : Тип. и лит. М. Зильберберг и С-вья, 1905, 1908. – Т. IV. – 629 с.. 6. *Ткачук, Н. А.* Кафедра ТММ: годы, имена, события (к 85-летию основания) / Н. А. Ткачук // *Вестн. НТУ «ХПІ»*. – Вып. 53. – 2005. – С. 3-11. 7. *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: сб. науч. тр. / АН УССР* ; Центр исслед. науч.-техн. потенциала и истории науки. – К., 1988. – Вып. 34. – С. 85-1. 8. *Історія* Національної академії наук України (1941-1945): Частина

1. Документи і матеріали / Редкол.: О.С. Онищенко (відп. ред.) та ін.– К., 2007.– 808 с. 9. Столяров Я.В. Введение в теорию железобетона / Я.В. Столяров. - Госиздат литературы по строительству и архитектуре. М., 1941.-448 с. 10. Резников А. Н. Эскизы прошлого в проекции на настоящее / А. Н. Резников. – Самара: Корпорация "Федоров", 1998. – 440 с. 11. Мартиняк Т.П. Страницы истории 1930-2000гг. / Т. П. Мартиняк. - Харьков: Наука, 2000.- 288 с.

Надійшла до редколегії 16.01.2013

УДК 539.3

Основные результаты профессора Я.В. Столярова / С. А. Назаренко, Н. А. Ткачук, В. Л. Хавин // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Машинознавство та САПР. – X. : НТУ «ХПІ», 2014. – № 29 (1072). – С. 110-119. – Бібліогр.: 11 назв.

Стаття присвячена опису життєвого шляху й творчої спадщини видатного вченого у галузі механіки та машинознавства, талановитого педагога та відомого громадського діяча, ідеолога та успішного організатора вищої технічної школи Я.В. Столярова.

Ключові слова: механіка, машинобудування, динаміка, міцність, повзучість, технічна освіта

The article is devoted scientific and pedagogical activity of the prominent scientist in Mechanics, professor Stolyarov.

Keywords: mechanics, statics, dynamics, durability of machines, scientific- pedagogical activity, higher technical education, engineer

УДК 534.1

В. П. ОЛЬШАНСКИЙ, д. физ.-мат. н., проф., ХНТУСХ, Харьков;
С. В. ОЛЬШАНСКИЙ, к. физ.-мат. н., доц., НТУ «ХПИ»

ПЕРЕХОД ЧЕРЕЗ РЕЗОНАНС В ОСЦИЛЛЯТОРЕ ЛИНЕЙНО-ПЕРЕМЕННОЙ МАССЫ

Показано, что в осцилляторе переменной массы могут возникнуть резонансные колебания даже при действии внешней силы постоянной амплитуды и частоты. Исследованы особенности такого резонанса.

Ключевые слова: резонанс, осциллятор, переход через резонанс, нестационарные колебания, переменная масса

Введение. В теории нестационарных механических колебаний давно решены задачи прохождения через резонанс системы с одной степенью свободы при действии возмущающей силы переменной частоты, а также переменных во времени частоты и амплитуды. Фундаментальными публикациями в этом направлении, с соответствующими обзорами по проблеме, являются [1-4], где результаты обобщены и на нелинейные системы с конечным и бесконечным числом степеней свободы. В упомянутых книгах изложены также решения задач параметрического резонанса, которые сводятся к уравнениям движения с периодическими коэффициентами типа Матье-Хилла. Менее изученными остаются вопросы прохождения через параметрический резонанс осциллятора монотонно переменной массы или жесткости, которые в очень сжатой форме обсуждались в [5]. В отличие от осциллятора постоянных параметров, вследствие монотонного изменения массы или жесткости, в системе переменных параметров возможно возникновение нестационарных резонансных колебаний и при действии внешней возмущающей силы постоянной частоты и амплитуды. На описание такого резонанса ориентировано содержание этой статьи.

© В. П. Ольшанский, С. В. Ольшанский, 2014

Целью работы является исследование прохождения через резонанс осциллятора линейно-переменной массы при действии возмущающей силы постоянной частоты и амплитуды.

Основная часть работы. Задачу колебаний решаем без учета сопротивления среды, что приводит к завышенным значениям коэффициента динамичности [3]. Исходным принимаем уравнение движения:

$$m_0(1 + \gamma t) \frac{d^2 x}{dt^2} + cx = F \sin(\omega t), \quad (1)$$

которое введением новой переменной $\xi = (1 + \gamma t)$ преобразуем к форме:

$$\frac{d^2 x}{d\xi^2} + \frac{\omega_0^2}{\gamma^2} \frac{x}{\xi} = \frac{F}{m_0 \gamma^2 \xi} \sin \left[\frac{\omega}{\gamma} (\xi - 1) \right]. \quad (2)$$

В (1), (2) $\omega_0 = \sqrt{c/m_0}$; x – линейное перемещение осциллятора; $m_0(1 + \gamma t)$ – масса осциллятора, которая меняется с течением времени t по линейному закону; $m_0 \gamma$ – скорость изменения массы во времени; c – коэффициент жесткости пружины; F, ω – амплитуда и частота возмущающей силы.

Полагая в (2) $F = 0$, получаем однородное уравнение:

$$\frac{d^2 x}{d\xi^2} + \frac{\omega_0^2}{\gamma^2} \frac{x}{\xi} = 0. \quad (3)$$

Фундаментальными решениями (3) являются:

$$x_1 = \eta J_1(\eta); \quad x_2 = \eta Y_1(\eta), \quad (4)$$

где $\eta = \eta_0 \sqrt{\xi}$; $\eta_0 = \frac{2\omega_0}{|\gamma|}$; $J_1(\eta), Y_1(\eta)$ – функции Бесселя и Неймана индекса единица.

Продифференцируем по ξ решения (4). Поскольку [6]

$$\frac{d}{d\xi} = \frac{\eta_0^2}{2\eta} \frac{d}{d\eta}; \quad \frac{d}{d\eta} [\eta J_1(\eta)] = \eta J_0(\eta); \quad \frac{d}{d\eta} [\eta Y_1(\eta)] = \eta Y_0(\eta);$$

$J_0(\eta), Y_0(\eta)$ – функции Бесселя и Неймана нулевого индекса, то:

$$\frac{dx_1}{d\xi} = \frac{\eta_0^2}{2} J_0(\eta); \quad \frac{dx_2}{d\xi} = \frac{\eta_0^2}{2} Y_0(\eta). \quad (5)$$

Составленный из (4) и (5) определитель Вронского равен [6]:

$$\Delta = x_1 \frac{dx_2}{d\xi} - x_2 \frac{dx_1}{d\xi} = \frac{\eta_0^2 \eta}{2} [J_1(\eta) Y_0(\eta) - J_0(\eta) Y_1(\eta)] = \frac{\eta_0^2}{\pi}. \quad (6)$$

Решение неоднородного уравнения (2) ищем в виде:

$$x = c_1(\eta) \cdot \eta J_1(\eta) + c_2(\eta) \cdot \eta Y_1(\eta), \quad (7)$$

где согласно методу вариации произвольных постоянных:

$$c_1(\eta) = -\frac{2}{\eta_0^2} \int_{\eta_0}^{\eta} \frac{\eta f(\eta) x_2}{\Delta} d\eta, \quad c_2(\eta) = \frac{2}{\eta_0^2} \int_{\eta_0}^{\eta} \frac{\eta f(\eta) x_1}{\Delta} d\eta; \quad (8)$$

$$f(\eta) = \frac{F \eta_0^2}{m_0 \gamma^2 \eta^2} \sin \left[\frac{\omega}{\gamma} \left(\frac{\eta^2}{\eta_0^2} - 1 \right) \right].$$

Учитывая (4) и (6), интегралы (8) преобразуем к форме:

$$c_1(\eta) = -\frac{\pi \eta_0 F}{2c} \int_1^{\eta/\eta_0} \sin \left[\frac{\omega}{\gamma} (y^2 - 1) \right] Y_1(\eta_0 y) dy; \quad (9)$$

$$c_2(\eta) = \frac{\pi \eta_0 F}{2c} \int_1^{\eta/\eta_0} \sin \left[\frac{\omega}{\gamma} (y^2 - 1) \right] J_1(\eta_0 y) dy.$$

Переход через резонанс характеризуем коэффициентом динамичности

$$K_\delta = \frac{c}{F} \max x(\eta). \quad (10)$$

Поскольку цилиндрические функции могут быть выражены через амплитуду M_1 и фазу θ_1 по формулам [6]

$$J_1(\eta) = M_1(\eta) \cos \theta_1(\eta); \quad Y_1(\eta) = M_1(\eta) \sin \theta_1(\eta), \quad (11)$$

то, согласно (7), (9) и (10), коэффициент динамичности представляется выражением

$$K_\delta = \frac{\pi}{2} \eta_0 \eta \sqrt{a_1^2(\eta) + a_2^2(\eta)} \sqrt{J_1^2(\eta) + Y_1^2(\eta)},$$

в котором

$$a_1(\eta) = \int_1^{\eta/\eta_0} \sin \left[\frac{\omega}{\gamma} (y^2 - 1) \right] Y_1(\eta_0 y) dy; \quad a_2(\eta) = \int_1^{\eta/\eta_0} \sin \left[\frac{\omega}{\gamma} (y^2 - 1) \right] J_1(\eta_0 y) dy. \quad (12)$$

Интегралы (12) приходится вычислять на компьютере.

Численные результаты и их анализ. Рассмотрим модельную задачу, когда масса осциллятора возрастает. Для этого примем следующие исходные данные:

$m_0 = 2$ кг; $c = 5000$ Н/м; $\frac{\omega}{\omega_0} = 0,5$ и разные значения γ . На рис.1 нанесены коэффициенты динамичности, отмеченные цифрами 1,2,3, которые соответствуют значениям $\gamma = 0,2; 0,4; 0,8$ с⁻¹.

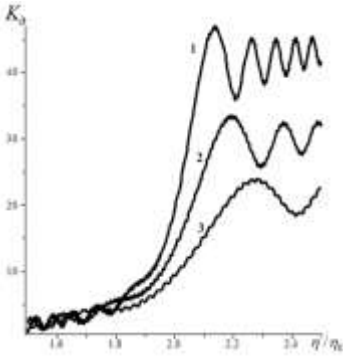


Рисунок 1 – Зависимость коэффициента динамичности K_d от безразмерного параметра η/η_0 при возрастании массы

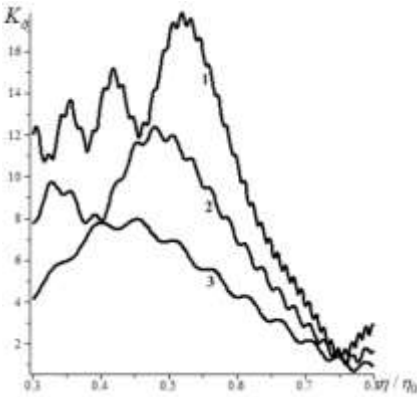


Рисунок 2 – Зависимость коэффициента динамичности K_d от безразмерного параметра η/η_0 при убывании массы

резонансные η/η_0 и K_d . Картина прохождения через резонанс в осцилляторе убывающей массы качественно оказывается такой как в классическом линейном осцилляторе при уменьшении частоты возмущающей силы [2-4].

Выводы. Вследствие изменения массы осциллятора, он может попадать в область резонансных колебаний и при постоянной частоте возмущающей силы. Расчет амплитуд нестационарных резонансных колебаний сводится к интегралам, которые приходится вычислять на компьютере. Прохождение через резонанс в осцилляторе возрастающей массы аналогично нестационарному резонансу в осцилляторе

Для принятых исходных данных постоянная частота возмущающей силы ω совпадает со значением мгновенной частоты свободных колебаний осциллятора, когда $\eta/\eta_0 = 2$. Но максимальный K_d достигается не при $\eta/\eta_0 = 2$, а при больших соотношениях η/η_0 , т.е. происходит смещение вправо положения резонанса. Величина смещения возрастает с увеличением γ , но при этом происходит уменьшение максимального K_d , поскольку убыстряется прохождение области резонанса. После прохождения через резонанс начинаются биения. Исследование показало, что переход через параметрический резонанс в осцилляторе возрастающей массы качественно такой, как нестационарный резонанс в классическом осцилляторе при возрастающей частоте возмущающей силы [2-4].

Коэффициенты динамичности осциллятора убывающей массы представлены на рис. 2. Они получены при следующих исходных данных: $m_0 = 2$ кг;

$$c = 1250 \text{ Н/м; } \frac{\omega}{\omega_0} = 1,6 \text{ и разных значений } \gamma.$$

Цифрами 1,2,3 на рис. 2 отмечены графики K_d , что соответствуют значениям $\gamma = -0,2; -0,4; -0,8 \text{ с}^{-1}$. Теперь равенство частот возмущающей силы и свободных колебаний осциллятора наступает при $\eta/\eta_0 = 0,625$. Но на рис. 2 положение

максимальных K_d (резонанса) смещено влево в сторону меньших отношений, чем 0,625. С увеличением $|\gamma|$ (скорости прохождения резонанса) уменьшаются резонансные

ляторе постійних параметрів под действием силы возрастающей частоты, а в осцилляторе убывающей массы – аналогично резонансу, вызванному действием силы убывающей частоты.

Список литературы: 1. Митропольский Ю.А. Нестационарные процессы в нелинейных колебательных системах / Ю.А. Митропольский. – К.: Изд-во АН УССР, 1955. – 283 с. 2. Филиппов А.П. Колебания деформируемых систем / А.П. Филиппов – М.: Машиностроение, 1970. – 736 с. 3. Голоскоков Е.Г. Нестационарные колебания деформируемых систем / Е.Г. Голоскоков, А.П. Филиппов. – К.: Наукова думка, 1977. – 340 с. 4. Goloskokov E.G. Einstationäre Schwingungen mechanischer Systeme / E.G. Goloskokov, A.P. Filippov – Berlin, Academie-Verlag, 1971. 5. Коренев Б.Г. Некоторые задачи теории упругости и теплопроводности, решаемые в Бесселевых функциях / Б.Г. Коренев. – М.: Гос. изд. физ.-мат. лит, 1960. – 458 с. 6. Абрамовиц А. Справочник по специальным функциям (с формулами, графиками и математическими таблицами) / А. Абрамовиц, И. Стиган. – М.: Наука, 1979. – 832 с.

Поступила в редакцию .04.13

УДК 534.1

Переход через резонанс в осцилляторе линейно-переменной массы / В. П. Ольшанский, С. В. Ольшанский // Вісник НТУ «ХП». Серія: Машинознавство та САПР. – X. : НТУ «ХП», 2014. – № 29 (1072). – С. 121-125. – Бібліогр.: 6 назв. ISSN 2079-0075.

Показано, що в осциляторі змінної маси можуть виникнути резонансні коливання навіть при дії зовнішньої сили сталої амплітуди та частоти. Досліджено особливості такого резонансу.

Ключові слова: резонанс, осцилятор, перехід через резонанс, нестационарні коливання, змінна маса

An oscillator with variable mass resonant vibrations can occur even under the action of an external force of constant amplitude and frequency is shown. The features of such a resonance were considered.

Keywords: resonance, oscillator, transition through resonance, nonstationary oscillations, variable mass

УДК 621.833.1

Н.В. ПЛЯСУЛЯ, асс. каф. ПМ ВНУ им. В. Даля, Луганск

КОЭФФИЦИЕНТ ПОЛЕЗНОГО ДЕЙСТВИЯ ГЛОБОИДНО-ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ ЗУБЧАТОЙ ПЕРЕДАЧИ НОВИКОВА

В статье получены расчетные зависимости для определения коэффициента потерь и коэффициента полезного действия зубчатых передач Новикова с двумя линиями зацепления, в том числе передач с перекрещивающимися осями вращения. Показано, что коэффициент полезного действия снижается с уменьшением суммарных чисел зубьев колес в передаче, а увеличение передаточного числа способствует увеличению коэффициента полезного действия.

Ключевые слова: диаметр, зубчатая передача, коэффициент полезного действия, модуль.

Постановка задачи. Коэффициент полезного действия в зубчатых передачах является одним из показателей, характеризующих данную передачу.

В работе [1] приведена аналитическая зависимость для определения КПД в цилиндрической зубчатой передаче с эвольвентным профилем зацепления

$$\eta = \frac{1}{1 + K} . \quad (1)$$

Здесь

© Н.В. Плясуля, 2014

$$K = \frac{\mu}{m \cos \alpha_s} \cdot \left(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right) \cdot \frac{l_1^2 + l_2^2}{l_1 - l_2} - \quad (2)$$

коэффициент потерь в зацеплении эвольвентных колес, μ – коэффициент трения, m – модуль зацепления, α_s – угол зацепления, z_1 и z_2 – числа зубьев ведущего и ведомого колес, l_1 и l_2 – длины рабочих частей линии зацепления для зубьев шестерни и колеса соответственно.

Целью статьи является разработка метода определения КПД для глобоино-цилиндрических передач с зацеплением Новикова.

Результаты исследования. Разработан метод определения КПД зубчатых глобоино-цилиндрических передач Новикова. Получены расчетные формулы для определения КПД данных передач на стадии проектирования.

Запишем выражения коэффициента потерь в зубчатых передачах Новикова:

$$K = \frac{\mu}{m \cos \alpha_s} \cdot \left(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right) \cdot \frac{R_1^2 + R_2^2}{R_1 - R_2}, \quad (3)$$

где R_1 и R_2 – радиусы выпуклых и вогнутых участков профилей зубьев, для дозаполненных передач Новикова согласно ГОСТ 15023-76 имеем:

$$R_1 \approx 1,15m; R_2 \approx 1,3m; \alpha_s = 27^\circ, \quad (4)$$

учитывая, что в зацеплении Новикова в точке контакта зубьев одновременно происходит качение, верчение и скольжение контактирующих поверхностей, то приближенно принимаем $\mu = 0,1$.

Подставив значение параметров (4) в формулу (3) после несложных расчетов получим:

$$K = 2,20317 \cdot \left(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right). \quad (5)$$

Тогда с учетом выражения (5) в (2) КПД зубчатой глобоидно-цилиндрической передачи Новикова будет равно:

$$\eta = \frac{1}{1 + 2,20317 \cdot \left(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right)}. \quad (6)$$

Из выражения (6) следует, что КПД зубчатых передач Новикова зависит от чисел зубьев шестерни и колеса. Выражение (6) является приближенным, так как не учитывает дифференцированно значений коэффициентов трения, качения и верчения в точках контакта поверхностей зубьев.

Если в выражении (6) числа зубьев выразить через диаметры колес и модуль зацепления, то получим:

$$\eta = \frac{1}{1 + 2,20317 \cdot \left(1 + \frac{1}{u}\right) \cdot \frac{m}{d_1}}, \quad (7)$$

где d_1 – начальный диаметр шестерни, а u – передаточное число передачи.

Из выражения (7) следует, что КПД передач Новикова увеличивается с увеличением модуля зацепления и уменьшается с увеличением диаметра ведущего колеса и передаточного числа передачи. Формулы (6) и (7) могут использоваться для определения КПД передач с зацеплением Новикова независимо от расположения осей их вращения.

На рис. 1 показан график изменения КПД с изменением чисел зубьев ведущего колеса и передаточного числа. Из графиков (см. рис. 1) следует, что с увеличением числа зубьев ведущего колеса и передаточного числа КПД передачи возрастает. Из графика (см. рис. 1) так же следует, что для повышения КПД в передачах Новикова необходимо принимать число зубьев ведущего колеса в пределах 20...30.

Рассмотрим более подробно случай, когда в точке контакта зубьев передач Новикова одновременно происходит качение, верчение и скольжение поверхностей зубьев при смазке в режиме полужидкостного трения.

Трение, возникающее в точке контакта, запишем в виде суммы:

$$\mu = f_{ск} + K_{кач} + K_{верч} = 0,08 + 0,005 + 0,0025 = 0,0875. \quad (8)$$

Здесь $f_{ск} \approx 0,08..0,1$ – коэффициент трения скольжения [2], $K_{кач} \approx 0,005$ – коэффициент трения качения [2], $K_{верч} \approx 0,0025$ – коэффициент верчения [2], $\alpha_s = 27^\circ$ – угол зацепления в передаче Новикова [1], z_1 и z_2 – числа зубьев передачи, $l_1 = R_1 \approx 1,15m$ – радиус кривизны зуба Новикова на головке, а $l_2 = R_2 \approx 1,3m$ – радиус кривизны зуба Новикова на ножке.

С учетом принятых здесь значений и значения (8) в выражении (2) получим после несложных расчетов:

$$K = \frac{0,085}{m \cos 27^\circ} \cdot \left(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2}\right) \cdot \frac{(1,15m)^2 + (1,3m)^2}{1,15m + 1,3m} = 0,2792 \left(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2}\right). \quad (9)$$

С учетом значения (9) в выражении (1) получим:

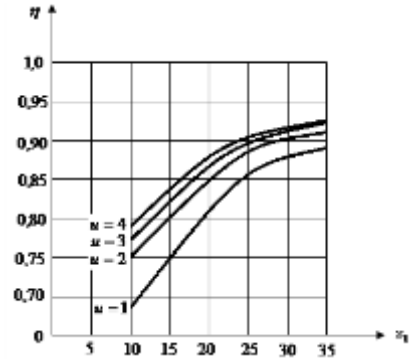


Рисунок 1 – Графики зависимости КПД от числа зубьев шестерни и передаточного числа передачи Новикова

$$\eta = \frac{1}{1 + 0,2792 \cdot \left(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right)}. \quad (10)$$

Из выражения (9) следует, что коэффициент потерь в передачах Новикова с двумя линиями зацепления (в том числе глобоидно-цилиндрических) зависит от чисел зубьев зубчатых колес. При этом коэффициент потерь снижается при увеличении чисел зубьев и растет с уменьшением чисел зубьев зацепляющихся колес.

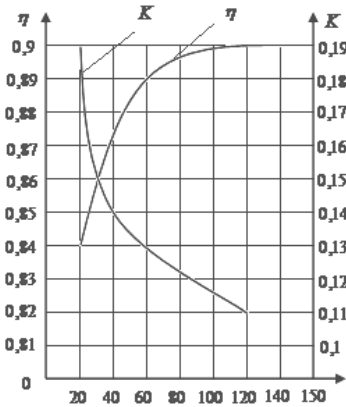


Рисунок 2 – Коэффициент потерь K и КПД в зубчатой передаче Новикова

Из выражения (10) следует, что коэффициент полезного действия в зубчатых передачах Новикова снижается с уменьшением суммарных чисел зубьев колес в передаче. При этом увеличение передаточного числа передачи способствует увеличению коэффициента полезного действия передачи.

Из графиков на рис. 2 следует, что более рациональной является зубчатая передача, у которой коэффициент потерь минимальный при суммарном числе зубьев больше 140, а коэффициент полезного действия максимальный при суммарном числе зубьев больше 120.

Выводы. Разработан метод определения КПД зубчатой передачи с зацеплением Новикова независимо от расположения осей вращения колес.

Получены расчетные формулы для определения коэффициента потерь и коэффициента полезного действия зубчатых передач Новикова с двумя линиями зацепления, в том числе передач с перекрещивающимися осями вращения, в зависимости от суммарного числа зубьев передачи на стадии проектирования.

Список литературы: 1. *Кожевников С.Н.* Теория механизмов и машин. – М.: Машиностроение, 1969. – 584 с. 2. *Тарг С.М.* Краткий курс теоретической механики. – М.: Наука, 1969. – 478 с.

Поступила в редколлегию 23.02.2014

УДК 621.833.1

Коэффициент полезного действия глобоидно-цилиндрической зубчатой передачи Новикова / **Н.В. Плясуля** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Машинознавство та САПР. – Х. : НТУ «ХПІ», 2014. – № 29 (1072). – С. 123-126. – Бібліогр.: 2 назв. ISSN 2079-0075.

У статті отримані розрахункові залежності для визначення коефіцієнта корисної дії зубчастих передач Новикова.

Ключові слова: діаметр, зубчаста передача, коефіцієнт корисної дії, модуль

Calculated dependences to determine efficiency of gearings Novikov were got In this article.

Keywords: diameter, gearing, efficiency, module

А.П. ПОПОВ, д.т.н., проф., зав. каф. механики и конструирования машин
НУК им. адм. Макарова, Николаев;
А.М. МЕДВЕДОВСКИЙ, к.т.н., проф. НУК им. адм. Макарова, Николаев;
Л.А. ПОПОВА, н.с. НУК им. адм. Макарова, Николаев;
О.И. САВЕНКОВ, асс., НУК им. адм. Макарова, Николаев

ИЗГИБНАЯ ПРОЧНОСТЬ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ С ТОЧЕЧНЫМ ЗАЦЕПЛЕНИЕМ ЗУБЬЕВ

Впервые в соответствии с новой теорией контактной прочности упруго сжатых тел разработан метод расчета на изгибную прочность зубчатых передач с точечным зацеплением зубьев.

Ключевые слова: передача, зубья, контакт, изгиб, напряжения

Постановка проблемы. Разработка метода расчета зубчатых передач с точечным зацеплением зубьев на изгибную прочность является актуальной проблемой. Успешное решение указанной проблемы предопределяет дальнейшее развитие современного редукторостроения. Данная проблема является неразрывной составной частью существующих в настоящее время научных программ и заданий практически во всех отраслях машиностроения, выпускающих зубчатые передачи.

Анализ последних исследований. Впервые исследования изгибной прочности зубьев с традиционной линейной системой зацепления приведены в [1]. При этом зуб рассматривался не как упруго заделанная балка, а как упруго (**жестко**) заделанная пластина определенной толщины, нагруженная сосредоточенной, распределенной по линии либо по площадке силе. Что касается зубчатых передач с пространственной точечной системой зацепления зубьев [2 - 5], то исследования их изгибной прочности никем, кроме работ [3, 4], не проводилась.

Цель работы – разработка метода расчета изгибной прочности зубчатых передач с точечным зацеплением зубьев с учетом механических свойств материалов и их химико-термического упрочнения, формы сопряженных поверхностей зубьев, а также влияния конструктивных, технологических и эксплуатационных факторов, выраженных через различные коэффициенты.

Изложение основного материала. Расчет передач редукторов с точечной системой зацепления зубьев на изгибную прочность, как и расчет указанных передач на контактную прочность, следует рассматривать как одну из первых попыток исследования в указанном направлении. При разработке метода расчета зубьев на изгиб необходимо учесть рассеивание нагрузки по большей эллиптической площадке контакта, которая, как известно, превышает таковую в виде узкой полоски деформации, характерную для традиционной зубчатой передачи с линейным контактом зубьев. Кроме того, при снижении габаритов передачи, обусловленном точечным контактом, необходимо учесть влияние на изгибную прочность уменьшенных размеров длины зубьев (ширины венца) или диаметров зубчатых колес либо одновременное изменение указанных размеров.

© А.П. Попов, А.М. Медведовский,
Л.А. Попова, О.И. Савенков, 2014

На основании имеющейся информации, выполненных исследований и расчетов [3] в качестве основной зависимости для определения напряжений изгиба на переходной поверхности зуба воспользуемся зависимостью

$$\sigma_F = K_{\text{ош}} K_R K_r K_b K_\alpha K_{F\beta} K_{Fv} K_z K_{\text{пш}} K_{\text{дв}} Y_{Fe} Y_\beta \leq [\sigma_F]. \quad (1)$$

Здесь $K_{\text{ош}}$ – коэффициент изгибных напряжений, МПа; K_R – коэффициент, учитывающий рассеивание нагрузки по эллиптической площадке контакта; K_r – коэффициент возрастания нагрузки вследствие уменьшения диаметров шестерни и колеса; K_b – коэффициент уменьшения длины зубьев (ширина венца); K_α – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями и суммарную длину контактных линий; K_z – коэффициент, учитывающий влияние потоков мощности на зацепление; $K_{\text{пш}}$ – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между шевронами; $K_{\text{дв}}$ – коэффициент, учитывающий влияние на контактную прочность типа двигателя; $K_{Fv} = K_{Hv}$ – коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку в зацеплении, определение которых было выполнено ранее; $K_{F\beta}$ – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки по ширине зубчатого венца (по длине зубьев); Y_{Fe} – коэффициент, учитывающий форму и перекрытие зубьев; Y_β – коэффициент, учитывающий положение линий контакта; $[\sigma_F]$ – допускаемые напряжения изгиба или расчетный предел выносливости зубьев при изгибе.

Для определения расчетного предела выносливости зубьев при изгибе воспользуемся зависимостью [3]

$$[\sigma_F] = \sigma_{F \text{ limb}}^\circ K_{Fd} K_{Fc} K_{FL} K_x Y_S Y_R. \quad (2)$$

Здесь $\sigma_{F \text{ limb}}^\circ$ – предел выносливости зубьев при изгибе, соответствующий базовому числу циклов перемены напряжений; K_{Fd} – коэффициент, учитывающий влияние деформационного упрочнения; K_{Fc} – коэффициент, учитывающий влияние двухстороннего приложения нагрузки; K_{FL} – коэффициент долговечности; K_x – коэффициент, учитывающий размеры зубчатого колеса; Y_S – коэффициент, учитывающий изменение (градиент) напряжений; Y_R – коэффициент, учитывающий шероховатость переходной поверхности в месте определения напряжений σ_F .

Рассмотрим определение коэффициентов, входящих в зависимость (1). Указанные коэффициенты как и коэффициенты, характеризующие максимальные контактные напряжения σ_{max} , описанные формулой [5], получены на основании экспериментальных и теоретических исследований, выполненных в разное время различными авторами.

Коэффициент изгибных напряжений $K_{\text{ош}}$, учитывающий влияние нагрузки, диаметров зубчатых колес и модуля зацепления, определяется для точечного контакта зубьев из выражения

$$K_{\text{ош}} = 2T_1 / d_{\text{wl}}^2 m. \quad (3)$$

В случае линейного контакта зубьев коэффициент изгибных напряжений имеет вид

$$K_{\text{он}} = 2T / d_{w1} b_w m. \quad (4)$$

Разделив правую часть зависимости (3) на правую часть формулы (4), найдем выражение коэффициента n_n в следующем виде

$$n_n = b_w / d_{w1}. \quad (5)$$

Из соотношения (5) очевидно, что при $b_w = d_w$ коэффициент $n_n = 1,0$, что указывает на равенство коэффициентов изгибных напряжений при точечном и линейном контакте зубьев. При $b_w < d_w$ коэффициент изгибных напряжений $K_{\text{он}}$ при линейном контакте зубьев превышает таковой при точечном взаимодействии зубьев.

Практикой установлено, что для судовых передач редукторов в случае линейного контакта зубьев коэффициент $K_{\text{он}} = 50 \dots 150$ МПа. При этом для термоулучшенных зубьев коэффициент $K_{\text{он}} = 50 \dots 70$ МПа, для азотированных зубьев – $K_{\text{он}} = 80 \dots 90$ МПа и для цементированных зубьев – $K_{\text{он}} = 100 \dots 150$ МПа.

Коэффициент K_R , учитывающий рассеивание (распределение) нагрузки по эллиптической площадке контакта, которая больше таковой в виде узкой полоски, характерной для линейного контакта зубьев, определяется при $v_1 = v_2 = v$ и $E_1 = E_2 = E$ по формуле $K_R = 0,671 \sqrt{b_w} \sqrt[3]{\alpha(\alpha + v)^2} \sqrt[6]{E / (\rho_w F_n)}$.

Указанная формула получена, исходя из рассмотрения зуба как упруго заделанной пластины некоторой постоянной эквивалентной толщины, при воздействии распределенной по площадке нагрузки [3].

Коэффициент K_r , учитывающий уменьшение размеров зубчатых колес по сравнению с исходными размерами традиционной зубчатой передачи, имеет вид:

$K_r = (d_{w1} / d_{w1}^*)^{0,86 \dots 0,88}$, где d_{w1} , d_{w1}^* – диаметры начальных окружностей шестерен в передачах соответственно при линейном и точечном контакте зубьев, причем $d_{w1} > d_{w1}^*$. Если проектируемая передача редуктора с точечным контактом зубьев имеет те же размеры, что и передача редуктора с линейным контактом зубьев, то в этом случае коэффициент $K_r = 1,0$.

Коэффициент K_b , учитывающий уменьшение длины зубьев (ширины венца), рассчитывается следующим образом $K_b = (b_w / b_w^*)^{0,80 \dots 0,83}$, где b_w , b_w^* – длина зубьев (ширина венцов) зубчатых колес в передачах редукторов соответственно при линейном и точечном контакте зубьев, причем $b_w > b_w^*$.

При одних и тех же размерах передач редукторов с точечным и линейным контактом зубьев следует исходить из условия равенства $b_w = b_w^*$.

Коэффициент $K_{F\beta}$, учитывающий распределение нагрузки по длине зубьев (ширине венца) зубчатого колеса:

$$K_{F\beta} = \frac{1 + \psi_m K_{H\beta} K_1}{1 + \psi_m K_1},$$

где $\psi_m = b_w / m$ – относительная длина зубьев (ширина венца), а K_1 – коэффициент,

равный 0,27 для цилиндрических передач с прямыми и косыми зубьями, для шевронных передач $K_1 = 0,135$.

Коэффициент K_{Fv} учитывает динамическую нагрузку в зацеплении при расчете зубьев на изгиб. Динамическая нагрузка, возникающая при расчетах зубьев на изгибную и контактную прочность, должна определяться по разным зависимостям в связи с тем, что расчеты производятся для разных точек контактных линий, в которых имеет место разная жесткость зубьев. Однако, учитывая приближенный характер зависимостей как самой динамической нагрузки, так и жесткости зубьев, и можно принять, что $K_{Fv} = K_{Hv}$.

Коэффициент Y_{Fe} , учитывающий форму и перекрытие зубьев, определяется в зависимости от параметров исходного контура и места приложения нагрузки методом ломаных сечений [3, 4].

Для цилиндрических косозубых и шевронных передач редукторов с точечным либо линейным контактом зубьев нагрузка при определении коэффициента Y_{Fe} считается приложенной к вершине зуба. В этом случае при $\alpha_w = 20^\circ$ и $\varepsilon_\alpha \geq 2$ можно принимать коэффициент $Y_{Fe} = 3,35$.

Для цилиндрических прямозубых передач при $\varepsilon_\alpha < 2$ коэффициент, учитывающий форму и перекрытие зубьев, определяется при $z = 30 \dots 400$ следующим образом: $Y_{Fe} = 2,65$ при $\xi = -(0,2 \dots 1,0)$; $Y_{Fe} = 2,96$ при $\xi = 0,2 \dots 2,0$; $Y_{Fe} = 3,05$ при $\xi = 0$, где ξ – коэффициент коррекции (смещения) зубьев.

Коэффициент Y_β , учитывающий наклонное положение контактных линий для цилиндрических косозубых и шевронных передач, рассчитывается по общеизвестной формуле

$$Y_\beta = 1 - \beta^\circ / 140^\circ.$$

Определившись с коэффициентами, входящими в уравнение (1), перейдем к нахождению коэффициентов, фигурирующих в формуле (2). Предел выносливости зубьев при изгибе σ_{Flimb}° соответствует базовому числу циклов перемены напряжений. Значения σ_{Flimb}° определяются в зависимости от вида термообработки по табл.1 (под HB_c подразумевается средняя твердость сердцевины зуба по Бригеллю).

Таблица 1 – Предел выносливости зубьев при изгибе σ_{Flimb}° (МПа) для различных условий термообработки

Вид термообработки и ее условие		σ_{Flimb}° , МПа
Цементация $HRC \geq 59$ $HB \geq 300$	С мероприятиями против обезуглероживания	900
	Возможность обезуглероживания полностью не исключена	800
Азотирование	Обычная технология предварительной термообработки: закалка + отпуск; $HV \geq 600$; $HB_c 280 \dots 380$	$2,1HB_c$
	Технология с предварительной циклической термообработкой: Закалка + отпуск; бал зерна $> 90 HV \geq 650$; $HB 310 \dots 390$	18X2H4MA $2,17HB_c$
Термоулучшение $HB 280 \dots 380$		$1,7HB_c$

Для определения коэффициента K_{Fd} , учитывающего влияние деформационного упрочнения в зависимости от вида термообработки и способа упрочнения, можно воспользоваться табл. 2.

Коэффициент K_{Fc} , учитывающий влияние двухстороннего приложения нагрузки, находится следующим образом. При одностороннем приложении нагрузки $K_{Fc} = 1,0$; при двухстороннем приложении нагрузки

$$K_{Fc} = 1 - \gamma_{Fc} \frac{T_{1p}}{T_1}.$$

Здесь T_1 – максимальный крутящий момент на шестерне в зацеплении; T_{1p} – максимальный расчетный крутящий момент противоположного момента T_1 направления; γ_{Fc} – коэффициент, зависящий от вида термообработки и способа нагружения, определяемый по табл. 3

Для определения коэффициента долговечности K_{FL} воспользуемся зависимостью $K_{FL} = \sqrt[2.5]{N_{FO} / N_{FE}}$, где $N_{FO} = 10^7$ – базовое число циклов перемены напряжений при расчете зубьев на изгиб, а N_{FE} – эквивалентное число циклов перемены напряжений при расчете зубьев на изгиб.

При нахождении N_{FE} можно воспользоваться зависимостью

$$N_{FE} = 60a_{\Pi} \sum_{i=1}^k n_i t_i \left(\frac{T_i K_{F\beta i} K_{\nu i}}{T_1 K_{F\beta 1} K_{\nu 1}} \right)^{2.5},$$

где T_i , n_i , t_i – крутящий момент, частота вращения и время работы на i -ом режиме.

Коэффициент K_x , учитывающий размеры зубчатого колеса, находится из выражения $K_x = 1,3 / d_w^{0,5}$. Если величина коэффициента $K_x > 1$, то при расчетах следует принимать значение $K_x = 1$.

Коэффициент Y_S , учитывающий градиент напряжений, выражен эллиптической зависимостью $Y_S = (3/m)^{0,08}$, где модуль зацепления m принимается в мм.

Коэффициент Y_R учитывает шероховатость переходной поверхности. Значения указанного коэффициента в зависимости от вида термообработки и шероховатости переходной поверхности определяются по табл. 4.

Разработанные методы расчета зубьев с точечной системой зацепления на контактную и изгибную прочность являются, как уже говорилось ранее, одной из первых попыток создания подобных методик расчета. В дальнейшем по мере

Таблица 2 – Величина коэффициента K_{Fd} для различных способов упрочнения

Способ упрочнения	K_{Fd}		
	Цементация	Азотирование	Термоулучшение
Дробеструйный	1,05	1,05	1,10
Гидродробеструйный	1,15	1,10	1,20

Таблица 3 – Величина коэффициента γ_{Fc} для различных видов термообработки

Вид термообработки	γ_{Fc}	
	Нагрузка изменяется за каждый цикл	Последовательное приложение нагрузки разного знака
Цементация	0,20	0,08
Азотирование	0,10	0,04
Термоулучшение	0,30	0,12

накопления результатов теоретических и экспериментальных исследований по пространственному точечному зацеплению зубьев указанные методы расчета претерпят определенные изменения, однако их физическая сущность при этом практически не изменится.

Таблица 4 – Значения коэффициента Y_R в зависимости от вида термообработки и шероховатости переходной поверхности

Вид термообработки	Способ окончательной обработки переходной поверхности	Шероховатость переходной поверхности	Y_R
Цементация	Полирование	$R_a < 0,63$	1,05
	Фрезерование	$R_a < 2,5$	0,95
		$R_a < 1,25$	1,0
Азотирование	Полирование и фрезерование	$R_a < 1,25$	1,0
Термоулучшение	Полирование	$R_a < 0,63$	1,1
		$R_a < 1,25$	1,0
	Фрезерование	$R_a < 2,5$	0,95

Выводы. 1. Впервые предпринята попытка разработки практического метода расчета изгибной прочности зубчатых передач с пространственной точечной системой зацепления эвольвентных зубьев.

2. Предложенный метод расчета учитывает совокупное влияние на изгибную прочность зубьев конструктивных, технологических и эксплуатационных факторов. При этом коэффициенты, определяющие изгибную прочность зубьев, находятся расчетным путем либо исходя из приведенных табличных данных.

3. Предложенный метод расчета зубьев на изгиб впервые учитывает рассеивание нагрузки по большей площадке контакта при точечном первоначальном зацеплении по сравнению с зацеплением зубьев по линии.

4. Разработанные зубчатые передачи с пространственной точечной системой зацепления подтверждены опытной проверкой и защищены 25 патентами на изобретения, характеризуются изгибной прочностью, превышающей таковую при линейном взаимодействии зубьев примерно в 1,4...1,7 раза.

Список литературы. 1. Попов А.П. Зубчатые муфты в судовых агрегатах [Текст] / А.П. Попов – Л.: Судостроение, 1985. – 246с. 2. Патент № 77304 на винахід. Україна. Зубчаста передача з криволінійними твірними зубів / Попов О.П. – а2004121281; Заявл. 14.02.04; Опубл. 15.11.06. Бюл. № 11. 3. Попов А.П. Контактная прочность зубчатых механизмов / А.П. Попов – Николаев: Изд-во НУК, 2008. – 580с. 4. Попов А.П. Зубчатые механизмы с точечным контактом зубьев / А.П. Попов – Николаев: Изд-во Атолл, 2010. – 774с. 5. Попов А.П. Контактная прочность зубчатых передач с точечным зацеплением зубьев / А.П. Попов, М.Г. Мозговой // Вестник НТУ «ХПИ». – Харьков: НТУ «ХПИ», 2013. – №41. – С. 99-108.

Поступила в редакцию 25.03.2014

УДК 621.833

Изгибная прочность зубчатых передач с точечным зацеплением зубьев / А.П. Попов, А.М. Медведовский, Л.А. Попова, О.И. Савенков // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Машинознавство та САПР. – Х. : НТУ «ХПІ», 2014. – № 29 (1072). – С. 127-132. – Бібліогр.: 5 назв. ISSN 2079-0075.

Вперше у відповідності з новою теорією контактної міцності пружно стислих тіл розроблений метод розрахунку на згинальну міцність зубчастих передач з точковим зацепленням зубів.

Ключові слова: передача, зуби, контакт, вигин, напруження

The method of calculation on bending strength of tooth gears with point tooth system has been carried out for the first time in accordance with new theory of contact strength of elastic compressed bodies.

Key words: gear, tooth, contact, bending, stresses

Ю. В. ПОРОХОВСЬКИЙ, к.т.н., ст. викл. НУ «ЛП»; Львів;
Б. І. КІНДРАЦЬКИЙ, д.т.н., проф., зав. каф. ЕРАТ НУ «ЛП», Львів

РОЗПОДІЛ ЗАЛИШКОВИХ ТЕХНОЛОГІЧНИХ НАПРУЖЕНЬ У ЗОНІ КІЛЬЦЕВИХ ЗВАРНИХ З'ЄДНАНЬ КУСКОВО-ОДНОРІДНИХ ОБОЛОНКОВИХ МАШИНОБУДІВНИХ КОНСТРУКЦІЙ

На основі уточненої теорії оболонок побудовано математичну модель розрахунково-експериментального методу визначення залишкових напружень в зонах зварних швів кусково-однорідних оболонок у машинобудівних конструкціях та проведено числовий аналіз задачі.

Ключові слова: Кусково-однорідна оболонка, машинобудівна конструкція, зварний шов, залишкові напруження, уточнена теорія оболонок.

Вступ. У машинобудівних конструкціях (МК) приходиться зварювати деталі, які виготовлені з різних за фізичними характеристиками матеріалів. Зварні з'єднання займають особливе місце при проведенні діагностування технічного стану таких конструкцій, оскільки на концентрацію напружень, крім експлуатаційних навантажень, впливають ще і знакомінні та нерівномірно розподілені по довжині конструкції залишкові зварювальні напруження. Для їх визначення існують розрахункові, експериментальні та розрахунково-експериментальні методи, які базуються на поєднанні математичного моделювання з експериментальними даними. Результати визначення залишкових напружень для зварного з'єднання постійної товщини висвітлені у роботах [1, 2], а для різнотовщинного зварного з'єднання подані у статтях [3-5].

Нижче для оцінки розподілу залишкових напружень в зоні кусково-однорідного зварного з'єднання запропоновано математичну модель, побудовану на основі уточненої теорії оболонок, що враховує скінченну жорсткість на зсув в напрямку нормалі до серединної поверхні оболонки.

Постановка задачі. Розглянемо стикове зварне з'єднання двох різнорідних труб однакової товщини. Їх пружні характеристики E_1, μ_1 та E_2, μ_2 (рис. 1), а $2h$ – товщина оболонки. Віднесемо таку оболонку до безрозмірної триортogonalної системи координат α, β, γ , де $\alpha = z/R$, z – координата вздовж осі оболонки, R – радіус серединної поверхні кусково-однорідної оболонки, β – кутова координата, γ – координата вздовж зовнішньої нормалі до серединної поверхні труби. Позначимо прогин серединної поверхні лівої частини від зварного шва оболонки з пружними характеристиками E_1, μ_1 через $W_1(\alpha)$ та правої частини зварного з'єднання з пружними параметрами E_2, μ_2 – через $W_2(\alpha)$.

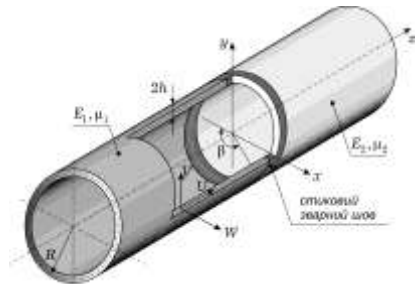


Рисунок 1 – Схема зварного з'єднання

На основі уточненої теорії оболонок з власними напруженнями [6, 7] ключові рівняння для визначення функцій $W_i(\alpha)$ ($i = 1, 2$) подамо у вигляді:

$$\frac{d^4 W_i}{d\alpha^4} - 2g_i^2 \frac{d^2 W_i}{d\alpha^2} + 4\lambda_i^4 W_i = F_i(\alpha), \quad i = 1, 2. \quad (1)$$

Тут

$$F_i(\alpha) = 4\lambda_i^4 R \mathbf{E}_{\beta\beta}^{0i} - R^2 \frac{d^2}{d\alpha^2} (\kappa_{\alpha\alpha}^{0i} + \mu_i \kappa_{\beta\beta}^{0i}) - 2g_i^2 R \frac{d^2 \mathbf{E}_{\beta\beta}^{0i}}{d\alpha^2} + R \frac{d^3 \mathbf{E}_{\alpha\gamma}^{0i}}{d\alpha^3} - 4 \frac{\mu_i R^3}{D_{1i}} N_1^0, \quad i = 1, 2. \quad (2)$$

$$\mathbf{E}_{jj}^{0i}(\alpha) = \frac{1}{2h} \int_{-h}^h e_{jj}^{0i}(\alpha, \gamma) d\gamma, \quad \kappa_{jj}^{0i}(\alpha) = \frac{3}{2h^3} \int_{-h}^h e_{jj}^{0i}(\alpha, \gamma) \gamma d\gamma,$$

$$\mathbf{E}_{\alpha\gamma}^{0i}(\alpha) = \frac{1}{2h} \int_{-h}^h e_{\alpha\gamma}^{0i}(\alpha, \gamma) d\gamma, \quad j = \alpha, \beta; \quad i = 1, 2,$$

$2g_i^2 = \frac{E_i}{K'_i G'_i}$; $D_{1i} = \frac{2E_i h^3}{3(1-\mu_i^2)}$; $\lambda_i^4 = \frac{3R^2(1-\mu_i^2)}{4h^2}$; E_i – модуль Юнга лівої ($i = 1$) та правої ($i = 2$) частин кусково-однорідної зварної конструкції; μ_i – коефіцієнти Пуассона матеріалів цих частин; G'_i – модуль зсуву на площадках, перпендикулярних до серединних поверхонь; K'_i – коефіцієнт зсуву.

На основі проведеного аналізу розподілу залишкових напружень і залишкових термопластичних деформацій в зоні зварних швів і наведених результатів досліджень [7-9] розподіл несумісних залишкових деформацій в зоні зварного шва e_{ij}^0 апроксимуємо виразами

$$e_{\beta\beta}^{0i}(\alpha, \gamma) = -\mathbf{E}_{1i}^* f_{1i}(\gamma) \varphi_{\beta i}(\alpha), \quad e_{\alpha\alpha}^{0i}(\alpha, \gamma) = -\mathbf{E}_{2i}^* f_{2i}(\gamma) \varphi_{\alpha i}(\alpha), \\ e_{\alpha\gamma}^{0i}(\alpha, \gamma) = -\mathbf{E}_{0i}^* f_{0i}(\gamma) \varphi_{0i}(\alpha), \quad (3)$$

де функції $\varphi_{\beta i}(\alpha)$, $\varphi_{\alpha i}(\alpha)$, $\varphi_{0i}(\alpha)$, $f_{mi}(\gamma)$ ($i = 1, 2$; $m = 0, 1, 2$) описують залишкові пластичні деформації у зварному з'єднанні [4]

Метод розв'язування. Розв'язки рівнянь (1) зобразимо у вигляді сум розв'язків однорідного рівняння $W_i^{(1)}$ і часткових розв'язків неоднорідного $W_i^{(2)}$, тобто

$$W_i(\alpha) = W_i^{(1)}(\alpha) + W_i^{(2)}(\alpha). \quad (4)$$

Розв'язок однорідного рівняння запишемо у вигляді:

$$W_i^{(1)}(\alpha) = A_{1i} \omega_{1i}(\alpha) + A_{2i} \omega_{2i}(\alpha). \quad (5)$$

Тут A_{ji} – сталі інтегрування;

$$\omega_{11}(\alpha) = e^{s_1 \alpha} \cos r_1 \alpha, \quad \omega_{21}(\alpha) = e^{s_1 \alpha} \sin r_1 \alpha, \\ \omega_{12}(\alpha) = e^{-s_2 \alpha} \cos r_2 \alpha, \quad \omega_{22}(\alpha) = e^{-s_2 \alpha} \sin r_2 \alpha, \quad (6)$$

$$\text{де } s_i = \lambda_i \sqrt{1 + \frac{g_i^2}{2\lambda_i^2}}, \quad r_i = \lambda_i \sqrt{1 - \frac{g_i^2}{2\lambda_i^2}}, \quad (7)$$

Часткові розв'язки $\bar{W}_i^{(2)}(\alpha)$ зобразимо як згортку фундаментальних розв'язків рівнянь (1) з правими частинами $\bar{F}_i(\alpha) = F_i(\alpha)/(\mathbf{E}_i^* R)$. Для цього використаємо фундаментальний розв'язок рівняння

$$\frac{d^4 W_i^*}{d\alpha^4} - 2g_i^2 \frac{d^2 W_i^*}{d\alpha^2} + 4\lambda_i^4 W_i^* = \delta(\alpha - \zeta), \quad (8)$$

де $\delta(x)$ – дельта-функція Дірака.

Підставивши тепер вищенаведені співвідношення у відомі загальні вирази для напружень [7] і здійснивши відповідні перетворення, формули для обчислення осевих $\sigma_{\alpha\alpha}$, колових (кільцевих) $\sigma_{\beta\beta}$ і зсувних $\sigma_{\alpha\gamma}$ залишкових напружень в зоні зварного з'єднання оболонок неоднакової товщини подамо у вигляді:

$$\begin{aligned} \sigma_{\alpha\alpha}^{(i)}(\alpha, \gamma) &= k_{1i} \sigma_T^* \bar{\sigma}_{\alpha\alpha}^{(i)}(\alpha, \gamma), \quad \sigma_{\beta\beta}^{(i)}(\alpha, \gamma) = k_{1i} \sigma_T^* \bar{\sigma}_{\beta\beta}^{(i)}(\alpha, \gamma), \\ \sigma_{\alpha\gamma}^{(i)}(\alpha, \gamma) &= k_{1i} \sigma_T^* \bar{\sigma}_{\alpha\gamma}^{(i)}(\alpha, \gamma), \end{aligned} \quad (9)$$

$$\begin{aligned} \text{де } \bar{\sigma}_{\alpha\alpha}^{(i)}(\alpha, \gamma) &= -\sqrt{\frac{3}{1-\mu_i^2}} \frac{\gamma}{h} \left[\Omega_i(\alpha) + \frac{1}{2\lambda_i^2} \bar{L}_{2i}(\alpha) - v_{3i} \bar{W}_{0i}(\alpha) \right] + \\ &+ \frac{1}{1-\mu_i^2} \left(\frac{1}{3} - \frac{\gamma^2}{h^2} \right) \left[\mu_i p_{1i} \Phi_{\beta i}(\alpha) + k p_{2i} \Phi_{\alpha i}(\alpha) \right], \end{aligned} \quad (10)$$

$$\bar{\sigma}_{\beta\beta}^{(i)}(\alpha, \gamma) = \bar{W}_i(\alpha) + \mu_i \bar{\sigma}_{\alpha\alpha}^{(i)}(\alpha, \gamma) + f_{1i}(\gamma) \Phi_{\beta i}(\alpha, \gamma),$$

$$\begin{aligned} \bar{\sigma}_{\alpha\gamma}^{(i)}(\alpha, \gamma) &= -\frac{1}{2K_i'} \left[\frac{1}{\lambda_i} \Omega_i^0(\alpha) + \frac{1}{2\lambda_i^4} \bar{L}_{3i}(\alpha) - \right. \\ &\left. - \frac{v_{3i}}{\lambda_i^2} \frac{d\bar{W}_{0i}(\alpha)}{d\alpha} \right] + \frac{G_i' k_0}{E_i} \left[p_{0i} \left(\frac{1}{3} - \frac{\gamma^2}{h^2} \right) + q_{0i} \frac{\gamma}{h} \right] \Phi_{0i}(\alpha), \end{aligned}$$

$$\Omega_i^0(\alpha) = -A_{1i} \left[(-1)^{i-1} \mu_{1i} \omega_{1i}(\alpha) + \mu_{2i} \omega_{2i}(\alpha) \right] +$$

$$+ A_{2i} \left[\mu_{2i} \omega_{1i}(\alpha) - (-1)^{i-1} \mu_{1i} \omega_{2i}(\alpha) \right], \quad k_{1i} = \mathbf{E}_i^* E_i / \sigma_T^*,$$

$$\sigma_T^* = (\sigma_T^{(1)} + \sigma_T^{(2)})/2 - \text{усереднена границя плинності матеріалів.}$$

У вирази для обчислення напружень входять числові параметри, які характеризують залишкові несумісні деформації e_{lm}^0 . Щоб їх знайти для конкретних зварних з'єднань, використовують експериментальні дані про залишкові напруження в таких з'єднаннях, які можна отримати неруйнівними експериментальними методами, як це показано, зокрема, в роботі [10].

Числовий аналіз. Для відтворення картини розподілу технологічних залиш-

кових напружень у зварному з'єднанні кусково-однорідних труб, аналогічно як і у випадку однорідних труб, важливим є аналіз розподілу напружень на основі розв'язку прямої задачі. Нижче такий аналіз проведено для зварених багатопаровим кільцевим зварним швом труб діаметром 219 мм, товщина труби $2h = 7$ мм для заданих залишкових термопластичних деформацій $e_{\beta\beta}^0$ і $e_{\alpha\alpha}^0$, які апроксимуються виразами [4]. При цьому величини параметрів α_{mi} , b_{ni} , q_{mi} ($p_{mi} = q_{mi}/2$; $i = 1, 2$; $n = 1, 2, 3$; $m = 0, 1, 2$) наведені на рисунках, а параметр $E_1^* = 8 \cdot 10^{-4}$. Матеріал лівої частини труби – сталь марки 10Г2ФБЮ ($E_1 = 2,1 \cdot 10^5$ МПа; $\mu_1 = 0,3$; $\sigma_T^{(1)} = 470$ МПа), а правої – сталь марки 17ГС ($E_2 = 1,9 \cdot 10^5$ МПа; $\mu_2 = 0,28$; $\sigma_T^{(2)} = 360$ МПа).

На рис. 2-4 графічно зображено результати розподілу колових $\sigma_{\beta\beta}$ (рис. 2), осьових $\sigma_{\alpha\alpha}$ (рис. 3) та зсувних (рис. 4) залишкових напружень в зоні зварного шва на зовнішній ($\gamma = h$) та внутрішній ($\gamma = -h$) поверхнях труби. З метою оцінки впливу уточненої теорії оболонок на розподіл залишкових напружень на рисунках штриховими лініями нанесено відповідні напруження, отримані за теорією оболонок Кірхгофа–Лява. Так як теорія оболонок Кірхгофа–Лява не враховує зсувних напружень (у цій теорії ними нехтують), то на рис. 4 такі лінії не нанесені.

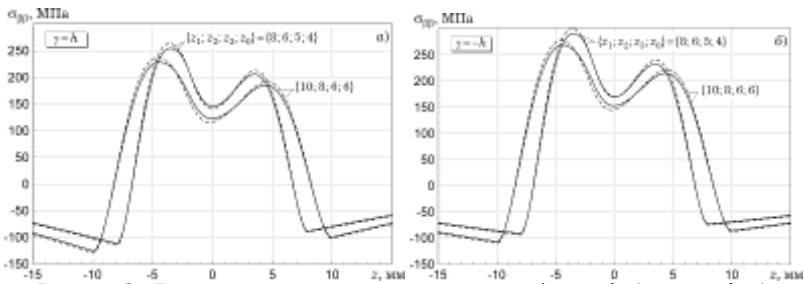


Рисунок 2 – Вплив ширини зон термопластичних деформацій (параметрів z_i), розподілам яким відповідають вказані значення параметрів z_i , на рівень і зміну вздовж труб колових залишкових напружень: а – на зовнішніх їхніх поверхнях; б – на внутрішніх їхніх поверхнях

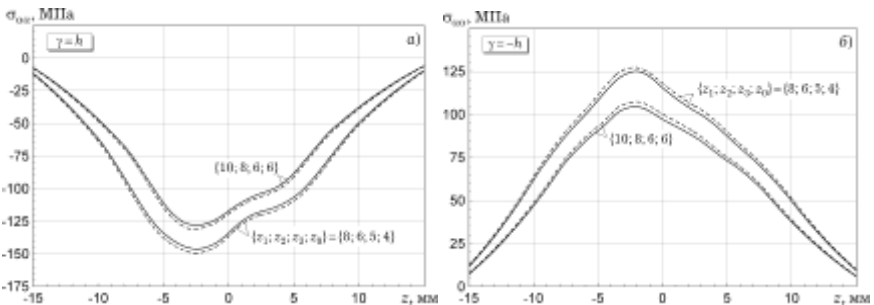


Рисунок 3 – Вплив ширини зон залишкових деформацій (зміна параметрів z_i), розподілу яких характеризуються вказаними значеннями параметрів z_i , на рівень і зміну осьових залишкових напружень: а – на зовнішніх поверхнях труб; б – на внутрішніх поверхнях труб

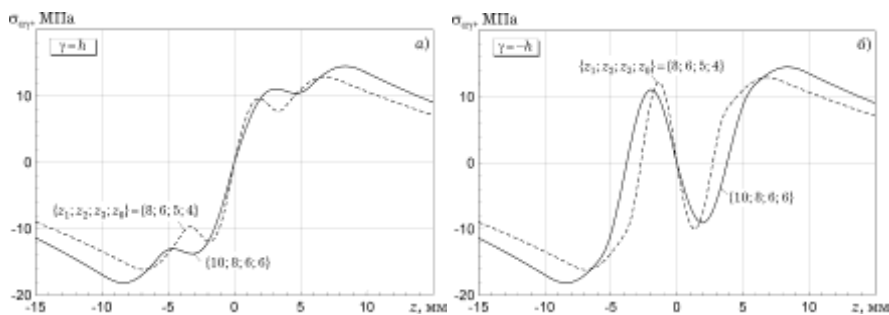


Рисунок 4 – Вплив ширини зон залишкових деформацій (зміна параметрів z_i), розподіли яких характеризуються вказаними значеннями параметрів z_i , на рівень і зміну зсувних залишкових напружень:
 а – на зовнішніх поверхнях труб; б – на внутрішніх поверхнях труб

Аналіз результатів та висновки. Порівняння результатів обчислених залишкових напружень на рис. 2, 3 при $g^2 = 1,56$ (уточнена теорія оболонок) і $g^2 = 0$ (класична теорія оболонок) показало, що максимальні відхилення між ними не перевищують 3,5–8%. Це обґрунтовує достовірність застосування отриманих на базі уточненої теорії оболонок результатів для розрахунку залишкових технологічних напружень в зоні кільцевого зварного з'єднання труб. Крім цього, видно, що рівень залишкових напружень, обчислених за уточненою теорією, нижчий від числових значень, отриманих за теорією оболонок Кірхгофа–Лява.

Із наведених на рис. 2-4 графіків розподілу залишкових напружень по різні сторони від зварного шва видно, що для частини труби, виготовленої із сталі марки 10Г2ФБЮ, напруження мають вищий рівень. З цього можна зробити висновок, що чим більші за числовим значенням пружні характеристики матеріалу, тим вищі залишкові напруження у трубі, виготовленої з цього матеріалу.

Список літератури: 1. *Осадчук В. А.* Діагностування залишкових технологічних напружень в елементах конструкцій розрахунково-експериментальним методом // *Мат. методи та фіз.-мех. поля.* – 2003. – 46, № 1. – С. 88–104. 2. *Кир'ян В. І., Осадчук В. А., Николішин М. М.* Механіка руйнування зварних з'єднань металоконструкцій. – Львів: СПОЛОМ, 2007. – 320 с. 3. *Осадчук В., Пороховський Ю., Банахевич Ю.* Математична модель розрахунково-експериментального визначення залишкових напружень в кільцевих зварних з'єднаннях труб на основі уточненої теорії оболонок // *Машинознавство.* – 2010. – № 3-4 (153–154). – С. 15–22. 4. *Осадчук В. А., Пороховський Ю. В., Іванчук О. О.* Діагностування залишкових напружень і оцінка їх впливу на статичну міцність зварних з'єднань різновисотних труб з дефектами типу тріщин // *Мат. методи та фіз.-мех. поля.* – 2008. – 51, № 2. – С. 133–146. 5. *Пороховський Ю., Кіндрацький Б., Осадчук В.* Визначення залишкових напружень у зварних з'єднаннях різновисотних трубчастих елементів машинобудівних конструкцій на основі уточненої теорії оболонок // *Машинознавство.* – 2011. – № 3-4 (165–166). – С. 8–15. 6. *Пелеш Б. Л.* Теория оболочек с конечной сдвиговой жесткостью. – Киев: Наука думка, 1973. – 248 с. 7. *Подстригац Я. С., Осадчук В. А., Марголин А. М.* Остаточные напряжения, длительная прочность и надежность стеклоконструкций. – Киев: Наука думка, 1991. – 296 с. 8. *Винокуров В. А., Григорянц А. Г.* Теория сварочных деформаций и напряжений. – Москва: Машиностроение, 1984. – 280 с. 9. *Недосека А. Я.* Основы расчета и диагностики сварных соединений. – Киев: Изд-во ИНДПРОМ, 1998. – 640 с. 10. *Осадчук В. А., Банахевич Ю. В., Іванчук О. О.* Визначення напруженого стану магістральних трубопроводів в зоні кільцевих зварних швів // *Фіз.-хім. механіка матеріалів.* – 2006. – 42, № 2. – С. 99–105.

Надійшла до редакції 28.05.2014

УДК 539.3

Розподіл залишкових технологічних напружень у зоні кільцевих зварних з'єднань кусково-однорідних оболочкових машинобудівних конструкцій / **Ю. В. Пороховський, Б. І. Кіндрацький** // *Вісник НТУ «ХП»*. Серія: *Машинознавство та САПР*. – Х. : НТУ «ХП», 2014. – № 29 (1072). – С. 133-

138. – Бібліогр.: 10 назв. ISSN 2079-0075.

На основе уточненной теории оболочек построена математическая модель расчетно-экспериментального метода определения остаточных напряжений в зонах сварных швов кусочно-однородных оболочек в машиностроительных конструкциях и проведен численный анализ задачи.

Ключевые слова: Кусочно-однородная оболочка, машиностроительная конструкция, сварной шов, остаточные напряжения, уточнена теория оболочек

Based on the refined theory of shells a mathematical model of calculation-experimental method is constructed for measuring of residual stresses in welded zones of piecewise-homogeneous shells in machine building structures. We construct solutions of the governing equations of refined theory of shells and obtained expressions for calculation of residual stresses at any point of weld. The parametric analysis of the problem has been made.

Keywords: piecewise-homogeneous shell, machine building structure, weld, residual stresses, refined theory of shells

УДК 623.4.016

П.О. РУСИЛО, к.т.н., доц., пр.н.с. наук.-досл. лаб. розвитку бронетанк. озброєння та техніки наук.-дослід. від. механіз. і танк. військ Наук. центру Сухопутних військ Академії сухопутних військ ім. гетьмана Петра Сагайдачного, Львів;

Р.Г. БУДЯНУ, к.т.н., нач. наук.-досл. лаб. розвитку бронетанк. озброєння та техніки наук.-дослід. від. механіз. і танк. військ Наук. центру Сухопутних військ Академії сухопутних військ ім. гетьмана Петра Сагайдачного, Львів;

О.М. КАЛІНІН, н.с. наук.-досл. лаб. розвитку бронетанк. озброєння та техніки наук.-дослід. від. механіз. і танк. військ Наук. центру Сухопутних військ Академії сухопутних військ ім. гетьмана Петра Сагайдачного, Львів;

В.В. КОСТЮК, с.н.с. наук.-досл. лаб. розвитку бронетанкового озброєння та техніки наук.-дослід. від. механізованих і танкових військ Наук. центру Сухопутних військ Академії сухопутних військ ім. гетьмана Петра Сагайдачного, Львів;

Ю.В. ВАРВАНЕЦЬ, н.с. наук.-досл. від. механіз. і танк. військ Наук. центру Сухопутних військ Академії сухопутних військ імені гетьмана Петра Сагайдачного, Львів

ОБҐРУНТУВАННЯ ТАКТИКО-ТЕХНІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ДЛЯ РОЗРОБЛЕННЯ ПЕРСПЕКТИВНИХ ВРАЗКІВ І ПОДАЛЬШОЇ МОДЕРНІЗАЦІЇ ВІТЧИЗНЯНИХ ТАНКІВ

Проведена оцінка рівня технічної досконалості сучасних зразків основних бойових танків, які знаходяться на озброєнні армій передових країн світу, та обґрунтовані тактико-технічні характеристики для модернізації та розроблення перспективних зразків. Порівняльний аналіз рівня технічної досконалості свідчить, що до трійки кращих світових зразків належать танк Т-90А, БМ «Оплот-М» і АМХ-56 «Леклерк». Вітчизняний танк БМ «Оплот-М» займає провідне місце серед перспективних зразків.

Ключові слова: зразок, модернізація, оцінка, рівень технічної досконалості, танк, тактико-технічні характеристики

Вступ. Постановка проблеми. Аналіз бойового застосування бронетанкового озброєння і техніки у наземних та повітряних операціях в умовах сучасних збройних конфліктів, регіональних війн та миротворчих місій показує, що вони не тільки не втратили своєї ролі на сучасному полі бою, а й у найближчій перспективі

© П.О. Русіло, Р.Г. Будяну, О.М. Калінін,
В.В. Костюк, Ю.В. Варванець, 2014

не можуть бути замінені будь-якою іншою системою зброї. Доки ближній бій залишається необхідним елементом бойових операцій, доти збережеться й потреба у цьому виді озброєння. Аналіз ситуації, яка спостерігається у світі у танкобудівній галузі, свідчить про те, що існує дві тенденції розвитку основних бойових танків: основна – модернізація раніше випущених зразків танків, які знаходяться на озброєнні та виробництві, а друга – розроблення і створення нових зразків основних танків. Стрімкий розвиток засобів збройної боротьби, тактики ведення бою і нових організаційно-штатних структур збройних формувань постійно вносить свої корективи до вимог, які висуваються до сучасних і перспективних зразків основних бойових танків. Обґрунтування тактико-технічних характеристик (ТТХ) для розроблення нових перспективних зразків і подальшої модернізації вітчизняних бойових танків є актуальним.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Локальні війни, які пройшли після Другої світової війни, показують, що за танками закріпилася провідна роль у складі загальновійськових формувань, зокрема як основного бойового засобу в ближньому бою. Досвід бойового застосування танків у локальних конфліктах в останні десятиріччя підтвердив крайню необхідність мати машини з підвищеним рівнем основних бойових характеристик: вогневої потужності, захищеності, рухомості і командної керованості. Саме з удосконалення основних бойових властивостей і створення їх оптимального поєднання і проходить подальший розвиток основних бойових танків – будь то створення нової машини або модернізації раніше випущеного зразка. За сукупністю бойових характеристик на одному рівні знаходяться танки виробництва провідних танкобудівних країн світу: України, Росії, Німеччини, США, Великобританії і Франції.

Танк БМ «Оплот-М» створений на основі танка Т-84У і відрізняється від базової моделі наявністю: комбінованого панорамного прицілу командира з незалежними денним і тепловізійним каналами; окремого тепловізора і лазерного далекоміра командира; вбудованого динамічного захисту нового покоління «Нож-2», який здатний протидіяти кумулятивним боеприпасам з тандемною бойовою частиною; нових засобів радіозв'язку; комплексної системи керування рухом; удосконаленого цифрового щита механіка-водія; удосконаленого штурвала; більш екологічного дизельного двигуна 6ТД-2Е потужністю 1200 к.с.; використанням гідроб'ємно-механічної трансмісії, яка виконує одночасно роль бортових трансмісій і механізму повороту [1, 2].

Танки, які оснащені двигунами 6ТД-2 з сучасною автоматичною трансмісією, відповідають закордонним танкам за показниками маневреності та зручності керування. Танки з турбопоршневими дизелями 6ТД-1 і 6ТД-2 за питомими показниками і компоновочними характеристиками моторно-трансмісійного відділення (МТВ) не мають аналогів у світовому танкобудуванні (питома потужність МТВ становить 387 к.с./м³ проти 333 і 258 к.с./м³ відповідно у танків «Леопард-2» і «Абрамс»). Швидкість заднього ходу 31 км/год. У питаннях експлуатації двигуни серії 6ТД практично не поступаються закордонним аналогам [3]. Машина має ресурс роботи до капітального ремонту не менше 14000 км, а періодичність проведення номерних технічних обслуговувань становить не менше 2500 км. Параметр потоку відмов до капітального ремонту становить одну відмову на 1000 км пробігу машини. Корпус і башта виготовлені з багатощарової броні з керамічним наповнювачем.

Основний бойовий танк Російської Федерації Т-90 поєднує оригінальні кон-

структурські розробки і кращі компоувальні та конструктивні рішення танків Т-72 і Т-80 [4-8]. Поєднання вбудованого динамічного захисту і багатошарової броні підвищує захищеність і живучість в екстремальних бойових умовах. Оптико-електронний комплекс протидії забезпечує захист танка від ураження протитанковими керованими ракетами.

На основі танка Т-90 розроблений ракетно-гарматний танк Т-90А [9]. Висота танка Т-90А на 20–30 см нижче західних і, як наслідок, значно менші площа лобової проекції і маса танка. Впроваджені комплекс конструктивних і технологічних заходів підвищують протимінну стійкість та знижують ймовірність знаходження й ураження танка. Оптимальне поєднання бойових, експлуатаційних характеристик і вартості вигідно відрізняється від танків інших танкобудівних країн як за вартістю власної машини, так і вартістю її експлуатації. Використання комплексу керованого озброєння «Рефлекс-М» з танковою керованою ракетою «Інвар-М» дозволяє отримати принципово нові бойові можливості: дальність стрільби керованої ракети у 2–2,5 рази перевищує дальність вогню бронебійних підкаліберних снарядів (БПС) будь-яких сучасних танків. Танкова керована ракета пробиває лобову броню всіх танків. Лобова броня танка витримує влучення найбільш масових західних БПС. Завдяки встановленню динамічного захисту захищеність бортів танка перевищує західні. На танку відсутній стабілізований панорамний перископічний приціл.

Німецький танк «Леопард-2А6» залишається основним бойовим засобом армій НАТО [5, 10]. Система управління вогнем з електронним обчислювачем гарантує високу ймовірність ураження першим пострілом з місця та з ходу як нерухомих, так і рухомих цілей. Рухомість танка «Леопард-2А6» забезпечується силовим блоком з поперечним розташуванням двигуна, до складу якого входять дизельний двигун потужністю 1500 к. с. та гідромеханічна трансмісія з автоматичною п'ятиступеневою коробкою передач. Дизельний 12-циліндровий двигун з турбонагнітачем пристосований до умов експлуатації в регіонах з жарким кліматом і має оптимальні характеристики з паливної економічності, надійності та ремонтпридатності.

Оновлений танк «Леопард-2А7+» має підвищену мобільність та оптимізований до використання як у звичайних бойових операціях, так і для дій в умовах міста [11]. Танк озброєний 120-мм гладкоствольною гарматою з довжиною ствола 55 калібрів, а також бойовим модулем з дистанційним керуванням кулеметом калібру 12,7 мм та 40-мм гранатометом. У боєкомплект танка входить новий осколково-фугасний снаряд з дистанційним підривником ДМ11. Встановлене додаткове бронювання на днищі корпусу збільшило масу танка до 67,5 т.

Основний бойовий танк США «Абрамс» М1А2 SEP має підвищений броньовий захист лобових деталей корпусу і башти, які виготовлені з включеннями збідненого урану, підвищену могутність боєприпасів. Танк створений за класичною компоувальною схемою, з баштою і корпусом звареної конструкції, з використанням у лобових зонах багатошарової композитної броні [12, 13]. Живучість ствола гармати становить 700 пострілів бронебійним підкаліберним снарядом.

Танк має найбільший внутрішній заброньований об'єм, габаритні розміри і площу лобової проекції, низьку надійність силової установки і ходової частини під час експлуатації у важких умовах, слабке бортове і тильне бронювання, відсутність навісної «активної» броні, високу помітність в інфрачервоному діапазоні із-за використання газотурбінного двигуна. Танк найбільш вразливий від розповсюджених касетних боєприпасів авіації та РСЗВ серед всіх танків НАТО. Підвищення маси танка привело до перевантаження опорних катків і, як наслідок, до швидкого їх руйнування [3].

Корпус, башта та екрани основного бойового танка Великобританії «Челленджер-2» виготовлені з удосконаленої комбінованої багатошарової броні типу «чоб-хем», яка забезпечує підвищену стійкість від кумулятивних і підкаліберних снарядів [3, 5]. Лобова проекція корпусу і башти виконано з великими кутами нахилу. Боскомплект розташований нижче рівня погону башти. Борти машини захищені протикумулятивними екранами. Встановлена шина даних (стандартний інтерфейс військової техніки НАТО), дозволяє здійснити так звану «диджиталізацію» поля бою і значно підвищити швидкість обміну інформацією між різними силами, які ведуть бойові дії.

Ізраїль має великий досвід у війні 1967 року на Близькому Сході та бойових діях у Лівані, який показав, що рухомість бронетанкової техніки не може замінити її захищеність. Під час розроблення нового танка «Меркава» Mk4 пріоритетними стали підвищення захищеності і живучості танка на полі бою. Компонівка танка «Меркава» Mk4 незвичайна. Башта і бойове відділення розташовані в кормовій частині машини. Лобова броня багатошарова, за її першим шаром простір, який заповнений дизельним паливом, потім йде ще один шар броні. По периметру задньої частини башти підвішені металеві ланцюги з кулями. Танк має більш високий рівень захисту проти мін, балістичний захист виконано модульним. Силова установка управляється комп'ютером [5, 14, 15].

Французький танк «Леклерк» AMX-56 виконаний за класичною компоновальною схемою з розміщенням основного озброєння у броньованій башті. Гідромеханічна підвіска забезпечує плавність руху і найбільш можливу за тяговими характеристиками швидкість на дорогах і пересіченій місцевості. Відділення керування – у передній частині корпусу, а моторно-трансмійне – у кормовій частині машини. У передній частині корпусу частково використана модульна конструкція броньового захисту. Через центральну мультикомплексну шину даних між собою з'єднані: цифровий електронний балістичний обчислювач системи керування вогнем, мікропроцесори прицілів командира і навідника, гармати і спареного кулемета, автомата заряджання гармати, двигуна і трансмісії, панелі управління механіка-водія. Покриття танка виконано за технологією «Стелс» [5, 16, 17].

Аналіз даних ТТХ основних бойових танків показує майже повну відсутність на російському танку Т-90А засобів спеціалізованого обладнання (табл. 1). На українському танку БМ «Оплот-М» встановлена бортова інформаційно-керована система, аналогів якої у світі немає. Окремі елементи системи керування вогнем танків країн НАТО зв'язані військовим інтерфейсом у єдину інформаційну систему, яка служить для забезпечення організації взаємодії та управління в бою, розпізнавання цілей. За технічними характеристиками і ефективністю систем озброєння бойові танки БМ «Оплот-М» і Т-90А переважають зразки армій країн НАТО. 125-мм гладкоствольна гармата типу 2А46 має більшу потужність щодо пробивання броні БПС і переважає гармату танка «Абрамс» M1A2 SEP на 15–20%, гармату танка «Леопард-2А6» – на 5–7%, дозволяє досягти і перевершити за дульною енергією та коефіцієнтом могутності модернізовану гармату L55 танка «Леопард-2А6» [14]. Отже, у доступних інформаційних джерелах висвітлено основні бойові і ТТХ кожного танка. У той же час, питання щодо обґрунтування тактико-технічних характеристик для модернізації та розроблення перспективних зразків бойових танків не розглядається.

Метою статті є обґрунтування ТТХ для модернізації та розроблення перспек-

тивних зразків на підставі оцінки рівня технічної досконалості сучасних зразків основних бойових танків армій провідних танкобудівних країн світу.

Таблиця 1 – Наявність спеціалізованого обладнання і систем та озброєння

Засоби спеціалізованого обладнання і систем та озброєння	Зразки бойових машин						
	БМ «Оплот-М»	Т-90А	«Леопард-2А7+»	М1А2 SEP «Абрамс»	«Челленджер-2»	«Меркава» МК-4	АМХ-56 «Леклерк»
Спеціалізоване обладнання і системи							
Бортова інформаційно-керувана система	+	-	+	+	-	-	+
Бортова ЕОМ	+	-	+	+	+	-	+
Система розпізнавання «свій-чужий»	-	-	+	+	-	+	+
Автомат супроводження цілі	-	-	+	+	+	+	-
Система дистанційного підірвання снаряду	-	+	+	+	+	+	-
Озброєння							
Гармата, тип	ГС	ГС	ГС	ГС	нарізна	ГС	ГС
Калібр гармати, мм	125	125	120	120	120	120	120
Прицільна дальність стрільби, м	4000	4000	3500	2800	3200	3500	3500
Механізм заряджання гармати	+	+	-	-	-	-	+
Боскомплект до спареного кулемета, набойв	1250	2000	2500	11400	2000	5000	800
Боскомплект зенітного кулемета, набойв	450	300	2500	500	2000	5000	2000
Комплекс керованого озброєння	+	+	-	-	-	+	-
Дальність стрільби ракетою, м	100–5000	5000	-	-	-	5000	-

Виклад основного матеріалу. Через велику номенклатуру існуючих і перспективних зразків танків постає питання необхідності визначення їхнього відносного рівня технічної досконалості для подальшого вибору напрямків удосконалення вітчизняних танків. Для порівняльної оцінки ТТХ зразків танків було опрацьовано 21 зразок основних бойових танків, які знаходяться в серійному виробництві і на озброєнні армій країн світу. Порівняльний аналіз переваг і недоліків, їхнє широке застосування і подальше використання дав змогу виокремити 7 основних бойових танків армій передових країн світу, які за рівнем технічної досконалості на перший погляд не дуже сильно різняться (табл. 2).

Нормування значень технічних і тактико-технічних характеристик танків, які виражені у різних одиницях вимірювання, за допомогою рангової шкали вимірювання дозволило відмітити слабкі і сильні показники ТТХ зразків, намітити напрямки удосконалення рівня технічної досконалості зразка [18]. Наприклад: для танків БМ «Оплот» і Т-90А треба суттєво покращити показник 3 – зменшити ширину танка і особливо показник 8 – збільшити потужність двигуна; для танка М1А2 SEP «Абрамс» особливе значення має зменшення бойової маси і збільшення прицільної дальності стрільби з гармати; танк «Леопард-2А7+» потребує покращення показників 1, 3, 4, 5 і 7 – зменшення бойової маси, ширини і висоти, підвищення прицільної дальності стрільби з гармати та запас ходу по шосе (рис. 1).

Найкраще співвідношення показників ТТХ, що оцінюють рівень технічної досконалості, має танк АМХ-56 «Леклерк». Однак і він потребує покращення деяких ТТХ. Оцінювання рівня технічної досконалості зразків танків за допомогою

пропорційної шкали оцінок дозволяє підвищити точність значення комплексного показника рівня технічної досконалості і визначити, на скільки балів один зразок кращий (гірший) відносно інших [19]. Чим більша сума балів або коефіцієнт технічної досконалості, тим вищий рейтинг зразка ОБТ. За своїми ТТХ до трійки кращих світових зразків основних бойових танків належать російський танк Т-90А, український БМ «Оплот-М» і французький АМХ-56 «Леклерк». Найнижчий коефіцієнт рівня технічної досконалості має англійський танк «Челленджер-2» (табл. 3).

Таблиця 2 – Тактико-технічні характеристики сучасних основних бойових танків

Загальні відомості	БМ «Оплот-М»	Т-90А	«Леопард-2А7+»	М1А2 SEP «Абрамс»	«Челленджер-2»	«Меркава» Mk-4	АМХ-56 «Леклерк»
Країна – виробник	Україна	Росія	Німеччина	США	Великобританія	Ізраїль	Франція
Рік випуску	2009	2006	2011	2000	1992	2004	1991
Бойова маса, т	51,1	47,0	67,5	63,0	62,5	65,0	54,5
Екіпаж, осіб	3	3	4	4	4	4	3
Довжина корпусу, мм	7075	6860	7720	7918	8327	7970	6880
Ширина танка, мм	4176	3780	4000	3700	3520	3720	3710
Висота танка по даху башти, мм	2285	2228	2640	2440	2490	2660	2530
Прицільна дальність стрільби, м	4000	4000	3500	2800	3200	3500	3500
Макс. швидкість руху по шосе, км/год	70	70	72	67	56	65	71
Запас ходу по шосе, км	500	700	450	483	400	500	720
Потужність двигуна, кВт	883	736	1140	1140	883	1140	1140
Питома потужність, кВт/т	17,28	15,66	16,89	18,10	14,13	17,54	20,92
Перешкоди, що долаються:							
Максимальний кут підйому, °	32	30	30	30	30	35	30
Боковий крен, °	25	25	20	25	20	20	20
Ширина рову, м	2,85	2,8	3,0	2,743	2,8	3,55	3,0
Висота вертикальної стінки, м	1,0	0,85	1,1	1,244	0,9	1,05	1,25
Глибина броду, м	1,8	1,8	1,2	1,98	1,1	1,4	1,0
Глибина броду з ОПВТ, м	5,0	5,0	4,0	4,0	4,0	0	14,0

В якості комплексного показника рівня технічної досконалості вибрано суму добутків оцінок показників технічних і ТТХ однотипних зразків ОБТ [20], які визначені за пропорційною шкалою оцінювання, на їхній коефіцієнт вагомості K_v . Для обґрунтування вагових коефіцієнтів окремих ТТХ використаний метод експертних оцінок. Ступінь узгодженості думок експертів визначався за величиною коефіцієнта конкордації. Значення коефіцієнта конкордації залежно від характеристики знаходиться в межах від 0,79 до 0,89, що вказує на середню надійність узгодженості експертів.

Як і передбачалося, введення коефіцієнта вагомості суттєво вплинуло на рейтинг рівня технічної досконалості танків. Із-за низького показника потужності танк Т-90А, який має найбільшу кількість найкращих показників, децю поступається танку АМХ-56 «Леклерк». Недостатня потужність силової установки танка БМ «Оплот-М» знизилася його рейтинг на третє місце серед семи найкращих сучасних зразків основних бойових танків світу (рис. 2).

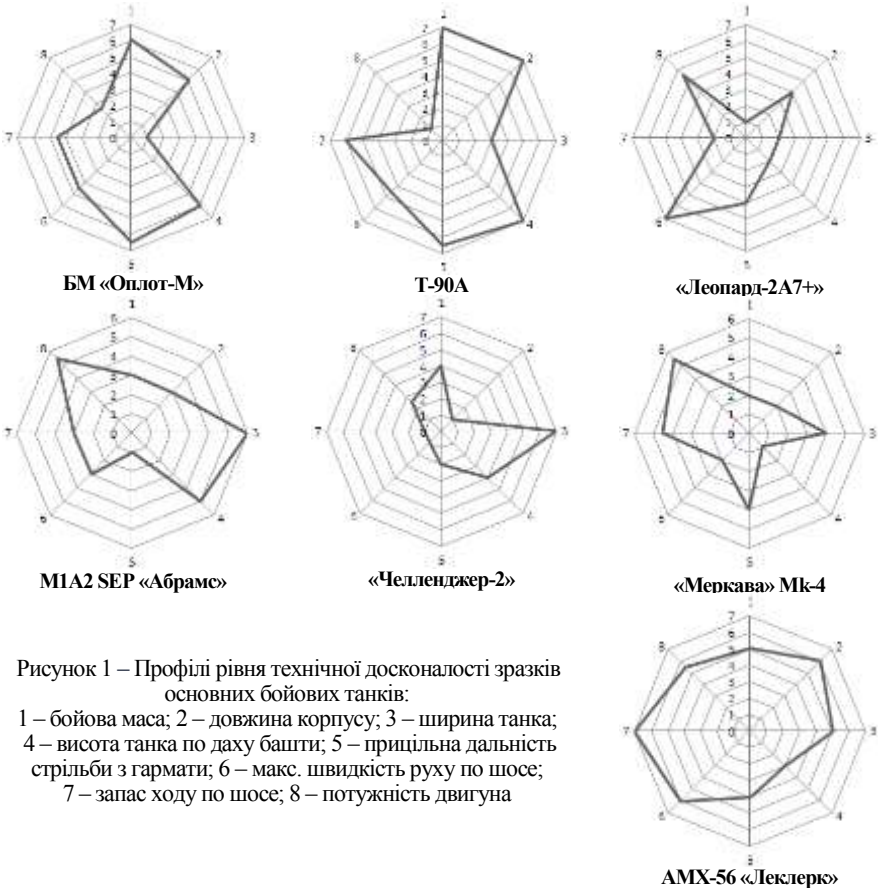


Рисунок 1 – Профілі рівня технічної досконалості зразків основних бойових танків:

- 1 – бойова маса; 2 – довжина корпусу; 3 – ширина танка;
- 4 – висота танка по даху башти; 5 – прицільна дальність стрільби з гармати; 6 – макс. швидкість руху по шосе;
- 7 – запас ходу по шосе; 8 – потужність двигуна

Певний вплив на рівень технічної досконалості зразків основних бойових танків, особливо під час ведення бойових дій, мають питома потужність машини і група показників щодо долання перешкод (див. табл.1). З урахуванням 15 показників за загальною сумою рангів найвищий рейтинг отримали: танки БМ «Оплот-М» і АМХ-56 «Леклерк» – 71, Т-90А – 68,5, значно покращився рейтинг танка М1А2 SEP «Абрамс».

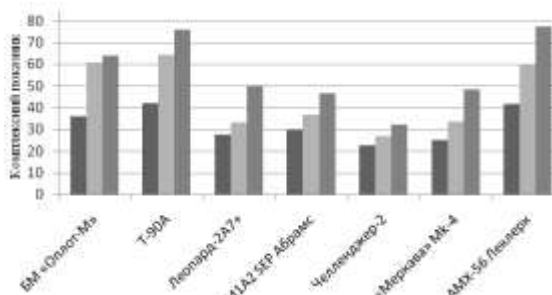
За визначенням коефіцієнтом технічної досконалості [18] відмічаємо, що рівень технічної досконалості трьох танків Т-90А, БМ «Оплот-М» і АМХ-56 «Лек-

лерк» знизився до рівня «добрий», танка M1A2 SEP «Абрамс» – зріс до рівня «середній», задовільний рівень залишився у танків «Меркава» Mk-4 і «Леопард-2A7+», незадовільний – у танка «Челленджер-2 (табл. 4). Зразка танка з рівнем технічної досконалості «високий» не існує.

Таблиця 3 – Нормовані дані показників тактико-технічних характеристик

Зразок	Маса	Довжина	Ширина	Висота	Прицільна дальність	Максимальна швидкість	Запас ходу	Потужність	Комплексний показник	Коефіцієнт технічної досконалості
БМ «Оплот-М»	80	85,3	0	86,8	100	87,5	31,3	36,4	607,3	0,76
T-90A	100	100	60,4	100	100	87,5	93,8	0	641,7	0,80
«Леопард-2A7+»	0	41,4	26,8	4,6	41,7	100	15,6	100	330,1	0,41
M1A2 SEP «Абрамс»	22	27,9	72,6	50,9	0	68,8	25,9	100	368,1	0,46
«Челленджер-2»	24,4	0	100	39,4	66,7	0	0	36,4	266,9	0,33
«Меркава» Mk-4	12,2	24,3	69,5	0	41,7	56,3	31,3	100	335,3	0,42
AMX-56 «Леклерк»	63,4	98,6	71	30,1	41,7	93,8	100	100	598,6	0,75

Рисунок 2 – Порівняльна оцінка рівня технічної досконалості зразків основних бойових танків за шкалами вимірювання:
 темний колір – рангова, світлий колір – пропорційна*, сірий колір – оцінка*вагомість
 (* – для зручності результати зменшені в 10 разів)



Таблиця 4 – Рівні технічної досконалості основних бойових танків

Зразок	Комплексний показник	Коефіцієнт технічної досконалості	Рівень технічної досконалості	Комплексний показник	Коефіцієнт технічної досконалості	Рівень технічної досконалості
	за 8 показниками			за 15 показниками		
БМ «Оплот-М»	607,3	0,76	«відмінний»	927,3	0,62	«добрий»
T-90A	641,7	0,80	«відмінний»	953,5	0,64	«добрий»
«Леопард-2A7+»	330,1	0,41	«задовільний»	566,6	0,38	«задовільний»
M1A2 SEP «Абрамс»	368,1	0,46	«задовільний»	806,6	0,54	«середній»
«Челленджер-2»	266,9	0,33	«незадовільний»	376,7	0,25	«незадовільний»
«Меркава» Mk-4	335,3	0,42	«задовільний»	677,6	0,45	«задовільний»
AMX-56 «Леклерк»	598,6	0,75	«відмінний»	910,5	0,61	«добрий»
Максимальне значення	800	>0,99	«високий»	1500	>0,99	«високий»

Висновки. 1. Модернізовані танки оснащуються цифровою електронною

технікою, системою обміну інформації з іншими машинами, цифровими автоматизованими робочими місцями, бортовою навігаційною апаратурою, досконалими комплексами керування вогнем, динамічним та активним захистом, засобами зв'язку нового покоління, а також впроваджено комплекс конструктивних і технологічних заходів, які підвищують його протиснарядну і протимінну стійкість та знижують ймовірність знаходження й ураження.

2. У сучасному танкобудуванні існує стійка тенденція до підвищення середніх швидкостей руху танків у різних дорожніх умовах, покращення їхніх динамічних і маневрових якостей. Це є наслідком підвищення питомої потужності за рахунок використання більш сучасних потужних двигунів.

3. Танк БМ «Оплот» має певні переваги перед танками країн НАТО за такими показниками: менші габарити; кращі показники питомої потужності, питомої витрати палива, запасу ходу; менша кількість членів екіпажу; висока швидкість стрільби гармати; використання бронейно-підкаліберних, кумулятивних, осколково-фугасних пострілів та протитанкових керованих ракет і найменша собівартість виробництва зразка.

4. Подальша модернізація вітчизняного танка БМ «Оплот» можлива за рахунок використання у боєкомплекті бронейних підкаліберних снарядів підвищеної могутності; підвищення захищеності екіпажу і боєкомплекту; підвищення потужності силових установок; оснащення танків інформаційно-керованими системами.

Список літератури. 1. <http://www.morozov.com.ua>. 2. [http://smilaforum.org.ua/img/2009/30/oplot m 13](http://smilaforum.org.ua/img/2009/30/oplot_m_13). 3. bvt.narod.ru/1/tank3/hp. Танковая мощь. Сталь и огонь. 4. *Маев С.А.* Состояние и перспективы развития бронетанкового вооружения и военной техники, военной автомобильной техники Вооруженных Сил Российской Федерации. Режим доступа до журн.: [tpr://bvt.narod.ru/1/russia21.htm](http://bvt.narod.ru/1/russia21.htm). 5. *Бронетанковая техника мира: справочник*. – М.: АНО Информационное агентство АРМС-ТАСС, 2006. – 368 с. 6. *Хлопотов А.* Т-90 основной боевой танк России / А. Хлопотов // Техника и вооружение. – 2010. – №5. – С. 2-9. 7. *Хлопотов А.* Т-90 основной боевой танк России / А. Хлопотов // Техника и вооружение. – 2010. – №6. – С. 2-9. 8. *Хлопотов А.* Т-90 основной боевой танк России / А. Хлопотов // Техника и вооружение. – 2010. – №7. – С. 2-11. 9. http://www.army-guide.com/rus/article/article_1352.html. 10. *Аганов А.* Основной боевой танк «Леопард-2А6» / А. Аганов // Зарубежное военное обозрение. – 2002. – №6. – С. 26-34. 11. <http://topwar.ru/5458-tank-leopard-2a7.html>. 12. *Стеркин Н.* Модернизация основного боевого танка «Абрамс» / Н. Стеркин // Зарубежное военное обозрение. – 2009. – №1. – С. 36-37. 13. *Брокадов А.* Новый этап модернизации американских ОБТ «Абрамс» / А. Брокадов // Зарубежное военное обозрение. – 2013. – №1. – С. 92. 14. *Суворов С.* Боевые колесницы земли обетованной / С. Суворов // Техника и вооружение. – 2007. – №7. – С. 48-49. 15. *Суворов С.* Боевые колесницы земли обетованной / С. Суворов // Техника и вооружение. – 2007. – №10. – С. 45-52. 16. *Митин А.* Состояние и перспективы развития Вооруженных сил Франции / А. Митин // Зарубежное военное обозрение. – 2012. – №6. – С. 10-15. 17. <http://mirknig.com/2012/11/28/zarubezhnoe-voennoe-obozenie-2-1995.html> Лекле. 18. Патент на корисну модель № 72694 України, МПК G01 N27/27. Спосіб вибору напрямків удосконалення рівня технічної досконалості однотипних зразків озброєння та військової техніки / *Ю.В. Варванець, О.М. Калінін, О.М. Курпрієнко, П.О. Русіло, М.В. Чорний*; заявник та патентовласник: Академія сухопутних військ, опубл. 27.08.12. Бюл. №16, 2012 р.). 19. Патент на корисну модель № 72693 України, МПК G01 N27/27. Спосіб оцінки рівня технічної досконалості однотипних зразків озброєння та військової техніки / *П.О. Русіло*; заявник та патентовласник: Академія сухопутних військ, опубл. 27.08.12. Бюл. №16, 2012 р. 20. *Русіло П.О.* Методика оцінювання рівня технічної досконалості однотипних зразків озброєння та військової техніки (на прикладі броньованих ремонтно-евакуаційних машин) / *П.О. Русіло* // 36. наук. пр. Харк. ун-ту Повітряних Сил. – Х.: ХУПС, 2012. Вип. 3(32). – С. 30-33.

Поступила в редакцію 23.04.14

УДК 623.4.016

Обґрунтування тактико-технічних характеристик для розроблення перспективних зразків і подальшої модернізації вітчизняних танків / *П.О. Русіло, Р.Г. Будяну, О.М. Калінін, В.В. Костюк, Ю.В. Варванець* / Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Машинознавство та САПР. – Х.: НТУ "ХПІ". – 2014. – № 29 (1072). – С.138-147. – Бібліогр.: 20 назв. ISSN 2079-0075.

Проведена оцінка рівня технічного совершенства сучасних образців основних бойових танків, які знаходяться на озброєних арміях передових країн світу, і обґрунтовані тактико-технічні характеристики для модернізації та розробки перспективних образців. Сравнительний аналіз рівня технічного совершенства свідчить, що к трійці кращих світових образців належать танк Т-90А, БМ «Оплот-М» та АМХ-56 «Леклерк». Отечественний танк БМ «Оплот-М» займає краще місце серед перспективних образців.

Ключевые слова: образец, модернизация, оценка, уровень технического совершенства, танк, тактико-технические характеристики

The estimation of level of technical perfection of modern standards of basic battle tanks which are on the armed armies of front-rank countries of the world is conducted, and тактико-технічні характеристики descriptions are grounded for modernization and development of perspective standards. The comparative analysis of level of technical perfection testifies that to three of the best world standards belong tank of T-90A, BM «Oplot» and AMX-56 «Leklerk». Domestic tank of BM «Oplot» is occupied by a leading place among perspective standards.

Keywords: standard, modernization, estimation, level of technical perfection, tank, тактико-технічні характеристики descriptions.

УДК 621.833

*Пам'яті проф. В.П. Шишова
присвячується*

П.М. ТКАЧ, к.т.н., доц. каф. «ДВЗ і машинознавство» СНУ ім. В. Даля,
Луганськ

ФУНКЦІЯ ПЕРЕДАТНОГО ВІДНОШЕННЯ ЦИЛІНДРИЧНОЇ ПРЯМОЗУБОЇ ПЕРЕДАЧІ

У статті розглянуто вплив геометрії зубців шестірни і колеса та кута повороту на миттєве значення передатного числа. Отримана функція передатного відношення та такий підхід до її визначення можуть бути застосовані для моделювання реальних зачеплень із відомими параметрами зносу зубців шестірни і колеса.

Ключові слова: циліндричні зубчасті передачі, профілі зубців, передатне відношення, зносостійкість, спрацьовані профілі зубців

Вступ. Актуальність завдання. Циліндричні зубчасті передачі широко поширені в приводах машин. Працездатність останніх у значній мірі визначається працездатністю їхніх приводів. Тому вдосконалення зубчастих приводів є актуальним завданням. Одним з ефективних способів вирішення такого завдання є вдосконалення геометрії зубців коліс, що зачеплюються, і оцінка їх за якісними показниками працездатності, відомими з робіт [1, 2]. Таке завдання нерозривно пов'язане із проблемою багатокритеріальної оптимізації машинобудівних конструкцій [3].

Аналіз літератури. Для різних типів зубчастих передач, що використовуються у технологічному обладнанні і транспортних машинах, поширеним видом відмови є спрацювання активних поверхонь зубців. Наприклад, для відкритих зубчастих передач млинів для розмелювання вугілля [4], приводів гірничих комбайнів [5], тягових передач локомотивів [6]. Внаслідок спрацювання змінюється робочий профіль зубців, що зачеплюються. У результаті з початком спрацювання передача стає наближеною, причому передатне число такої передачі може змінюватися в досить широких межах. Наприклад, для тягової передачі – до 20% [7].

© П.М. Ткач, 2014

Одним із способів підвищення зносостійкості зубчастих передач є синтез гео-

метрії їхніх зубців за даним критерієм спрацювання. У роботі [8] вирішено завдання визначення геометричних параметрів вихідного контуру за заданими значеннями геометро-кінематичних критеріїв навантажувальної здатності [2], у тому числі й тих, що є визначальними для спрацювання. Синтез геометрії безпосередньо за критерієм спрацювання реалізовано у роботі [9]. Зносостійкість таких передач вище, і зміни передатного числа слід очікувати на пізніших етапах роботи та у менших діапазонах. Однак в обох випадках профілі зубців коліс, що зачеплюються, обкреслені кривими, які не можна задати в аналітичному виді. Крім того, процес визначення геометричних параметрів профілів зубців вимагає переходу від геометрії вихідного контуру до геометрії сполучених поверхонь.

Мета статті. Як впливає з аналізу літератури, набуває актуальності завдання створення наближених передач із профілями зубців, описаних функціонально, які забезпечать мінімальне відхилення передатного числа та максимальну зносостійкість. Для успішного вирішення такого завдання необхідно одержати функцію передатного відношення, що і є метою даної статті.

Постановка завдання. Завдання профілів зубців при відомій схемі механізму вимагає розв'язку зворотної задачі – аналізу плоского трьохланкового зубчастого механізму [10]. Метою такого аналізу є визначення закону руху механізму у вигляді функції передатного відношення. Автором [10] запропоновано два способи розв'язку задачі: диференціювання функції переміщення; використання кінематичного методу.

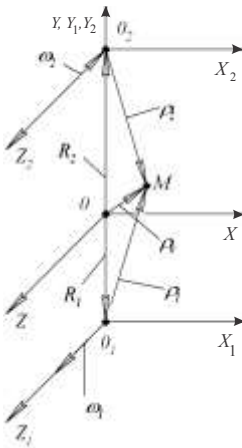


Рисунок 1 – Системи координат в зачепленні

Матеріали досліджень. Одержимо функцію передатного відношення другим способом, відповідно до якого в точці контакту профілів зубців повинна виконуватися умова [10]:

$$\bar{e}_i \cdot \bar{V}_{12} = \bar{e}_i \cdot [(\bar{\omega}_1 - \bar{\omega}_2) \times \bar{\rho}_{0i} - \bar{R}_1 \times \bar{\omega}_1 - \bar{R}_2 \times \bar{\omega}_2] = 0. \quad (1)$$

Здесь \bar{R}_1 і \bar{R}_2 – радіус-вектори точок прикладення векторів $\bar{\omega}_1$ і $\bar{\omega}_2$ (рис. 1), $\bar{\rho}_{0i}$ – радіус-вектор поточної точки контакту M в нерухомій системі координат $S(XOY)$, \bar{e}_i – вектор нормалі до поверхонь, $i=1$ – для профілю зуба шестірни, заданого в системі координат $S_1(X_1O_1Y_1)$, $i=2$ – для профілю зуба колеса, заданого в системі $S_2(X_2O_2Y_2)$, \bar{V}_{12} – вектор відносної швидкості (див. рис.1). Задамо радіус-вектор $\bar{\rho}_{0i}$ у вигляді $\bar{\rho}_{0i} = x_{0i} \cdot \bar{i} + y_{0i} \cdot \bar{j} + z_{0i} \cdot \bar{k}$, де x_{0i} , y_{0i} , z_{0i} – координати точки контакту на профілях шестірни (при $i=1$) і колеса (при $i=2$), приведені до нерухомої системи координат

S . Тоді відносна швидкість

$$\bar{V}_{12} = [-(\omega_1 - \omega_2)y_{0i} + \bar{R}_1 \times \bar{\omega}_1 - \bar{R}_2 \times \bar{\omega}_2] \bar{i} + (\omega_1 - \omega_2)x_{0i} \bar{j} + 0 \cdot \bar{k},$$

або в проєкціях

$$\begin{cases} V_{12}^x = -(\omega_1 - \omega_2)y_{0i} + R_1 \times \omega_1 - R_2 \times \omega_2; \\ V_{12}^y = (\omega_1 - \omega_2)x_{0i}; V_{12}^z = 0. \end{cases} \quad (2)$$

Рівняння зачеплення (1) через проєкції \bar{e}_i , \bar{V}_{12}

$$\bar{e}_i \cdot \bar{V}_{12} = e_{x0i} \cdot V_{12}^x + e_{y0i} \cdot V_{12}^y = 0, \quad (3)$$

де e_{x0i} і e_{y0i} , – проєкції ортів нормалей до поверхонь зубців шестірни ($i=1$) і колеса ($i=2$) на осі, приведені до нерухомої системи координат.

Після підстановки (2) в (3) одержимо:

$$-e_{x0i}y_{0i}\omega_1 + e_{x0i}y_{0i}\omega_2 + R_1\omega_1e_{x0i} - R_2\omega_2e_{x0i} + e_{y0i}x_{0i}\omega_1 - e_{y0i}x_{0i}\omega_2 = 0.$$

Тоді функція передатного відношення визначається як

$$i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{e_{x0i}y_{0i} - e_{y0i}x_{0i} - R_2e_{x0i}}{e_{x0i}y_{0i} - e_{y0i}x_{0i} - R_1e_{x0i}}. \quad (4)$$

Легко переконатися у тому, що в повносі зачеплення рівняння (4) дає відоме співвідношення $i_{12} = \omega_1 / \omega_2 = R_2 / R_1$.

Значення x_{0i} , y_{0i} , e_{x0i} і e_{y0i} , що входять в (4), відповідають точці контакту профілів зубців шестірни та колеса. Для профілів у точці контакту повинні виконуватися умови [10]: $\{\bar{e}_{01} = \bar{e}_{02}; \bar{p}_{01} = \bar{p}_{02}$ або в проєкціях

$$\begin{cases} e_{x01} = e_{x02}; e_{y01} = e_{y02}, \\ \{x_{01} = x_{02}; y_{01} = y_{02}. \end{cases} \quad (5) \quad (6)$$

Очевидно, що рівняння (5) являють собою дві альтернативних умови. Розв'язок одного з них разом з (6) дозволить визначити точку контакту на поверхнях зубців шестірни або колеса. Необхідною умовою є також визначення кутів повороту шестірни і колеса.

Результати досліджень. Функція передатного відношення може бути знайдена за наступним алгоритмом:

1. Заданоюся профілі зубців обох коліс.
2. Для точки профілю шестірни знаходиться відповідна їй точка контакту на профілі зуба колеса разом з кутами повороту обох коліс. Для цього розв'язуються рівняння (5) і (6).

3. У знайденій точці на профілі зуба колеса за формулою (4) обчислюється миттєве значення передатної функції.

Висновки. 1. Отримано залежності, що дозволять визначати миттєве значення передатного відношення в залежності від значень кутів повороту коліс та функцій, що задають геометрію зубців шестірни і колеса.

2. Отримана функція передатного відношення та такий підхід до її визначення можуть бути застосовані також для моделювання передач із спрацьованими профілями зубців шестірни і колеса.

Список літератури: 1. *Курдювцев В.Н.* Детали машин. – Л.: Машиностроение. Ленингр. Отд-ние, 1980. – 464 с. 2. *Коростелев Л.В.* Кинематические показатели несущей способности пространственных зацеплений. // Изв. вузов. Машиностроение. – 1961. – № 10. – с. 5-15. 3. *Кіндрацький Б.* Сучасний стан і проблеми багатокритеріального синтезу машинобудівних конструкцій (огляд) / Кіндрацький Б., Сулим Г. // Львів, Машинознавство, 2002, №10(64). – с.26 – 40. 4. *Малашенко В.О.* Проблеми довговічності великогабаритних відкритих зубчатих передач вуглерозмельювальних млинів / Малашенко В.О., Кравець І.Є., Сорочківський О.І. // Вісник Нац. Техн. ун-ту «ХПІ». – Харків: НТУ «ХПІ», 2006. – №22. – С. 81-85. 5. *Онїщенко В.* Вплив зносу двоопукло-ввігнутих зубців конічних зубчатих передач на параметри зацеплення / В. Онїщенко, А. Кузнецова // Всеукраїнський щомісячний науково-технічний і виробничий журнал «Машинознавство». – Львів, №11-12 (173-174), 2011. – С. 15-20. 6. *Колодяжний П.В.* Анализ эксплуатационных повреждений зубчатых колес тепловозов, изготовленных по различной технологии / П.В. Колодяжний // Вестник Восточноукраинского национального университета имени Владимира Даля : науч. журнал. – Луганск, 2011. – № 4 (158), ч.2. – С. 84-90. 7. Влияние износа зубчатых колес на качество работы тяговой передачи электропоездов: Автореф. дисс. канд. техн. наук. 05.22.07 / Сун Сяохинь; – М., 2000. – 24 с. 8. Шишов В.П., Носко П.Л., Филь П.В., Теоретические основы синтеза передач зацеплением: Монография. – Луганск: Изд-во СЧУ им. В. Даля. 2006. – 408 с. 9. *Шишов В.П.* Основи синтезу вихідного контуру циліндричних зубчатих передач із підвищеною зносостійкістю зубців коліс / В.П. Шишов, П. Л. Носко, П. М. Ткач, Ю.О. Скляр, І.Г. Ткач // Вісник Нац. Техн. ун-ту «ХПІ». 36. наук. праць тематичний випуск «Проблеми механічного приводу». – Харків: НТУ «ХПІ», 2009. – № 20. – С. 171-176. 10. *Литвин Ф.Л.* Теория зубчатых зацеплений. – М.: Наука, 1968. – 584 с.

Надійшла до редакції 18.03.2014

УДК 621.833

Функція передатного відношення циліндричної прямозубої передачі / П.М. Ткач // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Машинознавство та САПР. – Х.: НТУ «ХПІ», 2014. – № 29 (1072). – С. 147-150. – Бібліогр.: 10 назв. ISSN 2079-0075.

В статье рассмотрено влияние геометрии зубьев шестерни и колеса и угла поворота на мгновенное значение передаточного числа. Полученная функция передаточного отношения и такой подход к ее определению могут быть применены для моделирования реальных зацеплений с известными параметрами износа зубьев шестерни и колеса.

Ключевые слова: цилиндрические зубчатые передачи, профили зубьев, передаточное отношение, износоустойчивость, изношенные профили зубьев

In a paper influence of cone's and sprocket's teeth geometry and an angle of rotation on instantaneous amplitude of a reduction rate is considered. Obtained function of a reduction ratio and such approach to its definition can be applied for simulation of real gearing with known parameters of a cone's and sprocket's teeth wear.

Key words: cylindrical gears, teeth profiles, a reduction ratio, the endurance, the wear of teeth profiles

УДК 621.833

*Пам'яті проф. В.П. Шишова
присвячується*

П.М. ТКАЧ, к.т.н., доц. каф. «ДВЗ і машинознавство» СЧУ ім. В. Даля, Луганськ;

О.Ю. ЧАЛА, ас. каф. «Прикладна математика» СЧУ ім. В. Даля, Луганськ

ГЕОМЕТРІЯ ЦИЛІНДРИЧНИХ ПЕРЕДАЧ ЗМІШАНОГО ЗАЧЕПЛЕННЯ З КРУГОВИМИ АРКОВИМИ ЗУБЦЯМИ

У статті розглядаються питання, необхідні для вирішення основних задач синтезу і аналізу передач змішаного зацеплення з арковими зубцями, нарізаними круговими різцевими головками, за значеннями критеріїв працездатності. Побудована математична модель верстатного зацеплення і досліджена внутрішня геометрія твірної поверхні циліндричних передач змішаного зацеплення з круговим зубом. Отримані рівняння активних поверхонь кругових аркових зубців змішаного зацеплення для головки і ніжки шестерні і колеса відповідно.

Ключові слова: аркові передачі змішаного зацеплення, геометрія кругових аркових зубців

© П.М. Ткач, О.Ю. Чала, 2014

Актуальність дослідження. Найважливішим завданням машинобудування є постійне підвищення якості машин і механізмів. Істотну роль в цьому процесі відіграють зубчасті передачі, в тому числі і з арковими зубцями. Вони багато в чому визначають довговічність, надійність і конкурентоспроможність механізмів та машин, в яких вони використовуються. Тому важливість досліджень геометрії, властивостей і перспектив аркових передач, у тому числі з круговими зубцями, не знижується. Такі дослідження відповідають вимогам науково-технічного прогресу сучасного машинобудування і є актуальними.

Аналіз літератури. Аркові передачі з круговими зубцями мають відомі переваги, проте недостатня вивченість деяких аспектів такого виду зачеплення призводить до втрати великих прихованих резервів їхньої навантажувальної здатності та надійності. Найбільш поширеними методами нарізування аркових зубців є методи, засновані на використанні кругових різцевих головок з різцями, що спрофільовані у відповідності з прийнятим вихідним контуром. У сучасному машинобудуванні для профілювання різців використовуються вихідні контури, окреслені прямими [1] і дугами кіл [2, 3]. Аркові передачі з зубцями, утвореними вихідним контуром, геометрія якого синтезована за значеннями критеріїв працездатності, були досліджені у роботах [4-6]. Однак у зазначених роботах не розглянуті аркові передачі змішаного зачеплення [7], які не мають властивих позаполосним зачепленням кінематичних і технологічних обмежень. В роботі [8] розглянуто геометрію аркової зубчастої передачі змішаного зачеплення. Проте залежності, отримані в цій роботі, неможна застосувати без додаткових перетворень до аркових передач з круговими зубцями.

Мета статті – отримати та проаналізувати рівняння, що описують геометрію аркових передач змішаного зачеплення з круговим зубом, а також аналітичні залежності, що зв'язують значення показників працездатності таких передач з геометриєю зубців та інструменту.

Постановка завдання. Розглянемо зубці інструментальної рейки, що спрофільовані в нормальному перерізі несиметричним вихідним контуром (рис. 1). Їх поздовжня лінія по ширині зубчастого вінця окреслена дугою кола з радіусом R_r (рис. 2), це номінальний радіус різцевої головки.

Матеріали досліджень. Профіль вихідного контуру задамо в параметричному вигляді (для головки та ніжки відповідно)

$$\begin{cases} x_p = f_1(\lambda), & \begin{cases} x_p = \Phi_1(\lambda), \\ y_p = f_2(\lambda); \end{cases} \\ y_p = f_2(\lambda); \end{cases} \quad (1)$$

Тут f_1, f_2, Φ_1, Φ_2 – необхідну кількість разів диференційовані функції, залежні від параметра λ . Параметр λ надалі не будемо вказувати. Крива $\vec{r}_0(\mu)$, яка визначає

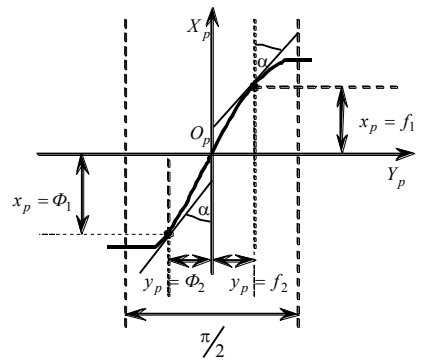


Рисунок 1 – Вихідний виробляючий рейковий контур

поздовжню форму зуба, може бути представлена в системі координат $X_n Y_n Z_n$ рівнянням

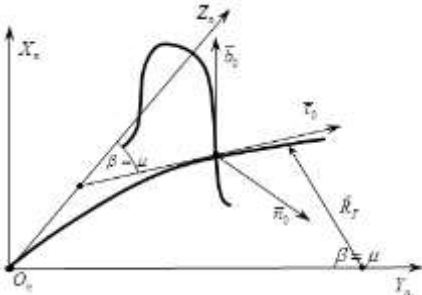


Рисунок 2 – До виводу рівняння виробляючої поверхні з круговими арковими зубцями

$$\begin{cases} x_0(\mu) = 0, \\ y_0(\mu) = R_G(1 - \cos \mu), \\ z_0(\mu) = R_G \sin \mu, \end{cases} \quad (2)$$

де μ – кут між віссю $O_n Y_n$ та поточним напрямком вектора \vec{R}_G (див. рис. 2). Тоді направляючі косинуси векторів $\vec{\tau}_0$, \vec{b}_0 , \vec{n}_0 мають координати

$$\begin{cases} \tau_{0x} = 0, \\ \tau_{0y} = \sin \mu, \\ \tau_{0z} = \cos \mu; \end{cases} \begin{cases} b_{0x} = 1, \\ b_{0y} = 0, \\ b_{0z} = 0; \end{cases} \begin{cases} n_{0x} = 0, \\ n_{0y} = \cos \mu, \\ n_{0z} = -\sin \mu, \end{cases}$$

ці співвідношення отримано з урахуванням

$$\beta = \mu, \quad \sin \beta = \sin \mu, \quad \cos \beta = \cos \mu.$$

Отже, поточний кут нахилу зубців рейки з арковими зубцями буде дорівнювати $\beta = \mu$ (див. рис. 2). Вважаючи, що площина $Y_n O_n Z_n$ є початковою площиною рейки, а початкова пряма вихідного контуру спрямована по вектору \vec{n}_0 , отримаємо рівняння поверхні зубців інструментальної рейки для опуклої сторони (голівка та ніжка відповідно)

$$\begin{cases} x_n = f_1, \\ y_n = R_G - (R_G - f_2) \cos \mu, \\ z_n = (R_G - f_2) \sin \mu; \end{cases} \begin{cases} x_n = \Phi_1, \\ y_n = R_G - (R_G - \Phi_2) \cos \mu, \\ z_n = (R_G - \Phi_2) \sin \mu. \end{cases} \quad (3)$$

Рівняння поверхні зубців рейки для увігнутої сторони можуть бути отримані аналогічно, додаючи $\pi/2$ до y_n .

Проекції одиничного вектора нормалі до поверхні зубців рейки (для голівки та ніжки відповідно) мають координати [8]:

$$\vec{e}_f = \begin{cases} e_{fn} = \pm f_2' / n_f, \\ e_{yn} = -(f_1' / n_f) \cos \mu, \\ e_{zn} = (f_1' / n_f) \sin \mu; \end{cases} \quad \vec{e}_\Phi = \begin{cases} e_{\Phi n} = \pm \Phi_2' / n_\Phi, \\ e_{\Phi y} = -(\Phi_1' / n_\Phi) \cos \mu, \\ e_{\Phi z} = (\Phi_1' / n_\Phi) \sin \mu. \end{cases} \quad (4)$$

Тут прийнято такі позначення $n_f = \sqrt{(f_1')^2 + (f_2')^2}$, $n_\Phi = \sqrt{(\Phi_1')^2 + (\Phi_2')^2}$.

Коефіцієнти квадратичних форм [9] виробляючої поверхні з урахуванням (3), (4) мають вигляд (для головки та ніжки відповідно)

$$E_{nf} = (f_1')^2 + (f_2')^2, E_{n\phi} = (\Phi_1')^2 + (\Phi_2')^2, G_{nf} = (R_f \mp f_1')^2 + (R_f \mp f_2')^2, \\ G_{n\phi} = (R_f \mp \Phi_1')^2 + (R_f \mp \Phi_2')^2, N_{nf} = -\frac{f_1'}{n_f} (R_f \mp f_1') - \frac{f_2'}{n_f} (R_f \mp f_2'), N_{n\phi} = -\frac{\Phi_1'}{n_\phi} (R_f \mp \Phi_1') - \frac{\Phi_2'}{n_\phi} (R_f \mp \Phi_2'), \\ F_n = 0, M_n = 0, L_n = 0.$$

Верхній знак відповідає опуклій стороні зуба, нижній знак – увігнутій стороні. При виведенні цих формул враховувалося, що

$$|\vec{r}_0'| = R_f, K = \frac{1}{R_f}, K_{nf} = \frac{1}{R_f + f_2}, K_{n\phi} = \frac{1}{R_f + \Phi_2}.$$

Розглядаючи зачеплення інструментальної рейки з зубчастими колесами, отримаємо рівняння зубців рейки в нерухомій системі координат XYZ ($m = 1\text{мм}$) для опуклої сторони зубців рейки (головка та ніжка відповідно)

$$\begin{cases} x = f_1, \\ y = R_f (1 - \cos \mu) + f_2 \cos \mu - R_i \varphi_i, \\ z = (R_f - f_2) \sin \mu; \end{cases} \quad \begin{cases} x = \Phi_1, \\ y = R_f (1 - \cos \mu) + \Phi_2 \cos \mu - R_i \varphi_i, \\ z = (R_f - \Phi_2) \sin \mu. \end{cases} \quad (5)$$

Аналогічні рівняння легко отримати для увігнутої сторони зубців рейки, додаючи $\pi/2$ до y_n . В рівняннях (5) R_i – радіус початкового кола, φ_i – кут повороту навколо своєї осі шестерні (при $i = 1$) і колеса (при $i = 2$). Вектори відносних швидкостей у верстатному зачепленні опуклої сторони зубців рейки з шестірнею (на голівці і ніжці відповідно) при колових швидкостях $\omega_1 = \omega_2 = 1\text{с}^{-1}$

$$\vec{V}'_f = -[R_f (1 - \cos \mu) + f_2 \cos \mu - R_1 \varphi_1] \vec{i} + f_1 \vec{j} - 0 \cdot \vec{k}, \\ \vec{V}'_\phi = -[R_f (1 - \cos \mu) + \Phi_2 \cos \mu - R_1 \varphi_1] \vec{i} + \Phi_1 \vec{j} - 0 \cdot \vec{k}. \quad (6)$$

Вектори відносних швидкостей при зачепленні опуклої сторони зубців рейки з колесом (на голівці і ніжці відповідно)

$$\vec{V}'_f = [R_f (1 - \cos \mu) + f_2 \cos \mu - R_2 \varphi_2] \vec{i} - f_1 \vec{j} - 0 \cdot \vec{k}, \\ \vec{V}'_\phi = [R_f (1 - \cos \mu) + \Phi_2 \cos \mu - R_2 \varphi_2] \vec{i} - \Phi_1 \vec{j} - 0 \cdot \vec{k}. \quad (7)$$

Аналогічні рівняння виходять для увігнутої сторони зубців рейки, якщо додати $\pi/2$ до y_n .

Рівняння зачеплення з урахуванням(5)-(7), мають вигляд:

1. Для колеса (для головки та ніжки відповідно) –

$$F_{if} = \frac{f'_2}{n_f} \left[\pm \Omega_{2f} \cos \mu \pm R_{\Gamma} (1 - \cos \mu) \mp \dots \right] = 0, \quad (8)$$

$$F_{i\phi} = \frac{\Phi'_2}{n_{\phi}} \left[\pm \Omega_{2\phi} \cos \mu \pm R_{\Gamma} (1 - \cos \mu) \mp \dots \right] = 0.$$

2. Для шестірні (для головки та ніжки відповідно)

$$F_{if} = \frac{f'_2}{n_f} \left[\mp \dots \right] \quad (9)$$

$$F_{i\phi} = \frac{\Phi'_2}{n_{\phi}} \left[\mp \dots \right]$$

У наведених співвідношеннях верхній знак відповідає опуклій стороні зуба, нижній знак – увігнутій стороні. Крім того, прийняті наступні позначення

$$\Omega_{1f} = \frac{f_1 f'_1}{f'_2}, \quad \Omega_{1\phi} = \frac{\Phi_1 \Phi'_1}{\Phi'_2}, \quad \Omega_{2f} = \Omega_{1f} + f_2, \quad \Omega_{2\phi} = \Omega_{1\phi} + \Phi_2.$$

Вектори відносних швидкостей представимо у вигляді (для точок на голівці і ніжці відповідно) [8]

$$\vec{V}'_f = (\Omega_{1f} \cos \mu) \vec{i} + f_1 \vec{j} + 0 \vec{k}, \quad \vec{V}'_{\phi} = (\Omega_{1\phi} \cos \mu) \vec{i} + \Phi_1 \vec{j} + 0 \vec{k},$$

$$\vec{V}'_f = (-\Omega_{1f} \cos \mu) \vec{i} - f_1 \vec{j} + 0 \vec{k}; \quad \vec{V}'_{\phi} = (-\Omega_{1\phi} \cos \beta) \vec{i} - \Phi_1 \vec{j} + 0 \vec{k}.$$

Рівняння поверхонь зачеплення інструментальної рейки і нарізованих коліс в нерухомій системі XYZ , використовуючи співвідношення (5), (8), (9), мають вигляд (на голівці і ніжці відповідно)

$$\begin{cases} x = f_1, \\ y = \mp \dots, \\ z = (R_{\Gamma} \mp \dots) \end{cases} u, \quad \begin{cases} x = \Phi_1, \\ y = \mp \dots, \\ z = (R_{\Gamma} \mp \dots) \end{cases} u. \quad (10)$$

У співвідношеннях (10) верхній знак відповідає зачепленню опуклої сторони зубців шестерні і увігнутої сторони зубців колеса, нижній – зачепленню увігнутої сторони зубців шестерні і опуклої сторони зубців колеса. Виключивши параметр u із двох останніх рівнянь, отримуємо (відповідно для головки та ніжки)

$$y = \mp \dots \sqrt{\frac{z^2}{(R_{\Gamma} \mp \dots)^2}}, \quad y = \mp \dots \sqrt{\frac{z^2}{(R_{\Gamma} \mp \dots)^2}}. \quad (11)$$

Звідси можна одержати умови, що обмежують значення z : $z \leq R_{\Gamma} \mp \dots$, $z \leq R_{\Gamma} \mp \dots$.

Із аналізу рівнянь (11) випливає, що при $z = 0$ лінія зачеплення є пряма, при $z \neq 0$ лінії зачеплення представляють собою криві другого порядку. Тоді маємо для головки і ніжки

$$\frac{y^2}{(\Omega_{1f})^2} + \frac{z^2}{(R_f \mp \dots)^2} = 1, \quad \frac{y^2}{(\Omega_{1\phi})^2} + \frac{z^2}{(R_f \mp \dots)^2} = 1. \quad (12)$$

При фіксованому значенні f_1 крива (12) є еліпсом з піввіссями Ω_{1f} та $R_f \mp \dots$ для головки, а також $\Omega_{1\phi}$ та $R_f \mp \dots$ для ніжки. Другу умову для визначення R_f отримаємо, прийнявши $z = 0,5B$, де B – ширина зубців зубчастого колеса. Використовуючи (10), маємо

$$R_f = \frac{0,5B}{\sin \mu_f} \pm f_2, \quad R_f = \frac{0,5B}{\sin \mu_f} \pm \Phi_2, \quad (13)$$

де μ_f – кут нахилу зубців рейки на торці зуба (береться верхній знак для опуклої сторони, нижній – для увігнутої сторони зубців рейки).

Фіксуємо φ_i , λ , μ , z в рівняннях зачеплення (8)-(10), будемо мати рівняння ліній зачеплення в різних перетинах поверхні зачеплення.

Рівняння поверхонь кругових аркових зубців шестірні і колеса одержимо, записуючи координати поверхонь зачеплення (11), (12) в системах $X_1Y_1Z_1$ і $X_2Y_2Z_2$, пов'язаних з шестірнею і колесом:

а) рівняння поверхонь опуклої сторони зубів шестірні ($i = 1$ і верхній знак) та увігнутої – колеса ($i = 2$ і нижній знак) (для головки та ніжки відповідно)

$$\begin{cases} x_i = (f_1 \pm R_i) \cos \varphi_i \pm \Omega_{1f} \cos \mu \sin \varphi_i, \\ \vec{r}_{if} = \begin{cases} y_i = \pm (f_1 \pm R_i) \sin \varphi_i - \Omega_{1f} \cos \mu \cos \varphi_i, \\ z_i = (R_f - f_2) \sin \mu; \end{cases} \end{cases}$$

$$\begin{cases} x_i = (\Phi_1 \pm R_i) \cos \varphi_i \pm \Omega_{1\phi} \cos \mu \sin \varphi_i, \\ \vec{r}_{i\phi} = \begin{cases} y_i = \pm (\Phi_1 \pm R_i) \sin \varphi_i - \Omega_{1\phi} \cos \mu \cos \varphi_i, \\ z_i = (R_f - \Phi_2) \sin \mu; \end{cases} \end{cases}$$

б) рівняння поверхонь увігнутої сторони зубів шестірні і опуклою – колеса (для головки і ніжки відповідно)

$$\begin{cases} x_i = (f_1 \pm R_i) \cos \varphi_i \mp \dots \mu \sin \varphi_i, \\ \vec{r}_{if} = \begin{cases} y_i = \pm (f_1 \pm R_i) \sin \varphi_i + \Omega_{1f} \cos \mu \cos \varphi_i, \\ z_i = (R_f + f_2) \sin \mu. \end{cases} \end{cases}$$

$$\vec{r}_{i\phi} = \begin{cases} x_i = (\Phi_1 \pm R_i) \cos \varphi_i \mp \mu \sin \varphi_i, \\ y_i = \pm (\Phi_1 \pm R_i) \sin \varphi_i + \Omega_{1\phi} \cos \mu \cos \varphi_i, \\ z_i = (R_i + \Phi_2) \sin \mu. \end{cases}$$

Якщо прийняти $z_i = const$, $\mu = const$, $\varphi_i = const$, то, використовуючи рівняння зачеплення (8), (9), можна отримати рівняння торцевого і нормального перерізу зубців і рівняння миттєвих контактних ліній на поверхні зубців зубчастого колеса.

Координати одиничних векторів нормалі до поверхонь зубців в системах координат $X_1Y_1Z_1$ та $X_2Y_2Z_2$ мають вигляд (для головки і ніжки відповідно)

$$\vec{e}_{f1} = \begin{cases} e_{\cdot 1} = (\pm f'_2 \cos \varphi_1 + f'_1 \cos \mu \sin \varphi_1) / n_f, \\ e_{y1} = (\pm f'_2 \sin \varphi_1 - f'_1 \cos \mu \cos \varphi_1) / n_f, \\ e_{z1} = (f'_1 \sin \mu) / n_f; \end{cases}$$

$$\vec{e}_{\phi 1} = \begin{cases} e_{\cdot 1} = (\pm \Phi'_2 \cos \varphi_1 + \Phi'_1 \cos \mu \sin \varphi_1) / n_\phi, \\ e_{y1} = (\pm \Phi'_2 \sin \varphi_1 - \Phi'_1 \cos \mu \cos \varphi_1) / n_\phi, \\ e_{z1} = (\Phi'_1 \sin \mu) / n_\phi; \end{cases}$$

$$\vec{e}_{f2} = \begin{cases} e_{\cdot 2} = (\pm f'_2 \cos \varphi_2 - f'_1 \cos \mu \sin \varphi_2) / n_f, \\ e_{y2} = (\mp \quad \quad - f'_1 \cos \mu \cos \varphi_2) / n_f, \\ e_{z2} = (f'_1 \sin \mu) / n_f; \end{cases}$$

$$\vec{e}_{\phi 2} = \begin{cases} e_{\cdot 2} = (\pm \Phi'_2 \cos \varphi_2 - \Phi'_1 \cos \mu \sin \varphi_2) / n_\phi, \\ e_{y2} = (\mp \quad \quad - \Phi'_1 \cos \mu \cos \varphi_2) / n_\phi, \\ e_{z2} = (\Phi'_1 \sin \mu) / n_\phi. \end{cases}$$

За відповідними формулами [9], враховуючи (2), а також умову $\beta = \mu$, можна визначити коефіцієнти квадратичних форм поверхонь кругових аркових зубців, а також кривизну поверхонь зубців в заданих напрямках.

Для визначення меж поля зачеплення можна використовувати формули, за якими визначаються радіуси циліндрів [4], прийнявши $R_{1b} = R_{a1}$ і $R_{2b} = R_{a2}$, -

$$R_{a1}^2 = (f_{11} + R_1)^2 + (f_{11} \Omega'_{1f} \cos \mu)^2; R_{a2}^2 = (\Phi_{12} + R_2)^2 + (\Phi_{12} \Omega'_{1\phi} \cos \mu)^2, \quad (14)$$

де f_{11} , Φ_{12} - значення f_1 , Φ_1 для вершин зубців шестірні та колеса. Розв'язуючи рівняння (14), отримуємо такі залежності:

$$f_{11} = \frac{\sqrt{R_1^2 - \left(1 + (\Omega'_{1f})^2 \cos^2 \mu\right) (R_1^2 - R_{a1}^2)} - R_1}{1 + (\Omega'_{1f})^2 \cos^2 \mu}, \quad (15)$$

$$\Phi_{12} = \frac{R_2 - \sqrt{R_2^2 - \left(1 + (\Omega'_{1\phi})^2 \cos^2 \mu\right) (R_2^2 - R_{a2}^2)}}{1 + (\Omega'_{1\phi})^2 \cos^2 \mu}.$$

Значення (15) можна визначити, задаючи $0 \leq \mu \leq \mu_T$, де μ_T наближено визначається з (14) при $f_1 = 0$ і $\Phi_1 = 0$.

Висновки. 1. Побудовано математичну модель верстатного зачеплення і досліджено внутрішню геометрію твірної поверхні аркових циліндричних передач змішаного зачеплення з круговим зубом; отримано рівняння активних поверхонь кругових аркових зубців змішаного зачеплення для головки і ніжки шестірні і колеса відповідно.

2. Отримані формули можуть бути використані при аналізі показників працездатності аркових передач змішаного зачеплення з зубцями, нарізаними круговими різцевими головками, а також для синтезу геометрії вихідного контуру за значенням якісних показників працездатності.

Список літератури: 1. Сидоренко А.К. Новые виды зубчатых передач. – М.: Машиностроение, 1990. – 128с. 2. Склярков А.Е. Исследование цилиндрических передач с круговыми зубьями: Дис... канд. техн. наук: 05.02.02. – Ворошиловград, 1973. – 167 с. 3. Грибанов В.М. и др. Сравнительный анализ зубчатых цилиндрических передач Новикова с арочным зубом // Вестник Национального технического университета «ХПИ». – 2001. – Вып. 13. – С. 43-51. 4. Шишов В.П., Носко П.Л., Ревякина О.А. Цилиндрические передачи с арочными зубьями (теория, анализ, синтез): Монография. – Луганск: Изд-во ВНУ им. В.Даля, 2004. – 336с. 5. Шишов В.П., Носко П.Л., Ткач П.М., Филь П.В. Високонвантажени циліндричні передачі з двоопукло-ввігнутими зубцями. СНУ ім. В.Даля, Луганськ, 2005. 6. Шишов В.П., Филь П.В., Ревякина О.А., Мухоматов А.А. Геометро-кинематические показатели цилиндрических зубчатых передач с арочными зубьями // Ресурсосберегающие технологии производства и обработки давлением материалов в машиностроении. Сб. научн. работ. – Луганск, Изд. ВНУ, 2001. – С. 193-200. 7. Журавлев Г.А. Зубчатая передача точечного или смешанного зацепления // Патент РФ № 1075041, 5F 16H 55/08, 26.12.1980, Б.И. №7, 1984. 8. Shishov V., Tkach P., Chalaya E., Juravlyova T. Internal geometry of active surfaces of teeth of cylindrical gear arch mixed gearing. TEKA Commission of Motorization and Power Industry in Agriculture, Vol.13, №3, 2013, p.203-208. 9. Раивеский П.К. Курс дифференциальной геометрии. – М.: ГИТТЛ, 1956. – 420 с.

Надійшла до редколегії 15.03.2014

УДК 621.833

Геометрія циліндричних передач змішаного зачеплення з круговими арковими зубцями / П.М. Ткач, О.Ю. Чала // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Проблеми механічного приводу. – Х.: НТУ «ХПІ», 2014. – № 29 (1072). – С. 150-158. – Бібліогр.: 9 назв. ISSN 2079-0075.

В статье рассматриваются вопросы, необходимые для решения основных задач синтеза и анализа передач смешанного зацепления с арочными зубьями, нарезанными круговыми резцовыми головками, по значениям критериев работоспособности. Построена математическая модель станочного зацепления и исследована внутренняя геометрия образующей поверхности цилиндрических передач смешанного зацепления с круговым зубом. Получены уравнения активных поверхностей круговых арочных зубьев смешанного зацепления для головки и ножки шестерни и колеса соответственно.

Ключевые слова: арочные передачи смешанного зацепления, геометрия круговых арочных зубьев

The article discusses the issues necessary to resolve the fundamental problems of synthesis and analysis of mixed gearing with arched teeth, cut by circular cutting heads, by the values of criteria of efficiency. Mathematical model of tool gearing and investigated the internal geometry, forming the surface of cylindrical mixed gearing with

circular tooth. The equations of active surfaces of circular arch teeth of mixed gearing for the addendum and dedendum of gear's teeth respectively.

Keywords: arched mixed gearing, geometry of circular arch teeth

УДК 539.3

Н.Н. ТКАЧУК, к. т. н., доц. каф. ТММиСАПР НТУ «ХПИ»; Стэнфордский ун-т, США;

Н.Б. СКРИПЧЕНКО, асп. каф. ТММиСАПР НТУ «ХПИ»;

А.В. ТКАЧУК, к.т.н., с.н.с., с.н.с. каф. ТММиСАПР НТУ «ХПИ»;

В.И. ГОЛОВЧЕНКО, к.т.н., вед. инж-констр. НТК ЧАО «АзовЭлектро-Сталь», Мариуполь

МОДЕЛИ И РАЗРЕШАЮЩИЕ СООТНОШЕНИЯ ДЛЯ АНАЛИЗА КОНТАКТНОГО ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ ГЛАДКИХ И ШЕРОХОВАТЫХ ТЕЛ МЕТОДОМ ГРАНИЧНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ

В статье предложены подходы к решению задачи о контактном взаимодействии гладких и шероховатых тел. Задача сводится к граничному интегральному уравнению. Дискретизация искомого контактного давления осуществлена при помощи метода граничных элементов. Влияние шероховатости моделируется при помощи упругого основания Винклера. Получены асимптотические оценки для определения влияния податливости слоя на контактное давление.

Ключевые слова: контактное взаимодействие, контактное давление, интегральное уравнение, метод граничных элементов, шероховатость, напряженно-деформированное состояние

Введение. Одним из направлений обеспечения контактной прочности взаимодействующих деталей машиностроительных конструкций является обеспечение как можно большей площадки, по которой происходит их контактирование при приложении нагрузки. Для этого отдается предпочтение вариантам первоначального (без нагрузки, т.е. геометрического) контакта по участку поверхности или по линии перед точечным контактом. В то же время проблемы, возникающие в первых двух случаях (концентрация напряжений в зоне кромок даже при контакте идеально совпадающих (конгруэнтных) поверхностей или линий, а также при учете отклонения от плоскости, цилиндричности и т.п., дополненных неточностями вследствие упругого деформирования остальной части деталей, пребывающих вне контакта), вынуждают привлекать для их устранения различные виды модификаций (например, бочкование зубьев передач или роликоподшипников, продольная модификация рабочих поверхностей зубчатых колес и т.п.). Вместе с этим существует множество деталей, которые по самой своей природе предполагают точечную локализацию контакта (зубчатые колеса двухпараметрических передач, тела качения шарикоподшипников, пространственные кулачки и т.п.). Это обусловлено способом передачи с их помощью сложных видов движения. Поскольку и в этом случае присутствует стремление уменьшить контактные давления, то объяснима тенденция уменьшения приведенной кривизны, а с ним – и величины зазора, по крайней мере, в одном из двух главных направлений в точке первоначального геометрического контакта. В результате и в первом, и во втором случае возникает ситуа-

ция, когда известные и широко применяемые условия модели Герца [1] не выполняются. Более того, при соизмеримости величины начального зазора и упругих перемещений поверхностей контактирующих тел с шероховатостью их нельзя считать гладкими.

Соответственно, возникает задача анализа распределения контактных давлений в сопряжении упругих деформируемых тел [1] в постановке, существенно расширенной по сравнению с классической. Для решения этой задачи привлекаются самые разнообразные методы: аналитические расчеты, основанные на усовершенствованной модели Герца [1-3], численный метод конечных элементов (МКЭ) [4-8]; экспериментальные технологии с использованием чувствительных к давлению пленок [9]. В то же время все применяемые подходы, методы и модели имеют свои рамки применения, характеризуются различной степенью точности и требовательностью к затрачиваемым ресурсам, что, в свою очередь, не дает возможности выделить тот или иной метод как доминирующий или универсальный. Таким образом, в ходе исследований рационально применять различные методы анализа контактного взаимодействия из некоторого доступного их множества (или их сочетание). При этом актуальной задачей является пополнение этого множества методов, поскольку расширение арсенала инструментов для определения контактных площадок и давлений повышает достоверность и точность результатов, получаемых на разных этапах проектных разработок. Особенно это важно для сложнопрофильных тел (СПТ), аналитическое или численное моделирование контактирующих поверхностей которых зачастую не удовлетворяет требованиям оперативности, точности и адекватности описания контактного взаимодействия.

В связи с отмеченными обстоятельствами актуальной и важной научно-практической задачей является совершенствование численных методов определения напряженно-деформированного состояния элементов машиностроительных конструкций с учетом их контактного взаимодействия как гладких или шероховатых тел, решению которой посвящена данная работа.

Постановка задачи. При исследовании контактного взаимодействия сложнопрофильных тел [9-12] возникает необходимость проведения многовариантного решения задач анализа при варьировании формы и размеров взаимодействующих тел. Конкурирующими требованиями при этом выступают оперативность и точность решения единичной задачи анализа, которые в значительной мере определяются методом, выбранным для ее решения.

В частности, рассмотрим из всего их разнообразия метод Герца и МКЭ. Первый значительно сужает множество тел, для которых он дает приемлемую точность решения, однако позволяет проводить достаточно оперативную оценку контактных давлений и контактных площадок. Второй применим и обеспечивает высокую точность моделирования для тел конечных размеров любой формы, однако требует больших затрат времени на формирование численных моделей, особенно для контакта СПТ. Таким образом, по критериям «точность – оперативность» данные методы как бы разнесены по противоположным краям воображаемого интервала показателей «применимость – ресурсозатратность», условно обозначая крайности возможностей по каждому из критериев. Компромиссным с этой точки зрения представляется метод граничных интегральных уравнений: он свободен от требований теории Герца о первоначальном точечном контакте тел и о представле-

нии локального зазора в сопряжении тел в виде положительно определенной квадратичной формы от координат, задающих точки общей касательной плоскости. Этим существенно расширяется множество тел, доступных для исследования их контактного взаимодействия. С другой стороны, в отличие от МКЭ, он оперирует с существенно меньшими по размерам дискретными моделями, поскольку снижает на единицу физическую размерность при постановке задачи. Таким образом, для многих случаев исследуемого контактного взаимодействия СПТ метод граничных интегральных уравнений является альтернативой методу Герца и МКЭ, сочетая преимущества первого и второго и будучи лишен (в значительной мере) их недостатков, и поэтому представляет интерес при решении контактных задач.

Целью проведенных и описываемых в статье разработок является модификация метода граничных интегральных уравнений для исследования контактного взаимодействия гладких и шероховатых сложнопрофильных тел, ограниченных поверхностями произвольной формы. Решение задачи осуществляется в такой последовательности: вначале формируются разрешающие уравнения для случая контакта гладких тел, а затем они обобщаются на случай шероховатых тел.

Кинематическая модель контакта гладких тел. При исследовании контакта гладких тел несогласованной (т.е. несопадающей) формы [1-9] в отсутствие трения в первом приближении рассматриваются перемещения точек поверхностей и зазор между ними только в нормальном

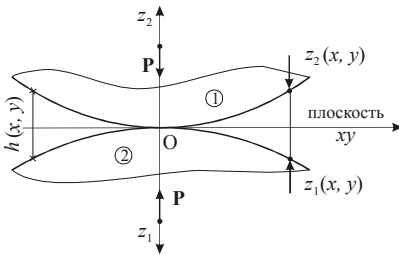


Рисунок 1 – Представление локального зазора между контактирующими телами

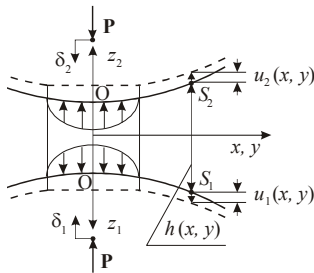


Рисунок 2 – Деформация тел и образование контактной площадки под действием нормального усилия

(по отношению к поверхностям возможного контакта) направлении. На этой основе выводятся кинематические соотношения контакта. Такое упрощение модели нормального контакта базируется на пренебрежении изменением направления векторов нормали поверхностей взаимодействующих тел [1, 9-15]. Примером является теория Герца, в рамках которой нормальный зазор между поверхностями приближенно представляется квадратичной формой в локальной системе координат, связанной с точкой первоначального касания тел и расположенной в касательной к ним плоскости.

В более общем случае приходится учитывать точную форму зазора между телами, для чего вводится система координат, центр которой (точку O) традиционно располагают на линии действия прижимающей силы P (рис. 1, 2). На рис. 2 приняты следующие обозначения: δ_1, δ_2 – смещение бесконечно удаленных точек тел 1 и 2; u_1, u_2 – упругие перемещения точек тел 1 и 2 под действием контактного давления P; $h(x, y)$ – распределение начального зазора между точками тел 1 и 2;

z_1, z_2 – координаты точек поверхностей тел 1 и 2. Тогда приходим к следующей общепринятой записи нелинейных соотношений для нормального контакта:

$$\begin{cases} u_{z_1}(x, y) + u_{z_2}(x, y) + h(x, y) = \delta_1 + \delta_2, S_1(x, y) \text{ и } S_2(x, y) \text{ – в контакте;} \\ u_{z_1}(x, y) + u_{z_2}(x, y) + h(x, y) > \delta_1 + \delta_2, S_1(x, y) \text{ и } S_2(x, y) \text{ – вне зоны контакта.} \end{cases} \quad (1)$$

Модель деформирования упругого полупространства. Принимая для перемещений u_1, u_2 соотношения как для упругих полупространств (рис. 3) [16], получаем:

$$u_{z_1}(x, y) = (1 - \nu^2) / \pi E \iint_S [p(\xi, \eta) / \rho] d\xi d\eta, \quad (2)$$

$$\rho = \sqrt{(x - \xi)^2 + (y - \eta)^2}.$$

Поскольку распределения контактных давлений, действующих на границу обоих взаимодействующих тел, совпадают, то в соотношениях (1) неизвестные перемещения $u_{z_1}(x, y)$ и $u_{z_2}(x, y)$ выражены исключительно через единственную функцию распределения давления p , которая в дальнейшем будет искомой:

$$u_{z_1}(x, y) + u_{z_2}(x, y) = \left(\frac{1 - \nu_1^2}{\pi E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{\pi E_2} \right) \iint_S \frac{p(\xi, \eta)}{\rho} d\xi d\eta = \frac{1}{\pi E^*} \iint_S \frac{p(\xi, \eta)}{\rho} d\xi d\eta. \quad (3)$$

Здесь $\nu_i, E_i, i = 1, 2$ – коэффициент Пуассона и модули упругости материала каждого из контактирующих тел. Контактная площадка S и распределение давлений $p(\xi, \eta)$, присутствующие в правой части равенства, являются неизвестными и искомыми.

Дискретизация. Для определения контактной площадки и распределения давлений в случае сложной геометрии контактирующих тел, когда контактная задача не имеет аналитического решения в замкнутой форме, привлекаются различные численные методы. Среди них для решения задач негерцевского нормального контакта упругих тел рассмотрим те, которые основаны на замене непрерывных распределений усилий набором элементов. Они различаются между собой типом аппроксимации неизвестных контактных давлений и способом учета граничных условий. Здесь будет использовано кусочно-линейное представление распределения усилий, которому отвечают непрерывные и гладкие поверхностные смещения, характерные для контакта сложнопрофильных тел. Искомая функция контактных давлений приближается суперпозицией массива пирамидальных элементарных распределений, верши-

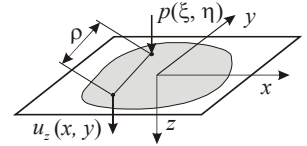


Рисунок 3 – Перемещение границы полупространства под действием нормально-го усилия

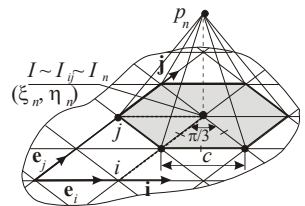


Рисунок 4 – Регулярная треугольная сетка и пирамидальный элемент давления

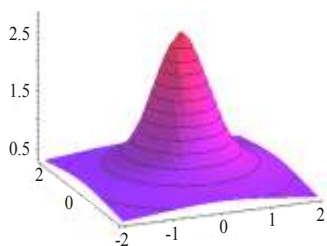


Рисунок 5 – Распределение перемещений точек поверхности полупространства от действия давления (см. рис. 4)

ного набора точек коллокации [17, 18]; вариационный метод (принцип Калькера), в рамках которого за действительные принимаются узловые значения контактных давлений, минимизирующие функционал энергии [19]. Применение каждого из вышеуказанных методов требует умения вычислять нормальные смещения (3) для используемого типа аппроксимирующих давлений. Очевидно, что такая задача эквивалентна определению перемещений u_z , отвечающих каждой из базисных нагрузок. Для пирамидальных элементов (см. рис. 4) в силу их однородности достаточно вычислить значения поверхностных смещений для одной единичной пирамиды с единичными сторонами как

$$u_{z_1}(x, y) + u_{z_2}(x, y) = (\pi E^*)^{-1} c \sum_m w(\tilde{x} - \tilde{\xi}_m, \tilde{y} - \tilde{\eta}_m), \quad (4)$$

где $S = \bigcup_m S_m$; S_m – шестиугольная область пирамидального элемента с вершиной в узле (ξ_m, η_m) ; $S^{(1)}$ – шестиугольная область с единичными сторонами; $\hat{p}^{(1)}$ – единичное пирамидальное распределение на ней, а

$$w(x, y) = \sum_m \iint_{S^{(1)}} [\hat{p}^{(1)}(\xi, \eta) / \rho] d\tilde{\xi} d\tilde{\eta} \quad (5)$$

является „шаблоном” формы распределения перемещений для единичного пирамидального элемента (см. рис. 4). Простой алгоритм вычисления значений этой функции как в отдельных точках [1], так и во всей плоскости [18], изложен в диссертации [9].

Следует отметить, что все приведенные выше соотношения являются точными, а поэтому получаемые описанным выше способом значения „шаблона” $w(x, y)$ также будут точными. Однако при численной реализации данного алгоритма область его применимости ограничена. При определении формы перемещений (5) в точках, расположенных далеко от единичного элемента, его вычисление связано с выполнением большого числа операций сложения величин разного знака с близкими абсолютными значениями, что приводит к возникновению численной погрешности. В этом случае, начиная с некоторой величины удаления, пирами-

ны которых расположены в узлах регулярной сетки шага c , состоящей из равносторонних треугольников (рис. 4, 5), и при этом полностью определяется дискретным набором узловых значений давлений p_n :

$$p(\xi, \eta) \cong \sum_n \hat{p}(\xi - \xi_n, \eta - \eta_n) \cdot p_n.$$

Для нахождения величин усилий в узлах сетки, наилучшим способом удовлетворяющих граничным условиям, применимы два следующих подхода: прямой метод (или метод коллокаций), в котором система разрешающих соотношений получается путем записи условий (5) для задан-

дальнюю нагрузку можно заменить сосредоточенной и принять соответствующее ей значение интеграла (5) за окончательный результат.

Любой подход к непосредственному решению контактной задачи предполагает вычисление перемещений под действием представленной узловыми значениями нагрузки в заданном конечном числе точек. Если это множество имеет некоторый регулярный порядок, как, к примеру, множество узлов сетки элементов давления, изображенной на рис. 4, то процедуру вычисления узловых значений перемещений можно упростить, снизив вычислительные затраты.

Продемонстрируем эту возможность в случае, когда для перемещений и контактных давлений используется общая регулярная треугольная сетка. Для обозначения ее узлов будем применять как сплошную индексацию $\{I_n\}_{n=1}^N$, так и специальную систему отсчета. За ее начало возьмем точку O , которая обычно является узлом сетки. Оси этой системы направлены вдоль двух ортов \mathbf{e}_i и \mathbf{e}_j , угол между которыми составляет $\pi/3$ (см. рис. 4). В этом случае любому узлу сетки можно поставить в соответствие целочисленные координаты-индексы (i, j) так, что его радиус-вектор будет вычисляться как $\mathbf{r}_J = c(\mathbf{e}_i \cdot i + \mathbf{e}_j \cdot j) \Leftrightarrow J \sim J_{ij}$. Используя эту индексацию, можем переписать равенство (4) для узловых точек:

$$u_n = u_{z_1}(I_n) + u_{z_2}(I_n) = u_{z_1}(I_{ij}) + u_{z_2}(I_{ij}) = u_{z_1}(x_{ij}, y_{ij}) + u_{z_2}(x_{ij}, y_{ij}) = \\ = \frac{1}{\pi E^*} c \sum_{kl} w\left(\frac{x_{ij} - \xi_{kl}}{c}, \frac{y_{ij} - \eta_{kl}}{c}\right) \cdot p_{kl} = \frac{1}{\pi E^*} c \sum_{kl} w(i-k, j-l) \cdot p_{kl} = \sum_m C_{nm} p_m, \quad (6)$$

отражающее то, как вычисляется матрица коэффициентов влияния C , связывающая узловое значение перемещений с узловыми значениями контактных давлений. Из этой записи также видно, как по узловым значениям „шаблона” (5) на единичной сетке (для которой $c = 1$) определяются коэффициенты влияния для сеток с другими размерами ячейки c . Значение коэффициента $w((x_{ij} - \xi_{kl})/c, (y_{ij} - \eta_{kl})/c)$ для

двух узлов J_{ij} и J_{kl} определяется только их относительным расположением, и, соответственно, разницей индексов i, k и j, l . Таким образом, достаточно вычислить значение „шаблона” (5) для одного единичного пирамидального элемента в узлах
отмасштабированной
сетки
 $J_{i'j'} : \mathbf{r}_{J_{i'j'}} = c(\mathbf{e}_i \cdot i' + \mathbf{e}_j \cdot j') \rightarrow w_{i'j'} = w(\mathbf{e}_i \cdot i' + \mathbf{e}_j \cdot j')$, а по ним уже определяются коэффициенты влияния C_{nm} для действительной сетки

$$C_{nm} = c(\pi E^*)^{-1} w(i(n) - i(m), j(n) - j(m)). \quad (7)$$

К достоинствам вычисления коэффициента влияния по „шаблону”, предложенному в работе, относится то, что достаточно один раз для всех приложений вычислить и сохранить матрицу w достаточных размеров, а в дальнейшем для используемых сеток различных размеров и густоты необходимо будет только сформировать матрицу коэффициентов влияния без проведения сложных вычислительных операций.

Прямой метод решения задач негерцевского нормального контакта упругих гладких тел состоит в том, что условия контакта записываются для конечного числа точек. В результате формируется система соотношений, позволяющая найти узловые значения контактных давлений, которые им удовлетворяют [17]. Выбор точек локализации и способ приближенной записи различных условий при этом являются довольно субъективными. Стандартной практикой является их численная проверка для серии модельных задач, поскольку для большого числа вариантов методов не существует строгого доказательства и оценок сходимости.

Использование общей сетки для пирамидальных элементов давления и узлов коллокации позволяет применить для записи соотношений метода выражения (1), согласно которым условия контакта в узлах сетки принимают вид:

$$\begin{cases} \sum_m C_{nm} p_m + h_n - \delta = 0, \text{ узел } J_n - \text{ в контакте;} \\ \sum_m C_{nm} p_m + h_n - \delta > 0, \text{ узел } J_n - \text{ вне зоны контакта,} \end{cases} \quad (8)$$

где $\delta = \delta_1 + \delta_2$ – суммарное сближение; $h_n = h(x_n, y_n)$ – узловые значения первоначального зазора.

Другим условием является неотрицательность давлений, что накладывает на искомые узловые значения ограничения:

$$p_m \geq 0, m = 1, N. \quad (9)$$

Более того, вне зоны контакта они должны быть нулевыми, так что

$$p_m = 0, J_m - \text{ вне зоны контакта.} \quad (10)$$

В условия (1) и их дискретную запись (8) входит сближение тел δ , которое в большинстве задач является неизвестным. Возникающую в связи с этим неопределенность можно исключить, добавив в систему разрешающих соотношений уравнение, в котором присутствует величина действующего прижимающего усилия P . Чаще всего бывает заданным именно оно. Это уравнение получаем интегрированием по элементам кусочно-линейно представленного давления:

$$\sum_m \sqrt{3} c^2 p_m / 2 = P. \quad (11)$$

Система соотношений (8)-(11) на практике всегда разрешается единственным образом относительно неизвестных $\{p_m\}_{m=1}^N$ и δ . При их определении наибольшей трудностью является то, что форма и размеры области контакта обычно неизвестны. Поэтому для начала необходимо сделать предположения относительно зоны контакта и того, какие узлы в нее входят. Обычно строят сетку и делают начальное предположение об области контакта таким образом, что они заведомо покрывают истинную область контакта. В ходе последующей итерационной процедуры уточняются как форма пятна контакта, так и значения контактных давлений. На каждом ее шаге имеется множество N_c , состоящее из индексов n_c узлов, предположительно входящих в контакт. Для них должны выполняться уравнения

из системы (8), а также равенство (11):

$$\left\{ \begin{array}{l} \sum_{m_c \in N_c} C_{n_c m_c} p_{m_c} - \delta = -h_{n_c}, n_c \in N_c; \\ \sum_{m_c \in N_c} \sqrt{3} c^2 p_{m_c} / 2 = P. \end{array} \right. \quad (12)$$

Последнее равенство в системе (12) записано с учетом условия (10): $p_m = 0, m \notin N_c$. Соотношения (12) образуют систему из $(N_c + 1)$ -го линейного алгебраического уравнения относительно такого же числа неизвестных. Ее матрица формируется из коэффициентов влияния C_{nm} и весовых множителей из равенства (11). Система (12) имеет единственное решение. Полученные с его помощью узловые значения $\{p_{m_c}\}_{m_c \in N_c}$ могут оказаться нарушающими условие (9), что будет означать, что размеры зоны контакта завышены. Индексы узлов, в которых это происходит, исключаются из множества N_c , и производится новый шаг итерации. Так происходит до тех пор, пока на некотором шаге не будет получено множество индексов N_c , для которого решение системы (12) даст неотрицательное давление в зоне контакта, а также выполняется проверка на выполнение еще одного типа условий, представленного в (8) в дополнение к (9) и (10). Варьируемая зона контакта постепенно стягивается к искомой. Точность результата при этом определяется размером ячейки s .

Вариационные методы решения задачи негерцевского нормального контакта. В отличие от описанного выше прямого метода, в рамках которого находится приближенное распределение контактного давления, обеспечивающего выполнение точных соотношений контакта (1) в конечном числе точек, вариационный подход основывается на слабой постановке контактной задачи. Известные результаты Фикера [20], а также Дюво и Лионса [21-23] устанавливают общий принцип, определяющий существование и единственность решения контактных задач. Он заключается в том, что действительные перемещения точек системы тел, приводимых в контакт при выполнении ряда условий, минимизируют полную энергию системы U в пространстве возможных перемещений, удовлетворяющих условию непроникновения.

Однако при использовании модели упругого полупространства, в которой имеется соотношение (2), выражающее перемещение точек границы через нормальные усилия на поверхности контактирующих тел, представляется более удобным принять в качестве варьируемой функции распределение контактных давлений. В этом случае необходимо воспользоваться отличным от вышеупомянутого вариационным принципом, предложенным Калькером [9]. Согласно ему для истинных области контакта и давления, действующего в сопряжении тел, достигается минимум полной дополнительной работы Φ среди всех возможных неотрицательных распределений p . Вид функционала для рассматриваемой задачи и постановка задачи минимизации, ей эквивалентной, представлены ниже:

$$\left\{ \begin{array}{l} \Phi(p) = \frac{1}{2} \int_S p(u_{z_1} + u_{z_2}) dS + \int_S p(h - \delta) dS \rightarrow \min; \\ p(\xi, \eta) \geq 0 \text{ в } S. \end{array} \right. \quad (13)$$

Здесь S – некоторая достаточно большая область поверхности полупространства

(возможные распределения контактных давлений должны иметь ограниченные носители). С учетом соотношения (3) можно видеть, что минимизируемое выражение является функционалом, зависящим от одной лишь неизвестной функции давления p . Распределение давления здесь должно удовлетворять неравенству из (13) в слабом смысле.

Приближенное решение этой задачи можно найти, рассматривая значение минимизируемого функционала на конечномерном пространстве, образованном кусочно-линейными распределениями p на регулярной треугольной сетке. В этом случае S либо точно, либо приближенно совпадает с областью, покрытой сеткой. Сам функционал при этом принимает вид суммы квадратичной и линейной форм относительно узловых значений давления p_n . Способ его вычисления зависит от схемы численного интегрирования. Применяя простую квадратурную формулу с узлами, совпадающими с узлами используемой сетки:

$$\int_S f g dS = \left[(\sqrt{3}c^2)/2 \right] \sum_i f_i g_i, \quad (14)$$

можно прийти к следующей задаче квадратичного программирования, являющейся приближением (13), (14):

$$\left\{ \Phi_n \left(\{p_n\}_{n=1}^T \right) = \frac{\sqrt{3}}{2} c^2 \left[\frac{1}{2} \sum_{n=1}^N \sum_{m=1}^N C_{nm} p_n p_m + \sum_{m=1}^N p_m (h_m - \delta) \right] \rightarrow \min; p_m \geq 0, m = 1, N. \right. \quad (15)$$

Примечательно, что узловые значения $\{p_n\}_{n=1}^T$, получаемые как решение (15), являются идентичными результату применения прямого метода и удовлетворяют условиям (8)-(10). В этом случае имеется эквивалентность не только начальных сильной и слабой постановки контактной задачи, но и приближенных методов ее решения. Однако это справедливо лишь при использовании формулы (14) для вычисления интегралов в (13), что не является обязательным.

Преимуществами вариационного подхода являются наличие условий, единственным образом определяющих форму области контакта и распределение контактных усилий; возможность применения методов квадратичного программирования. Последнее обстоятельство позволяет применять вариационную формулировку для формального оправдания применения метода коллокаций.

Модель контакта шероховатых тел. Для учета влияния шероховатости на контактное взаимодействие сложнопрофильных тел применима в первом приближении модель упругого слоя, жесткостные свойства которого эквивалентны в некотором смысле свойствам шероховатого поверхностного слоя. Тогда исследуемое тело Ω состоит из двух частей: Ω' – гладкое упругое тело и Ω^{\wedge} – покрывающий его шероховатый слой (рис. 6).



Рисунок 6 – Модель шероховатого сложнопрофильного упругого тела

При этом между перемещениями точек u_{Σ}^{Σ} поверхности S' , участвующих в описании усло-

вий контактного взаимодействия, перемещениями гладкого тела u'_z и шероховатого слоя u_z^\wedge существует зависимость

$$u_z^\Sigma = u'_z + u_z^\wedge. \quad (16)$$

Здесь u'_z выражается через интегральное соотношение (2). Перемещение же u_z^\wedge описывается соответствующей моделью для шероховатого слоя. Различные аналитические модели контактного слоя рассмотрены в [1, 27]. Из простых моделей можно выделить основание Винклера [24, 25]:

$$u_z^\wedge = \lambda p, \quad (17)$$

где λ – податливость слоя (или слоев), зависящая от свойств материала и качества обработки материала поверхностного слоя исследуемого тела. Модель (17) является достаточно упрощенным вариантом более адекватных и точных зависимостей (например, степенных) между перемещениями и давлениями в шероховатом слое. В то же время даже в таком упрощенном виде она вносит качественное изменение в систему взаимодействующих тел, вводя дополнительные элементы в нее. Соответственно, этим данная упрощенная модель и ценна, в связи с чем использована в дальнейших исследованиях.

Учитывая малую толщину слоя Ω^\wedge , в дальнейших соотношениях координаты x, y (см. рис. 1) точек поверхностей S', S^\wedge отождествляются. В то же время в кинематических соотношениях контакта происходит замена u'_z на u_z^Σ . В силу этого все приведенные выше соотношения для описания контакта гладких тел остаются по форме такими же, за исключением внесения в матрицу коэффициентов влияния C^Σ дополнительных слагаемых, расположенных на главной ее диагонали:

$$\begin{aligned} \sum_m C_{nm}^\Sigma p_m + h_n - \delta = 0, \text{ узел } J_n - \text{ в контакте;} \\ \sum_m C_{nm}^\Sigma p_m + h_n - \delta > 0, \text{ узел } J_n - \text{ вне зоны контакта,} \end{aligned} \quad (18)$$

где коэффициенты матрицы влияния

$$C_{nm}^\Sigma = C_{nm} + \lambda \delta_{nm}. \quad (19)$$

Здесь C_{nm} – коэффициенты матрицы податливости, определяемые ранее приведенными соотношениями (7); λ – суммарная податливость шероховатых слоев в сопряжении шероховатых тел; $\delta_{nm} = \{1, \text{ если } n = m; 0, \text{ если } m \neq n\}$ – символ Кронекера. Добавление к диагональным элементам исходной матрицы податливости положительных слагаемых сохраняет ее положительную определенность.

Тогда результирующие разрешающие соотношения по структуре аналогичны соотношениям для гладких тел, однако привнесены дополнительные компоненты от специально введенного упругого основания Винклера. Эффект от введения этого слоя зависит от соотношения податливости этого слоя, моделирующего шероховатость, и гладкого упругого тела, которое этот слой покрывает. Если

$$\lambda \ll \|C\|, \quad (20)$$

где $\|C\|$ – норма матрицы C , то результирующая матрица C^Σ состоит из матрицы C , возмущенной прибавлением малой диагональной матрицы. Следует ожидать, что при этом и распределение контактных давлений, и перемещений будет слабо отличаться от решения для гладких тел. Если отвлечься от влияния изменения области актуального контакта при изменении λ , то, учитывая, что матрица C , которая участвует в формировании разрешающих соотношений, может быть представлена в виде:

$$C^\Sigma = C + \lambda E, \quad (21)$$

где E – единичная матрица, это обстоятельство можно использовать для оценки возмущенного по малому параметру λ решения. При формировании искомого решения участвует обратная к (21) матрица

$$K(\lambda) \approx C^{-1}(E - \lambda C^{-1}). \quad (22)$$

Таким образом, решение (то есть узловые значения контактных давлений p) ожидаемо примерно линейно зависят от податливости λ .

В другом крайнем случае, когда $\lambda \gg \|C\|$, можно аналогично оценить решение, возмущенное теперь уже по малому параметру $1/\lambda$

$$K(\lambda) \approx \frac{1}{\lambda} E \left(E - \frac{1}{\lambda} C \right). \quad (23)$$

Таким образом, решение в данном случае содержит в качестве малого линейного слагаемого компоненту, пропорциональную распределению перемещений в гладком теле под действием распределения контактного давления, возникающего между жесткими телами.

В случаях, когда величина перемещений вследствие деформирования слоя Винклера, моделирующего шероховатость Ω^\wedge , соизмерима с перемещениями гладкого упругого тела Ω' (см. рис. 6), характер поведения решения в зависимости от λ можно выявить только путем численного решения полной системы разрешающих уравнений при варьировании λ .

Что касается остальных разрешающих соотношений (т. е. условия неотрицательных узловых контактных давлений и равенство их суммы интегральному усилию, прикладываемому к взаимодействующим телам), то они остаются такими же, как и для случая контакта гладких тел.

Общая система уравнений для точек в зоне контакта из уравнения (12):

$$\begin{cases} \sum_{m_c \in N_c} C_{n_c m_c}^\Sigma p_{m_c} - \delta = -h_{n_c}, n_c \in N_c; & \sum_{m_c \in N_c} \sqrt{3} c^2 p_{m_c} / 2 = P. \end{cases} \quad (24)$$

Для точек внутри области контакта, как отмечалось, остаются справедливыми соотношения (24), а для точек вне области контакта – (10) и второе из соотношений (18). Аналогичной случаю контакта гладких тел остается и процедура итерационного уточнения области контакта и распределения контактных давлений [26-29].

Заключение. В работе содержится новая постановка задачи анализа контактного взаимодействия сложнопрофильных тел. Во многих практически важных случаях эта задача сводится к моделированию контактного взаимодействия гладких и шероховатых тел по поверхностям несогласованной формы с первоначально точечным контактом. Для решения задачи могут быть привлечены различные методы, в частности модель Герца и метод конечных элементов. Для преодоления их недостатков в работе предложена модификация метода граничных элементов к моделированию контактного взаимодействия сложнопрофильных тел. Основными элементами новизны является удобный, легко алгоритмизируемый способ аналитического определения коэффициентов разрешающей системы уравнений, экономный способ их вычисления и хранения за счет использования свойств симметрии и регулярности.

Анализ полученных результатов дает основание для следующих выводов.

1. В работе описан новый вариант метода граничных интегральных уравнений, модифицированный для моделирования контактного взаимодействия сложнопрофильных тел. Он отличается от традиционных формулировок точным вычислением матрицы и правых частей разрешающей системы линейных алгебраических уравнений, ускоренными способами вычисления и экономным хранением коэффициентов матрицы влияния за счет использования свойств симметрии и регулярности сетки дискретизации.

2. Для поиска области контактного взаимодействия предложена итерационная процедура ее уточнения путем пошагового удовлетворения искомыми контактными давлениями системы разрешающих уравнений и неравенств.

3. Для учета влияния шероховатости на контактное взаимодействие упругих тел предлагается вводить на поверхности тела упругое основание Винклера с характеристиками податливости, соответствующими свойствам поверхностного слоя реальных шероховатых тел.

4. Разрешающие соотношения для анализа контактного взаимодействия шероховатых тел аналогичны таковым для случая контакта гладких тел, за исключением введения в матрицу влияния дополнительных диагональных членов, пропорциональных податливости винклера слоя, моделирующего шероховатость.

5. Для случаев малых и больших податливостей винклера слоя приведена оценка для возмущения матрицы, обратной матрице податливости.

6. Предложенный в работе подход дает возможность для случая контакта шероховатых тел объединять характеристики "глобальной" (т.е. описывающей перемещения точек поверхности гладкого упругого полупространства как суперпозицию его реакции на действие контактного давления, распределенного по всей контактной площадке) и "локальной" (т.е. определяющей зависимость перемещений поверхности контакта только лишь от контактного давления в той же точке контактной площадки) податливостей. Это соответствует суперпозиции ядер соответствующих граничных интегральных уравнений [1]. При этом в общем случае решение этого уравнения нельзя представить в виде суммы решений, соответствующих каждому из ядер – его нужно решать совместно.

7. Из физических соображений можно заключить, что решение контактной задачи для шероховатых тел имеет в некотором смысле смешанный характер, сочетая в картине распределения контактных давлений свойства, присущие случаям контакта гладких тел, с одной стороны, и жестких штампов с упругой прослойкой, – с другой. Для случаев, близких к названным крайним, получены асимптотические

оценки поведения решения (см. п.5). При этом остается открытым вопрос о трансформации распределения контактных давлений при варьировании податливости слоя, имитирующего шероховатость, от нуля до бесконечности.

В комплексе предложенные подходы и соотношения составляют теоретическую основу для решения задач исследования контактного взаимодействия гладких и шероховатых сложнопрофильных упругих тел. В дальнейшем планируется провести численную реализацию построенной математической модели и применить описанные разработки для решения ряда прикладных задач.

- Список литературы. 1.** Джонсон К. Механика контактного взаимодействия. – М.: Мир, 1989. – 510 с. 2. Hertz H. Über die Berührung fester elastischer Körper / H. Hertz // J. Reine Angew. Math.. – 1881. – Vol. 92. – S. 156-171. 3. Прочность. Устойчивость. Колебания. Справочник в трех томах / Под общей ред. И.А. Бурзера и Я.Г. Пановко. – М.: Машиностроение, 1968. 4. Стренг Э., Фикс Дж. Теория метода конечных элементов. – М.: Мир, 1977. – 349 с. 5. Francavilla A. A note on numerical computation of elastic contact problems / A. Francavilla, O.C. Zienkiewicz // International Journal for Numerical Methods in Engineering. – 1975. – Vol. 9. – P.913-924. 6. Simo J.C. A perturbed Lagrangian formulation for the finite element solution of contact problems // J.C. Simo, P. Wriggers, R.L. Taylor // Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering. – 1985. – Vol. 50. – P.163-180. 7. McDevitt T.W. A mortar-finite element formulation for frictional contact problems / T.W. McDevitt, T.A. Laursen // International Journal for Numerical Methods in Engineering. – 2000. – Vol. 48. – P.1525-1547. 8. Wohlmuth B.I. A mortar finite element method using dual spaces for the lagrange multiplier / B.I. Wohlmuth // SIAM, Journal of Numerical Analysis. – 2000. – Vol. 38. – P. 989-1012. 9. Ткачук Н.Н. Анализ контактного взаимодействия сложнопрофильных элементов машиностроительных конструкций с кинематически сопряженными поверхностями: дисс. ... канд. техн. наук: спец. 05.02.09. – Харьков, 2011. – 203 с. 10. Ткачук А.Н., Мовшиович И.Я., Ткачук Н.А. Термоупругие контактные задачи для элементов штампов и пресс-форм // КШП. ОМД. – М.: ООО „Тисо Принт“, 2009. – № 12. – С. 25-32. 11. Ткачук А.Н., Мовшиович И.Я., Ткачук Н.А. Термоупругие контактные задачи для элементов штампов и пресс-форм (продолжение) // КШП. ОМД. – М.: ООО „Тисо Принт“, 2010. – № 1. – С. 19-28. 12. Ткачук Н.Н., Ткачук Н.А. Моделирование контактного взаимодействия плоского штампа с полупространством // КШП. ОМД. – М.: ООО „Тисо Принт“, 2012. – №10. – С. 11–17. 13. Галин Л.А. Контактные задачи теории упругости и вязкоупругости. – М.: Наука, 1980. – 303 с. 14. Александров В.М., Чебаков М.И. Аналитические методы в контактных задачах теории упругости. – М.: Физматлит, 2004. – 304 с. 15. Бабешко В.А., Глушков Е.В., Глушкова Н.В. Об особенностях в угловых точках пространственных штампов в контактных задачах // Докл. АН СССР, 1981. – Т. 257, № 2. – С. 289-294. 16. Работнов Ю.Н. Механика деформируемого твердого тела. – М.: Наука. Гл. ред. физ.-мат. лит., 1988. – 712 с. 17. Васильду К. Вариационные методы в теории упругости и пластичности. – М.: Мир, 1987. – 542с. 18. Li J. A semi-analytical approach to three-dimensional normal contact problems with friction / J. Li, E.J. Berger // Computational Mechanics. – 2003. – Vol. 30. – P. 310-322. 19. Kalker J.J. Variational principles of contact elastostatics. – J. Inst. Math. and Appl. – 1977. – Vol. 20. – 199-219 p. 20. Фикера Г. Теоремы существования в теории упругости / Г. Фикера. – М.: Мир, 1974. – 159 с. 21. Дюво Г. Неравенства в механике и физике / Г. Дюво, Ж.-Л. Лионс. – М.: Наука, 1980. – 383 с. 22. Киндерлерер Д. Введение в вариационные неравенства и их приложения / Д. Киндерлерер, Г. Стампаккья. – М.: Мир, 1983. – 256 с. 23. Кравчук А.С. Вариационные и квазивариационные неравенства в механике / А.С. Кравчук. – М.: Изд-во Московской государственной академии приборостроения и информатики, 1997. – 339 с. 24. Решетов Д.Н., Портман В.Т. Точность металлорежущих станков. – М.: Машиностроение, 1986. – 336 с. 25. Демкин Н.Б. Контактное моделирование шероховатых поверхностей. – М.: Наука, 1970. – 228 с. 26. Ткачук Н.Н., Ткачук Н.А. Контакт сложнопрофильных тел: связанная задача анализа напряженно-деформированного состояния и геометрического синтеза // Механика и машиностроение. – Харьков: НТУ «ХПИ», 2011. – №2. – С. 75-86. 27. Ciavarella M. On the elastic contact of rough surfaces: Numerical experiments and comparisons with recent theories / M. Ciavarella, C. Murolo, G. Demelio // Wear. – 2006. Vol. 261. – 1102-1113 p. 28. Vollebregt E.A.H. 100-Fold speed-up of the normal contact problem and other recent developments in "CONTACT". // In W. Zhang, editor, Proceedings of the 9th International Conference on Contact Mechanics and Wear of Rail/Wheel Systems, Chengdu, P.R. China – 2012. 29. Galin L.A., Gladwell G.M.L. Contact Problems: The legacy of L.A. Galin // Springer – Solid mechanics and its applications – 2008. v. 155. – 318 pp.

Поступила в редакцию 26.05.14

УДК 539.3

Модели и разрешающие соотношения для анализа контактного взаимодействия гладких и шероховатых тел методом граничных элементов / Н.Н. Ткачук, Н.Б. Скрипченко, А.В. Ткачук, В.И. Головченко / Вісник НТУ "ХПИ". Серія: Машинознавство та САПР. – Х.: НТУ "ХПИ". – 2014. – № 29 (1072).

C.158-171. – Бібліогр.: 29 назв. *ISSN 2079-0075*.

У статті запропоновано підходи до розв'язання задачі про контактну взаємодію гладких і шорстких тіл. Задача зводиться до граничного інтегрального рівняння. Дискретизація шуканого контактного тиску здійснена за допомогою методу граничних елементів. Вплив шорсткості моделюється за допомогою пружної основи Вінклера. Отримані асимптотичні оцінки для визначення впливу податливості шару на контактний тиск.

Ключові слова: контактна взаємодія, контактний тиск, інтегральне рівняння, метод граничних елементів, шорсткість, напружено-деформований стан, податливість

The paper suggests approaches to task solving of contact interaction of smooth and rough bodies. The problem is reduced to a boundary integral equation. Discretization of desired contact pressure performed using boundary element method. The effect of roughness is modeled by Winkler elastic foundation. Asymptotic estimates are received to determine an effect of layer's ductility on contact pressure.

Keywords: contact interaction, contact pressure, integral equation, boundary element method, roughness, stress-strain state, ductility

УДК 539.3

П.В. ЧУРБАНОВ, нач. бюро КОГКО НТК ЧАО «АзовЕлектроСталь», Мариуполь;

А.В. ЛИТВИНЕНКО, к.т.н., соискатель НТУ «ХПИ»;

А.В. ТКАЧУК, к.т.н., с.н.с. каф. ТММ и САПР НТУ «ХПИ»;

Е.Н. БАРЧАН, к.т.н., гл. констр. НТК ЧАО «АзовЕлектроСталь», Мариуполь;

О.В. КОХАНОВСКАЯ, вед. инж. каф. ТММ и САПР НТУ «ХПИ»

ВЛИЯНИЕ ВАРЬИРУЕМОЙ ТОЛЩИНЫ НА СТАТИЧЕСКОЕ И ДИНАМИЧЕСКОЕ НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОЕ СОСТОЯНИЕ ТОНКОСТЕННЫХ КОНСТРУКЦИЙ

Предложено развитие обобщенного параметрического подхода для исследования напряженно-деформированного состояния корпусов транспортных средств специального назначения на этапе проектирования и технологической подготовки производства. Математическая формализация параметрического описания конструкций и всех этапов их жизненного цикла дает возможность строить высокоэффективные специализированные системы компьютерного проектирования, технологической подготовки производства, исследования, изготовления и эксплуатации.

Ключевые слова: тонкостенная конструкция, динамическая нагрузка, податливость, напряженно-деформированное состояние

Введение. Одним из важных факторов, влияющих на выбор проектных параметров тонкостенных машиностроительных конструкций, является выбор распределения их толщины по конструкции. При этом принимается в расчет, что тонкостенные машиностроительные конструкции, как правило, подвергаются действию комплекса статических и динамических нагрузок. В связи с этим предлагается новый подход к обоснованию рациональных распределений толщин. Он состоит в использовании линейной аппроксимации распределений функций отклика (т.е. характеристик напряженно-деформированного состояния) на варьирование толщин как распределенных параметров. Этот подход, предложенный в ряде работ [1-12], предлагается применить и к анализу статического и динамического напряженно-деформированного состояния (НДС). Это составляет цель данной работы.

© П.В. Чурбанов, А.В. Литвиненко, А.В. Ткачук,
Е.Н. Барчан, О.В. Кохановская, 2014

Постановка задачи. Яркими примерами тонкостенных машиностроительных конструкций, подвергающихся действию комплекса статических и динамических нагрузок, являются: перегружатели, отвалообразователи, бронекорпуса легкобронированных машин, корпуса выбивных машин, краны, цистерны, вагоны и т.п. Например, силовые элементы отвалообразователей [13] подвергаются воздействию подвижных весовых и инерционных нагрузок нагрузок от перемещаемой породы, ветровых, снеговых и других видов нагрузок. Корпуса виброударных выбивных машин подвергаются ударным воздействиям от технологического груза и инерционными нагрузкам. Бронекорпуса боевых бронированных машин представляют собой сложные пространственные конструкции, находящиеся под действием различных силовых воздействий, в том числе – реактивных усилий отдачи, действующих со стороны скорострельных артиллерийских систем, от подвески, от инерционных сил, возбуждаемых самим бронекорпусом, а также системами и агрегатами, на и в нем расположенными. Наиболее значимыми из этих усилий являются усилия отдачи, особенно применительно к легкобронированным машинам, калибр и скорострельность пушечного вооружения которых имеют постоянную тенденцию к росту, а бронекорпуса, как и другие конструкции (см. выше), являются высоконагруженными тонкостенными конструкциями.

Таким образом, тонкостенные машиностроительные конструкции подвергаются в процессе эксплуатации множественным силовым воздействиям. Ставится задача для всего многообразия НДС предложить способ определения влияния малых изменений распределения толщин по исследуемым конструкциям на их прочностные, жесткостные и динамические характеристики.

Методы исследования. Одной из актуальных задач, составляющих проблемный ряд в обеспечении прочности и жесткости, является анализ статического и динамического НДС тонкостенных машиностроительных конструкций при действии различных усилий. Учитывая присутствующий во многих случаях ярко выраженный динамический характер действующих усилий отдачи, а также значительную податливость тонкостенных машиностроительных конструкций, необходимо в уравнениях состояния учесть и временные распределения усилий, и инерционные слагаемые. Отталкиваясь от системы уравнений механики сплошной среды

$$\{\sigma_{i,j} + f_i - \rho \ddot{u}_i = \psi(\dot{u}); \sigma_{i,j} = C_{ijkl} \varepsilon_{kl}; \varepsilon_{kl} = 1/2(u_{i,j} + u_{j,i}),$$

дополним их начальными и краевыми условиями:

$$u|_{S_u} = 0; \quad \sigma_{ij} u|_{S_\sigma} = F_i(r, t), \quad u(r, 0) = u_0(r); \dot{u}(r, 0) = \dot{u}_0.$$

Здесь ρ – плотность, σ, ε, u – напряжения, деформации (тензоры) и перемещения (вектор). Тогда получаемая начально-краевая задача может решаться путем ее сведения к вариационным проблемам. Кроме того, для тонкостенных конструкций можно использовать соответствующие модели пластин, стержней и оболочек. В результате разрешающие соотношения определяются не в трехмерной области, а на множестве срединных линий и поверхностей. В итоге, применяя процедуру конечно-элементной аппроксимации к уже получаемым соотношениям, разрешающую си-

систему уравнений можно записать в виде: $M\ddot{x} + C\dot{x} + Kx = \varphi(t)$. Здесь x – вектор искомых узловых параметров, M, C, K – матрицы масс, демпфирования и жесткости соответственно, φ – вектор узловых усилий. В этих соотношениях силы получаются из компонент объемных сил X , поверхностных F , демпфирующих ψ . Матрица масс отражает инерционные свойства (плотность ρ), матрица жесткости K – упругие свойства, формируемые компонентами тензора модулей упругости C_{ijkl} .

Учитывая, что в результате построения моделей исследуемых объектов, которые определяются параметрами p все компоненты (M, C, K, φ) системы соотношений метода конечных элементов (МКЭ) становятся параметрически зависимыми от варьируемых параметров p_{var} . Из них данная система обыкновенных дифференциальных уравнений дает при конкретно заданных p_{var} временное распределение $x(t)$, а с учетом возможного варьирования $p_{\text{var}} - x(p, t)$. По аппроксимационным соотношениям МКЭ получаем пространственные распределения $u(p, r, t), \varepsilon(p, r, t), \sigma(p, r, t)$, где r – пространственная координата, t – время, p – параметры. Имея в распоряжении данные пространственно-временные распределения и параметрические зависимости, можно ставить и решать последующие задачи анализа, параметрического анализа и синтеза. Рассмотрим частные случаи: действие статической и динамической нагрузки.

Определение напряженно-деформированного состояния тонкостенной конструкции с варьируемой толщиной. Рассмотрим математическую модель НДС тонкостенных элементов машиностроительных конструкций при действии статических усилий, следуя [1]. Как известно [14], при малых деформациях и перемещениях НДС стержней и пластин можно разделить. Для стержней выделяется независимые растяжение – сжатие, кручение и изгиб в двух плоскостях. На рис. 1 представлены элементы стержня и пластины, система координат и переменные состояния u, v, w, γ . Система разрезающих уравнений [1] при этом приобретает вид:

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{\partial}{\partial x} [EF(x) \cdot u'(x)] + q_x = 0; \quad \frac{\partial}{\partial x} [GI_p(x) \cdot \gamma'(x)] + m_x = 0; \\ \frac{\partial^2}{\partial x^2} [EI_z(x) \cdot v''(x)] = q_y; \quad \frac{\partial^2}{\partial x^2} [EI_y(x) \cdot w''(x)] = q_z; \\ \frac{\partial^2}{\partial x^2} \left[D(x, y) \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \nu \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} \right) \right] + 2 \frac{\partial^2}{\partial x \partial y} \left[D(x, y) (1 - \nu) \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x \partial y} \right) \right] + \\ + \frac{\partial^2}{\partial y^2} \left[D(x, y) \left(\nu \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} \right) \right] = q; \\ \left[(\lambda + \mu) \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial x \partial y} \right) + \mu \Delta u \right] h(x, y) + F_x^- = 0; \\ \left[(\lambda + \mu) \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x \partial y} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right) + \mu \Delta u \right] h(x, y) + F_y^- = 0. \end{array} \right.$$

Здесь E, G, ν, λ, μ – модули упругости I и II рода, коэффициент Пуассона и параметры Ляме; $h(x), h(x, y)$ – заданное распределение толщины по длине или площади поперечного сечения каждого тонкостенного элемента; $F(x) \sim h$ – площадь поперечного сечения стержня; $I_p(x), I_z(x), I_y(x) \sim h^3$ – моменты инерции поперечного сечения стержня, а $D = \frac{Eh^3(x, y)}{12(1-\nu^2)} \sim h^3$ – цилиндрическая жесткость, распределенная по многообразию срединных поверхностей, образующих исследуемую конструкцию (см. рис. 1).

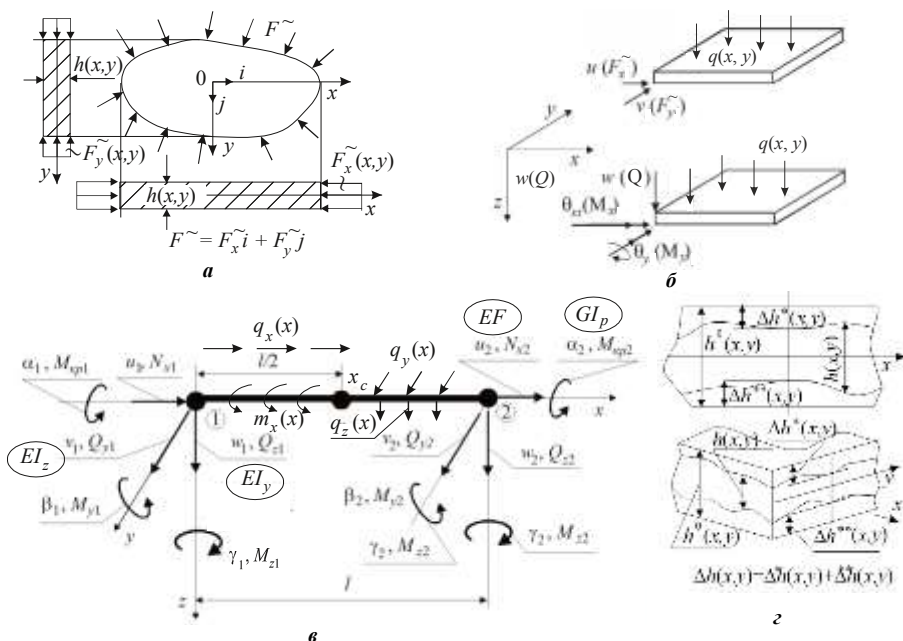


Рисунок 1 – Тонкостенные элементы конструкции [1]:

- а – пластина при нагружении в срединной плоскости; б – элементы плоского напряженного состояния и изгиба пластин с указанием обобщенных перемещений и силовых факторов; в – изменение текущей толщины $h(x, y)$ по сравнению с исходной $h_0^\alpha(x, y)$; г – обобщенные перемещения (силы), углы поворота и моменты, нагрузки и жесткостные характеристики сечения стержня

Если при этом данную систему в операторном виде представить как

$$L|_{\Omega} \{ \mathbf{u}(\mathbf{r}), h(\mathbf{r}) \} = \mathbf{q}(\mathbf{r}),$$

где $h = h(\mathbf{r})$ – толщина, выступающая как распределенный параметр, то записав $h = h^0(\mathbf{r}) - \Delta h(\mathbf{r}) = h^0(\mathbf{r})[1 - \alpha(\mathbf{r})]$, получим распределенный параметр h как ком-

бинацию исходного распределения $h^0(\mathbf{r})$ (номинального) и степени варьирования $\alpha(\mathbf{r})$ (безразмерный распределенный параметр, в данном случае – утонение).

Таким образом, возникает задача определения возмущенного решения $\mathbf{u} = \mathbf{u}(\alpha, q)$. Учитывая линейность данного выражения по q , требуется определить параметрическую зависимость от α . С этой целью исходную локальную формулировку трансформируем в вариационную, а ее можно свести к проблеме минимума функционалов полной внутренней энергии системы $\mathcal{E}_i, i = 1 \div 6$:

$$\left\{ \begin{aligned} 2\mathcal{E}_1 &= \int_{(\Omega)} EF \left(\frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 dx + 2 \int_{(\Omega)} q_x u dx; \quad 2\mathcal{E}_2 = \int_{(\Omega)} dx \left[GI_p \cdot \left(\frac{\partial \gamma}{\partial x} \right)^2 \right] dx + 2 \int_{(\Omega)} m_x \gamma dx; \\ 2\mathcal{E}_3 &= \int_{(\Omega)} \left[EI_z \cdot \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} \right)^2 \right] dx - 2 \int_{(\Omega)} q_y v dx; \quad 2\mathcal{E}_4 = \int_{(\Omega)} \left[EI_y \cdot \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} \right)^2 \right] dx - 2 \int_{(\Omega)} q_z w dx; \\ 2\mathcal{E}_5 &= \int_{(\Omega)} D \left\{ \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \nu \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} \right)^2 + 2(1-\nu) \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x \partial y} \right)^2 - \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} \cdot \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} \right)^2 \right\} dx dy - \int_{(\Omega)} q w dx dy; \\ 2\mathcal{E}_6 &= \int_{(\Omega)} \left\{ \frac{Eh}{1-\nu^2} \left(\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} \right)^2 + Gh \left[\left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right)^2 - 4 \left(\frac{\partial u}{\partial x} \cdot \frac{\partial v}{\partial y} \right) \right] \right\} dx dy - \\ &\quad - \int_{(\Omega)} (F_x^- u + F_y^- v) dx dy = 0. \end{aligned} \right.$$

Функционалы \mathcal{E}_i являются квадратичными относительно u , линейными по q , а по α их можно линеаризовать. В результате дискретизации u, q, α (например, по методу конечных элементов) получаем уравнения возмущенного состояния в виде: $[K_1 - K_2(A)] \cdot U = Q$, где U, Q, A – массивы узловых параметров, описывающих после дискретизации u, q, α . Здесь $K_1 \neq K_2(A)$, и компоненты K_2 – линейные функции A . Полученное уравнение можно обратить: $U(A) = [K_1^{-1} + K_3(A)] Q$, где $K_3(A)$ – матрица, компоненты которой являются линейными функциями A .

Таким образом, возмущенное решение $U(A)$ является приближенно линейной функцией распределенного параметра α (в данном случае – его дискретного представителя A). Учитывая справедливость такого представления, можно для определения компонент матрицы K_3 применить конечно-разностные соотношения: $K_{3ij} = [U_i(A_j^{\wedge}) - U_i(0)] / (A_j^*)$, где $A_j^{\wedge} = \{0, 0, \dots, A_j^*, \dots, 0, 0\}^T$; A_j^* – некоторая величина шага. В результате получаем основное свойство: компоненты напряженно-деформированного состояния бронекорпусов (как частных случаев пространственных оболочечно-пластинчато-стержневых конструкций) можно представить в виде линейных функций степеней варьирования толщин отдельных их элементов. В данном случае для линеаризации использованы т.н. "реперные" решения

$U_j^0 = U(A_j^0)$, т.е. точное решение исходной системы разрешающих уравнений МКЭ при возмущенной одной компоненте массива A .

Аналогично для случая действия динамических нагрузок получаем такие же тенденции изменения решения при действии статических усилий.

Заключение. В работе представлен подход к анализу чувствительности прочностных, жесткостных и динамических характеристик элементов тонкостенных машиностроительных конструкций к изменению распределения их толщины.

Таким образом, это составляет основу для решения задач синтеза проектно-технологических решений, обеспечивающих заданные составляющие комплекса технических характеристик элементов тонкостенных машиностроительных конструкций. Она состоит в развитии метода обобщенного параметрического моделирования процессов и состояний этих конструкций путем дополнения параметрического пространства законом распределения толщин, оказывающих существенное влияние на достижение тех или иных конструктивно заложенных технических характеристик в реальном изделии. При этом обозначены пути решения данной задачи – сбалансирование проектных, технологических и производственных решений, учет физико-механических процессов и состояний, достижение решений, слабо чувствительных к варьированию различных параметров. На этой методологической основе увязаны режимы эксплуатации, проектно-технологические решения и технические характеристики.

Для анализа статического и динамического НДС от действия разнообразных усилий разработана усовершенствованная математическая модель, отличающаяся учетом влияния проектно-технологических параметров на составляющие этой модели. Это дает возможность строить не только временные распределения напряжений в конструкциях, но и параметрические зависимости, которые, в свою очередь, могут стать основой при выборе проектно-технологических решений.

Список литературы: 1. *Ткачук Н.А.* Линеаризация функции отклика прочностных и динамических характеристик тонкостенных конструкций на изменение толщины / Н. А. Ткачук, А. В. Литвиненко, Ю. В. Костенко, А. Ю. Танченко, А. В. Грабовский // Вісник НТУ «ХП». Серія: Транспортне машинобудування. – Х.: НТУ «ХП», 2014. – №14 (1057). – С. 138-154. 2. *Карпейчик И.Н.* Численное моделирование реакции тонкостенной конструкции на действие ударно-волновой нагрузки / И.Н. Карпейчик, С.Т. Бруль, В.М. Мазин [и др.] // Вестник НТУ «ХПИ». Тем. вып.: Машиноведение и САПР. – 2011. – № 51. – С. 59–65. 3. *Миргородский Ю.Я.* Расчетно-экспериментальные исследования реакции бронекорпусов военных колесных и гусеничных машин на ударно-импульсное воздействие / Ю.Я. Миргородский, Н.Л. Белов, И.Н. Карпейчик и др. // Вісник НТУ „ХП”. Тем.вип.: Машинознавство та САПР. – 2012. – № 22. – С. 87-92. 4. *Пелешко С.В.* Комплексне дослідження міцності та жорсткості корпусів транспортних засобів спеціального призначення / С.В. Пелешко, М.А. Ткачук, С.Т. Бруль та ін. // Вестник НТУ «ХПИ». Тем. вып.: Транспортное машиностроение. – 2010. – № 39. – С. 116-131. 5. *Карпейчик И.Н.* Методика експериментальних досліджень реакції корпусов бронетранспортерів на локальне імпульсне впливання / И.Н. Карпейчик // Вісник НТУ „ХП”. Тем. вип.: Машинознавство та САПР. – 2012. – № 22. – С.65-69. 6. *Гусев Ю. Б.* Обгрунтування параметрів високонавантажених машин на основі моделювання напружено-деформованого стану з урахуванням деградації властивостей основних елементів: дис... канд. техн. наук: 05.02.02 / Гусев Юрій Борисович. – Маріуполь. – 2009. – 226 с. 7. *Барчан С. М.* Удосконалення методів розрахунку та конструкції вибвної транспортуючої машини для формувальних ліній крупного литва: дис. ... канд. техн. наук: 05.02.02 / Барчан Євген Миколайович. – Маріуполь. – 2008. – 178 с. 8. *Танченко А.Ю.* Влияние толщины панелей на спектр собственных частот колебаний корпусов транспортных средств специального назначения // Вісник НТУ «ХП». Серія: Машинознавство та САПР. – Харків : НТУ «ХП», 2013. – №23 (996). – С. 138-145. 9. Моделирование физико-механических процессов в корпусах легкобронированных машин: подходы, модели, эффекты / Бруль С.Т., Ткачук Н.А., Васильев А.Ю. и др. // Механіка та машинобудування. – 2011. – №1. – С. 66–73. 10. *Ткачук Н.А.* Анализ чувствительности прочностных и динамических характеристик машиностроительных конструкций на основе прямого воз-

мушення конечно-элементных моделей / Н.А. Ткачук, А.Ю. Танченко, А.Н. Ткачук [и др.] // Вісник НТУ «ХПІ». Тем. вип.: Машинознавство та САПР. – Харків: НТУ «ХПІ», 2012. – № 22. – С. 147-169. **11. Гусев Ю.Б., Литвиненко А.В., Танченко А.Ю.** К вопросу моделирования напряженно-деформированного состояния металлоконструкции углеродного перегружателя // Вісник НТУ «ХПІ». Тем. вип.: Транспортне машинобудування. – Х. : НТУ «ХПІ», 2007. – №33. – С. 41-45. **12. Литвиненко А.В.** Специализированные системы для компьютерного проектирования, исследования и изготовления элементов транспортных средств специального назначения / А.В. Литвиненко // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Машинознавство та САПР. – Х.: НТУ «ХПІ», 2013. – № 23 (996). – С. 111-121 **13. Гусев Ю.Б., Чурбанов П.В., Пеклич М.М., Кохановская О.В.** Расчетные модели тяжело нагруженных крупногабаритных машин // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Машинознавство та САПР. – Харків: НТУ «ХПІ», 2013, № 23 (996). – С. 83-94. **14. Биргер И.А.** Прочность. Устойчивость. Колебания. Справочник в трех томах. / Под общей ред. И. А. Биргера и Я. Г. Пановко. – М.: Машиностроение, 1968.

Поступила в редколлегию 31.05.2014

УДК 539.3

Влияние варьруемой толщины на статическое и динамическое напряженно-деформированное состояние тонкостенных конструкций / **П.В. Чурбанов, А.В. Литвиненко, А.В. Ткачук, Е.Н. Барчан, О.В. Кохановская** / Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Машинознавство та САПР. – Х.: НТУ «ХПІ», 2014. – № 29 (1072). – С.171-177. – Бібліогр.: 14 назв. *ISSN 2079-0075.*

Запропоновано розвиток узагальненого параметричного підходу для дослідження напружено-деформованого стану корпусів транспортних засобів спеціального призначення на етапі проектування і технологічної підготовки виробництва. Математична формалізація параметричного опису конструкцій та всіх етапів їх життєвого циклу дає можливість будувати високоєфективні спеціалізовані системи комп'ютерного проектування, технологічної підготовки виробництва, дослідження, виготовлення та експлуатації.

Ключові слова: тонкостінна конструкція, динамічне навантаження, податливість, напружено-деформований стан

Development of generalized parametric method for stress-strain state investigation of special-purpose carriers' hulls is proposed at the stage of technological preparation of production. Mathematical formalization of the construction parametrical description and all life-cycle stages is effort an opportunity to build high-performance specialized systems computer-aided design, technological preparation of production, engineering, manufacturing and exploitation.

Keywords: thin-walled construction, dynamic loading, ductility, stress-strain state

УДК. 539.3:612.76:616.001

В.М. ШИМОН, д.м.н., проф., завід. каф. заг. хірургії з курсами травматології, оперативної хірургії та судової медицини ДВНЗ «Ужгородський нац. ун-т», Ужгород;

В.В. ЛИТВАК, асп. каф. загальної хірургії з курсами травматології, оперативної хірургії та судової медицини ДВНЗ «Ужгородський нац. ун-т», Ужгород;

А.А. ШЕРЕГІЙ, ас. каф. загальної хірургії з курсами травматології, оперативної хірургії та судової медицини ДВНЗ «Ужгородський нац. ун-т», Ужгород;

О.В. ВЕРЕТЕЛЬНИК, м.н.с. каф. ТММіСАПР НТУ „ХПІ”;

М.А. ТКАЧУК, д.т.н., проф., зав. каф. ТММіСАПР НТУ „ХПІ”

МОДЕЛЮВАННЯ ОПЕРАТИВНОГО ЛІКУВАННЯ ОСТЕОПОРОЗУ У ЛЮДЕЙ СТАРШОГО ВІКУ ПІСЛЯ ПЕРВИННОГО ЕНДОПРОТЕЗУВАННЯ КУЛЬШОВОГО СУГЛОБА

На сьогоднішній день одним з найактуальніших питань у травматології та ортопедії є відновлення функцій руху в суглобах. Лікування переломів шийки стегна у хворих похилого віку - це ендопротезування. Воно ефе-

© В.М. Шимон, В.В. Литвак, А.А. Шерегій,
О.В. Веретельник, М.А. Ткачук, 2014

ктивне і доступне для хворого, який в найкоротші терміни стає працездатним. Пропонується методика моделювання та досліджень процесу оперативного лікування пацієнтів. Проведено тестовий розрахунок інтактною моделі.

Ключові слова: остеопороз, ендопротезування, реабілітація, метод скінчених елементів, еквівалентні напруження, напружено-деформований стан

Вступ. Протягом останніх десятиліть Україна, як і більшість країн, підтверджує сумну статистику збільшення питомої ваги населення старших вікових груп, а відповідно – ризик і частота переломів проксимального відділу стегнової кістки теж значно вищі [1-10]. Пошкодження саме цієї зони, в переважній кількості випадків, характеризують травматизм для означеної групи людей [3]. Переломи ділянки проксимального відділу стегна (31 відповідно до АО) є найбільш складними в плані лікування та переносимості пацієнтами, а прогностично – малообнадійливими [1, 9]. Втрата кісткової маси у вертлюговій ділянці стегнової кістки особами до 85 років може сягати 50% у жінок і 35% у чоловіків. Остеопороз, як основна причина переломів, фігурує у близько 1 млн. випадків на рік, серед них 250 тис. переломів стегна, 500 тис. переломів хребта, 125 тис. переломів зап'ястка та 125 тис. інших переломів [4, 5]. Різниця в частоті остеопоротичних переломів у жінок і чоловіків пояснюється більш прогресивною втратою кісткової маси у представниць слабкої статі та статистично довшою тривалістю життя жінок.

Найбільш вразливими до остеопоротичних переломів проксимального відділу стегна люди стають у віці 80 років. Згідно даних американських вчених, смертність від перелому стегна в жінок після 50 років становить 2,8%, що дорівнює летальності від злоякісних пухлин молочної залози [5, 6]. Смертність у пацієнтів після остеопоротичних переломів стегна впродовж 1 року збільшується з віком і становить приблизно 20%, ще 13% помирають наступного року. У пацієнтів, які залишаються живими протягом 18 місяців, смертність така ж, як у тих, що не мали переломів [2, 7, 8]. Одним із найактуальніших питань травматології та ортопедії являється відновлення функцій опірності кінцівки і рухомості в суглобах. Лікування переломів шийки стегна, особливо в людей старшого віку, потребує додаткових затрат як матеріальних, так і моральних. Традиційне лікування не завжди є ефективним у вирішенні даної проблеми, і постає нагальна необхідність пошуку сучасних методів лікування – це ендопротезування. На сьогоднішній день найбільш широкоживаним є тотальне ендопротезування кульшового суглоба.

Дані останніх досліджень показують, що при переломі шийки стегна у хворих старшого віку має виконуватися лише хірургічне лікування, тобто ендопротезуванням, тоді як нестабільності компонентів ендопротезу в остеопоротичній кістці продовжують гостро стояти перед вченими та лікарями практиками. Одним із факторів ризику, який збільшує втрату кісткової тканини, є вік хворого, важка супутня патологія, метаболічні захворювання кісткової тканини, а також порушення методики хірургічного втручання та ведення хворого в післяопераційному періоді. Застосування фармацевтичних препаратів є однією із умов вирішення проблеми остеопорозу, вони сприяють відновленню кісткової маси.

Мета дослідження – з'ясування ефективності використання препарату бівалос в якості препарату комплексної профілактики остеопорозу у хворих похилого віку після ендопротезування кульшового суглоба та розробка методології комп'ютерного моделювання напружено-деформованого стану (НДС) біомеханічної системи "протез – кістковий сегмент".

Матеріали та методи дослідження. За період 2008-2013 рр. у відділенні ор-

топедії ЗОКЛ ім. А. Новака було проліковано 52 хворих похилого віку (це старше 60 років) з переломами шийки стегна. Хворі були розподілені на декілька груп. Хворі, у яких травми були при падінні з висоти (дерева, даху), склали 12 травмованих, у 20 – при ДТП, при падінні на землю з висоти власного росту у зимовий період сталися травми у 15 хворих. Після незрощення (несправжній суглоб) було проліковано 5 пацієнтів. Після проведеного лікування час від травми був до 1,5 р., де чітко просліджувався асептичний некроз голівки стегнової кістки. Середній вік хворого складав 63-73 роки. Був проведений аналіз поступлення хворих в клініку ортопедії: в першу добу було госпіталізовано 32 травмованих, до 10 днів – 11, після місяця з часу настання травми – 4 травмованих, 2 хворих були переведені для лікування вже після 3 місяців, 3 травмованих з несправжнім суглобом – після 1,5 року лікування в районних лікарнях (травматологічних відділеннях). При зборі анамнезу чітко звертали увагу на такі моменти, як механізм травми, тривалість часу до звернення в медичний заклад, обсяг наданої медичної допомоги. На протязі перших двох діб після травми в клініку було госпіталізовано 38 хворих, тоді як у 2 пацієнтів травма в анамнезі була 8 місяців тому, а у 1 хворого час від травми становив рік.

Первинне ендопротезування кульшового суглоба після перелому та несправжніх суглобів шийки стегнової кістки виконано 41 хворим. Середній вік хворих становить 70 років, у більшості травма була незначна. В 11 хворих травма сталася при сходженні по сходах і вивиху нижньої кінцівки, в 20 хворих – при ковзанні по снігу та падінні, у 7 пацієнтів травма відбулася при вставанні з ліжка, 3 хворих не змогли пригадати, за яких умов виник перелом. За цей період було проведено хірургічне втручання в 38 пацієнтів, інші хворі були на скелетному витягу, де через деякий період зрощень не настало і було проведено первинне ендопротезування.

Обговорення та результати дослідження. Аналізуючи дані літератури та власних досліджень, доходимо висновку, що однополосні протези показані хворим похилого віку старше 70 років з вираженою супутньою патологією. У 38 хворих старшого віку з ушкодженням шийки стегнової кістки в плані консервативної корекції застосовували препарат Бівалос (стронцію ранелату) по 2 г на добу. Призначення Бівалосу починалося відразу після ендопротезування і тривало протягом трьох місяців. При лікуванні несправжніх суглобів шийки стегна хворим крім Бівалос також призначали Остеогенон. Остеогенон починали призначати за 3 місяці до ендопротезування, а після ендопротезування протягом 1,5 місяців назначали по 2 табл. 3 рази на день, а потім по 1 табл. 3 рази в день на протязі місяця [11].

Умовою хорошої реабілітації хворих в післяопераційному періоді було призначення відповідного лікування: масаж, ЛФК, фітотерапія. ЛФК проводилося разом з палатними лікарями та лікарем реабілітологом в перші 2-3 тижні дозовано, без зайвих навантажень, а з 3-4-го тижня навантаження поступово збільшували. За цей період відмічалось відновлення м'язів оперованої кінцівки та відновлення координації рухів в кінцівці. Відновна терапія в стаціонарі була розрахована на 4 тижні, в подальшому реабілітаційне лікування проводилося амбулаторно за розробленою нами схемою, індивідуально для кожного хворого. Контроль проводили один раз в місяць протягом 6 місяців, а після цього – 1 раз в 3 місяці. Оцінювалися щільність кісткової структури за допомогою денситометра, а також клінічно та рентгенологічно, у деяких хворих проведено комп'ютерну томографію, а також враховувано стан хворого.

Клінічні прояви ефективності нашої терапії у 32 хворих були виявлені на 4-му

тижні після лікування Бівалос та Остеогеномом. Це проявлялося покращенням стану хворого, зменшенням болу, нормалізацією сну та активністю хворого. Треба відзначити, що у 38 хворих до хірургічного лікування були скарги на болі, які після хірургічного лікування зменшилися.

На комп'ютерній томографії у 15 хворих було виявлено зменшення кісткової тканини біля ніжки ендопротезу. Відмічено, що у 3 хворих була реакція на остеогенон, яка проявилася висипами на шкірних покриттях та нудотою, в одного пацієнта було погане перенесення препаратів, зниження дози не дало ефекту і препарат було відмінено.

Комп'ютерна модель для дослідження напружено-деформованого стану біомеханічної системи. Аналіз даних, одержаних у ході лікування значної кількості пацієнтів, дав змогу перейти до математичного та комп'ютерного моделювання НДС біомеханічної системи "опорно-руховий апарат – ендопротез кульшового суглоба". Це викликано тим, що при такому моделюванні з'являється потенційна можливість суттєво розширити множину віртуально досліджуваних варіантів поєднань властивостей та стану кісткової тканини пацієнта, з одного боку, і конструкції ендопротезу – з іншого. Таким чином, виникає база для більш обґрунтованого прийняття рішень щодо схем і режимів оперативного та консервативного лікування хворих із остеопоротичними змінами у кістковій тканині, у тому числі – при застосуванні різних медикаментозних засобів.



Рисунок 1 – Геометрична модель біомеханічної системи

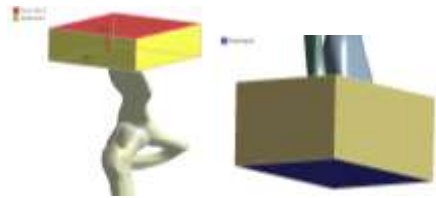
На реалізацію цієї мети був застосований метод скінченних елементів (МСЕ) для дослідження НДС біомеханічної системи "опорно-руховий апарат – ендопротез кульшового суглоба" [12]. На рис. 1, 2 – геометрична та скінченно-елементна моделі (СЕМ) біомеханічної системи. Ця інтактна модель буде доповнена ендопротезами кульшового суглоба різних конструкцій. Також будуть враховані різко-механічні властивості кісткових тканин, що залежать від віку, статі, типу та дозування препаратів, які застосовуються у медичній практиці (див. вище). Отже, завдяки цьому створено інструмент варіювання вихідної моделі біомеханічної системи. З іншого боку, розроблено способи обробки результатів розрахунків НДС одержаної біомеханічної системи за допомогою МСЕ. Таким чином, з'являється можливість контролю результатів моделювання, а, отже, розв'язання задачі обґрунтування раціональних схем та режимів оперативного і консервативного лікування пацієнтів з остеопоротичними змінами кісткової тканини.



Рисунок 2 – СЕМ біомеханічної системи

Для прикладу був проведений тестовий розрахунок. На рис. 3 приведена модель з навантаженням та закріпленням. Навантаження становило 500Н (що відповідає 50 кг), а також до верхньої опори були прикладені додаткові умови, в результаті яких верхня опора могла рухатися тільки в осьовому напрямку, забезпечуючи умови осьового стиснення.

На рис. 4 представлено картину розподілу еквівалентних (за Мізесом) напружень у елементах дослідженої біомеханічної системи. Надалі ця інтактна модель буде доповнена ендопротезом (рис. 5), а результати багатоваріантних розрахунків сформують спеціалізовану базу даних. Шляхом аналізу одержаних результатів буде визначатися вплив різних чинників на поведінку досліджуваної біомеханічної системи.



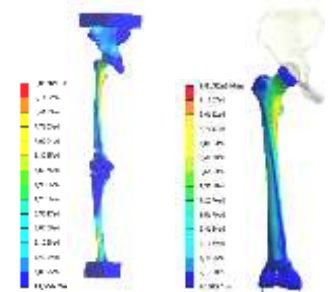
Навантаження Закріплення
Рисунок 3 – Навантаження і закріплення

Висновки. У ході досліджень встановлено, що оптимальним методом лікування переломів шийки стегна у хворих похилого віку є ендопротезування, яке є ефективним і доступним для пацієнта. Метод дозволяє раннє повернення до працездатності. Дані, які одержані при хірургічному та реабілітаційному лікуванні хворих похилого віку з використанням препаратів Бівалос та Остеогенон, є профілактикою нестабільності компонентів ендопротеза в післяопераційному періоді.

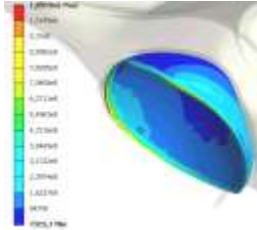
Хірургічне втручання, а особливо з цементним кріпленням – необхідно розглядати як важливий фактор в лікуванні остеопорозу. Крім того, на основі даних, отриманих у ході досліджень, поставлено задачу про комп'ютерне моделювання НДС системи "опорно-руховий апарат – кульшовий протез". Розроблено нову комп'ютерну модель цієї біомеханічної системи, що дає змогу проводити різноманітні дослідження впливу стану кісткової тканини на функціональність, міцність та жорсткість у з'єднанні протеза з кістковою тканиною.

У підсумку розроблені методологічні основи для наукових досліджень впливу остеопоротичних змін на якість первинного ендопротезування кульшового суглоба у подальших дослідженнях. Побудована модель та запропонований підхід будуть застосовані для визначення раціональних схем лікування пацієнтів.

Список літератури: 1. Анкін Л.М., Анкін М.Л. Практическая травматология. Европейские стандарты диагностики и лечения – М.: Книга-плюс, 2002. – 480 с. 2. Гайко Г.В., Л.П. Кукурудза, В.П. Торчинський, В.М. Підгасцький, О.М. Сулима, Т.І. Осадчук. Ендопротезування кульшового суглоба у хворих похилого віку при переломах проксимального відділу стегнової кістки. // Тотальне і ревізієне ендопро-



Еквівалентні напруження в нозі Еквівалентні напруження в стегнової кістці



Еквівалентні напруження в хрящі тазової кістки вертлюжної западини

Рисунок 4 – Картини розподілу еквівалентних (за Мізесом) напружень у елементах дослідже-

Рисунок 5 – Біомеханічна система



тезування великих суглобів: Мат. Наук.-практ. конф. з міжнар. участю – Київ–Львів, 2003.–С.11-15. **3.** Герцен Г.І., Проник А.І., Остапчук М.П., Малаві Амір. – Київ, «Сталь» 2003. – 170 с. **4.** Травматология и ортопедия. Руководство для врачей в 3 томах. Т 2. Под ред. Ю.Г. Шапошникова. М.: Медицина, 1997. – 592с. **5.** Поворознюк В.В., Нейко С.М., Головач Л.Ю. Глюкокортикоид-индукованний остеопороз. – Київ: «ТМК», 2000. – 208 с. **6.** Berend KR, Hanna J, Smith TM, Mallory TH, Lombardi AV. Acute hip arthroplasty for the treatment of intertrochanteric fractures in the elderly. – Journal Surgery and Orthopedy Adv. 2005 Winter; 14(4):185-9. **7.** Haidukewych G.J., Berry D.J. Hip arthroplasty for salvage of failed treatment of intertrochanteric hip fractures. – Journal of Bone and Joint Surgery America. 2003 May; 85-A(5):899-904. **8.** Haentjens P, Casteleyn PP, Opdecam P. Primary bipolar arthroplasty or total hip arthroplasty for the treatment of unstable intertrochanteric and subtrochanteric fractures in elderly patients. – Acta Orthopedic Belgium. 1994;60 Suppl 1:124-8. **9.** Haentjens P, Casteleyn PP, De Boeck H, Handelberg F, Opdecam P. Treatment of unstable intertrochanteric and subtrochanteric fractures in elderly patients. Primary bipolar arthroplasty compared with internal fixation. – Journal of Bone and Joint Surgery America. 1989 Sep; 71(8):1214-25. **10.** White B.L., Fisher W.D., Laurin C.A. Rate of mortality for elderly patients after fracture of the hip in the 1980's.// Journal of Bone and Joint Surgery.-1987.- 69A.- P.241-248.**11.** Шимон В.М., Литвак В.В., Шеретій А.А. Лікування остеопорозу у людей старшого віку після первинного ендопротезування кульшового суглоба // Травма, том 14, № 4, 2013, с.111-113.**12.** Zienkiewicz O.C. The Finite Element Method. Vol. 1: Basic Formulation and Linear Problems / Zienkiewicz O.C., Taylor R.L. Mc Graw-Hill, London, 1989. No. of pages: 648.

Надійшло до редакції 28.05.2014

УДК. 539.3:612.76:616.001

Моделювання оперативного лікування остеопорозу у людей старшого віку після первинного ендопротезування кульшового суглоба/ М.А.Шимон, В.В.Литвак, А.А.Шеретій, О.В.Веретельник, М.А.Ткачук // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Машинознавство та САПР. – Х. : НТУ «ХПІ», 2014. – № 29 (1072). – С. 177-182. – Бібліогр.: 12 назв. ISSN 2079-0075.

На сьогоднішній день одним из самых актуальных вопросов в травматологии и ортопедии является восстановление функций движения в суставах. Лечение переломов шейки бедра у больных пожилого возраста – это эндопротезирование. Оно эффективно и доступно для больного, который в кратчайшие сроки становится трудоспособным. Предлагается методика моделирования и исследований процесса оперативного лечения пациентов. Проведен тестовый расчет интактной модели.

Ключевые слова: остеопороз, эндопротезирование, реабилитация, метод конечных элементов, эквивалентные напряжения, напряженно-деформированное состояние

Today, one of the most pressing issues in traumatology and orthopedics is to restore the functions of motion in the joints. Treatment of hip fractures in elderly patients is joint replacement. It is effective and available to the patient, which rapidly becomes employable. The methods of modeling and process studies of surgical treatment of patients. Test calculations intact model.

Keywords: osteoporosis, hip replacement, rehabilitation, finite element method, the equivalent stress, stress-strain state

УДК 539.3

A. ZOLOCHEVSKY, Dr. Sc., NTU “Kharkov Polytechnic Institute”;

L. PARKHOMENKO, Kharkov State University of Food Technology and Trade, Kharkov;

V. GNITKO, Dr., Institute of Mechanical Engineering Problems, National Academy of Sciences of Ukraine, Kharkov;

A. KÜHHORN, Dr., Brandenburg Technical University at Cottbus, Germany;

M. KOBER, Dr., Brandenburg Technical University at Cottbus, Germany

DAMAGE ACCUMULATION IN MULTILAYER THIN FILMS ON GAMMA TITANIUM ALUMINIDES

The present paper involves comprehensive investigations towards an understanding on how aggressive environments, high service temperatures and long dwell times affect damage growth and lifetime reduction of different components

© A. Zolochovsky, L. Parkhomenko, V. Gnitko,
A. Kühhorn, M. Kober, 2014

of automotive combustion engines and aero-engines made out of gamma titanium aluminides with protective coatings. The outcome of this paper is related to the practical recommendations on how damage growth at high temperatures in multilayer thin films on gamma titanium aluminides under thermal cyclic conditions and multiaxial stress state may be controlled in order to reduce environmental degradation, optimize the protective coating and extend lifetime of a component for automotive, energy and aerospace applications.

Keywords: Gamma titanium aluminide; Creep; Fatigue; Damage; Multilayer thin film; Stress

Introduction. At present, researchers have focused their attention on evaluating gamma titanium aluminides (γ -TiAl) for components of automotive combustion engines and aero-engines, such as turbine airfoils, turbocharger wheels, valves or compressors [1]. This new class of lightweight alloys has been intensively developed over the last two decades, because density of γ -TiAl is equal to half the density of steel or nickel-based superalloys [2]. In this regard, γ -TiAl alloys could be used at high temperatures in gas turbines of aero-engines instead of the heavy nickel-based superalloys in order to increase the speed of aircraft. For structures working at a harsh environment up to temperatures in excess of 900°C, coating may be applied to protect the material from direct exposure to the environment. In this way, protective coatings are required for both environmental protection and thermal insulation of the structural material [3]. Thus, protective coating can substantially improve at high temperatures the application potential of gas turbine blades of aircraft engines made out of γ -TiAl alloys.

A European Project INNOVATIAL (2005-2009) [4] supported within the Sixth Framework Programme for Research and Technological Development was directed at the development of protective coatings for γ -TiAl alloys using four different coating strategies, namely, nanoscale multilayers, nanocomposites, intermetallic coatings and thermal barrier coatings (Table 1). Twenty two international research organizations and industrial partners led by the German Aerospace Center (Project Coordinator Prof. Christoph Leyens) were involved into extensive collaborative research within 54 months. INNOVATIAL coatings were applied to various components, such as aero-engine airfoils, engine valves, gas turbine buckets, gassier components, rollers and dies [4].

Table 1 – Four different coating strategies to protect γ -TiAl against environmental attack [4]

Coating	Deposition technique	Coater	Thickness (μ m)	Operation performance
Nanoscale multilayer coatings				
TiAl/CrN+Al ₂ O ₃	JBM	HA-ZEP	3.5	2000h / 900°C
CrAlN/CrN	JBM	SHJ	3	2000h / 850°C
CrAlN/CrN	HRMS	SHJ	3.5	1000h / 900°C
CrAlN/CrN+Al ₂ O ₃	HRMS / JB	SHJ / HA-ZEP	3.5	2000h / 850°C
Nanocomposites				
TiAlN	JBM	MUL	4	1000h / 750°C
CrAlN	JBM	MUL	4	1000h / 700°C
Intermetallic layers				
Al ₂ Cu	JBM	MUL	4	1000h / 850°C
TiAlC	JBM	DLF	10	1000h / 800°C
TiAlC+Ni	JBM	DLF	10	1000h / 900°C
TiAlC+Cr	JBM	DLF	20	1000h / 850°C
TiAlC+Zr	HRMS	SHJ	7	1000h / 1000°C
TBC systems				
CrAlN/CrN+YSZ	HRMS / EB-PVD	SHJ / DLF	4.5 / 100	1000h / 700°C
CrAlN+YSZ	JBM / EB-PVD	MUL / DLF	4 / 100	1000h / 800°C
TiAlC+YSZ	JBM / EB-PVD	DLF / DLF	10 / 100	1000h / 900°C
TiAlC+Cr+YSZ	JBM / EB-PVD	DLF / DLF	20 / 100	1000h / 850°C

The technology adopted from nickel-based superalloys [1, 3] was used at the German Aerospace Center (DLR) and was focused on the development of improved oxidation protective coatings in combination with thermal barrier coatings on the γ -TiAl alloys for high temperature applications (Fig. 1).

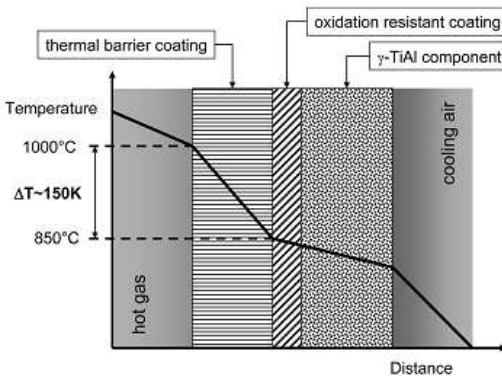


Fig. 1 – A schematic of protective coating applied to γ -TiAl alloys [3]

on the γ -TiAl alloys for high temperature applications (Fig. 1). Conventional Pt modified aluminides and MCrAlY coatings (M = Ni and/or Co) are not suitable as protective coatings for γ -TiAl due to the poor coating–substrate compatibility [5]. In this regard, intermetallic Ti–Al–Cr layers with small additions of Si, Zr, W and Y were deposited on the γ -TiAl substrate by magnetron sputtering technique, and coating thickness ranged between 20 μm and 30 μm [1, 3]. This intermetallic coating remarkably improves the oxidation resistance of γ -TiAl alloy, and exhibits an excellent chemical and physical compatibility with γ -TiAl substrate [5].

In the following, coated substrate was pre-oxidized to form an alumina scale [3]. Intermetallic layer serves also as a suitable bond coat for thermal barrier coatings ($\text{ZrO}_2 - 7-8 \text{ wt } \% \text{ Y}_2\text{O}_3$) due to the excellent adherence of zirconia top coats to alumina scales and represents the most effective oxidation resistant INNOVATIAL coating [4]. Thermal barrier coating was deposited on the pre-coated γ -TiAl substrate using electron beam-physical vapor deposition (EB-PVD), and coating thickness was 150–190 μm [3]. These coating systems exhibited lifetimes exceeding the maximum exposure length of 1000 cycles with 1 h dwell time at 950°C, but failed at 1000°C [6]. Failure was caused by degradation of the intermetallic layers resulting in spallation of the thermally grown oxides.

The CrAlYN/CrN nanoscale multilayer coatings were studied instead of intermetallic Ti–Al–Cr layers as oxidation resistant coatings in combination with thermal barrier coatings (TBCs) on the γ -TiAl alloys [7]. It was established that the TBC systems with CrAlYN/CrN layers did not fail at 850 and 900°C during the maximum exposure time period of 1000 cycles of 1 h dwell time [7, 8].

Alternative coating strategy with nanoscale multilayers and without TBC was applied when TiAlYN/CrN and CrAlYN/CrN nanoscale multilayer coatings were deposited on the γ -TiAl specimens using magnetron sputtering techniques [9]. On some of the coated samples an additional alumina top coat was deposited too. The TiAlYN/CrN films exhibited poor stability at 850°C and rapidly oxidised, and therefore were not applicable for long-term protective coatings on the γ -TiAl alloys [9]. On the other hand, the Cr-based nitride films provided effective oxidation protection to γ -TiAl at 850°C. The alumina top coat did not significantly increase the oxidation resistance of γ -TiAl alloys with CrAlYN/CrN nanoscale multilayer coatings [9].

Environmental protection of γ -TiAl alloys by CrAlYN nanocomposites and thermal barrier coatings was investigated at 850 and 900°C under cyclic oxidation conditions [10]. Thin films of CrAlN + 2 mol.% YN were deposited on the γ -TiAl substrate by magnetron

sputtering technique while TBCs were deposited on the pre-coated γ -TiAl substrate using EB-PVD. The mixture of chromium and aluminium oxides was formed on the nitride coating. The EB-PVD zirconia top coat was well adherent to the mixed oxide scale of chromia and alumina formed on the degraded CrAlYN nanocomposite.

Direct applicability of thermal barrier coatings on the γ -TiAl alloys without oxidation resistant coating was studied by cyclic oxidation testing in air at 850 and 900°C [11, 12]. SEM micrographs of the thermally grown oxide scale revealed outer oxide mixture $\text{TiO}_2 / \text{Al}_2\text{O}_3$. For the γ -TiAl sample with TBC at 900°C, spallation was observed after 810 cycles [11]. Failure occurred in the thermally grown oxide. Thus, effective oxidation protection remains a major issue for high temperature applications of γ -TiAl alloys.

Diffusion coatings on the γ -TiAl alloys were produced using the pack-cementation process and annealing treatments [13]. In this case, the high temperature exposure resulted in the formation of TiAl_2 layer due to interdiffusion between TiAl_3 coating and γ -TiAl substrate. In the following, TBC was deposited on the pre-coated γ -TiAl substrate using EB-PVD. The oxidation behavior of the aluminized and annealed specimens with TBC was studied performing cyclic oxidation tests in the temperature range between 850 and 950°C. The lifetime of this TBC system at 950°C exceeded 1400 cycles, whereas an aluminized and annealed sample without TBC failed after 500 cycles occurring in the mixed oxide scale formed on the γ -TiAl phase. Thus, diffusion coatings on the γ -TiAl alloys provided an effective oxidation protection at 950°C due to the formation of a continuous alumina layer.

Obviously, preventing the formation of non-protective titanium oxide is the primary goal to improve the resistance of γ -TiAl alloys against oxidation. In this regard, Si-based and aluminum rich Ti-Al coatings produced by means of magnetron sputter technique were studied as oxidation resistant coatings for γ -TiAl alloys [14]. Both these coatings were tested at exposure temperatures up to 950°C for 1000 h resulting in very good oxidation behavior.

The specific objectives of the research reflected in the present paper are:

- to specify the mechanisms of thermal, chemical, mechanical and structural degradation of multilayer coating systems developed to protect γ -TiAl alloy against environmental attack involving four different coating strategies (nanoscale multilayers, nanocomposites, intermetallic coatings and thermal barrier coatings),
- to develop the constitutive laws of materials behavior and kinetic equations of damage for coated γ -TiAl substrates to describe elastoplastic deformation and creep under thermal cyclic conditions, transport phenomena, oxidation and chemical expansion, ratcheting and fatigue, wear, erosion and particle impact,
- to identify material parameters in the proposed constitutive model using different experimental data for multilayer thin films on the γ -TiAl alloys,
- to calculate the time-dependent stress distribution (finite element modeling, structural mechanics) and damage growth (continuum damage mechanics) in multilayer thin films on the γ -TiAl alloys under thermal cyclic conditions as a function of material and system parameters as well as operating conditions, and additionally to predict the lifetime of multilayer coating systems,
- to find the interrelationship between environment, protective coating, γ -TiAl substrate and degradation of multilayer coating system over time,
- to compare the lifetime predictions obtained in this research against experimental

data from the burner rig tests involving four different coating strategies for γ -TiAl alloys,

- to develop efficient instrumentation for durability analysis of multilayer coating systems with γ -TiAl substrate and new concepts that could change the way manufacturers design,
- to transfer new knowledge obtained in this research to scientific and industrial communities related to the development of the γ -TiAl components for automotive, energy and aerospace applications.

State of the art. The functionality and reliability of the γ -TiAl components with protective coatings for automotive, energy and aerospace applications are strongly related to the damage growth and stresses redistribution over time in the coating systems. A methodology for durability analysis of multilayer coating systems with γ -TiAl substrate is needed that complements experimental procedures for evaluation of coatings discussed above. There are various sources of stresses in coatings [15]:

- a) thermal induced stresses resulting from temperature changes and differences of the coefficient of thermal expansion of coating layers and substrate material;
- b) stresses resulting from coating growth. In this case it is necessary to distinguish between intrinsic growth stresses and geometrically-induced stresses. Intrinsic growth stresses are due to oxidation; chemical reactions, phase transformations, energetic particle bombardment, etc;
- c) stresses due to deformation of the coating systems under applied loading and environmental influence.

The consideration of thermoelastoplastic deformation in coating systems with γ -TiAl substrate, as well as, stresses resulting from temperature gradients and from external mechanical loading is vital in the structural analysis of the systems. However, this alone is not sufficient to understand the mechanisms of multilayer system degradation that affect damage growth and reduce the lifetime of the γ -TiAl components with protective coatings. Therefore, it is necessary to identify the time-dependent phenomena related to the chemical, mechanical and structural degradation of coating systems over time. These time dependent phenomena can be investigated experimentally.

In the following, several processes are described that are essential to understand and control for long term operation of the multilayer systems, but that are among the most challenging to master, which is probably a reason why relatively little literature on them has appeared so far. The considered processes are creep, chemical expansion, fatigue and erosion.

Creep of EB-PVD zirconia top coat. The EB-PVD zirconia top coat in the coating systems operating under severe service thermal and chemical conditions for a prolonged period of time exhibits creep deformation considered as a time-dependent irreversible deformation process. Even in the initial stages of the creep process in ceramics of TBC, dislocations, impurity atoms and voids accumulate at the grain boundaries to form grain boundary cavitation. As microscopic cavities at the grain boundaries get larger and coalesce, dislocations, impurity atoms and voids move out to grain boundaries, and micro-cracks along the grain facets begin to be formed. Growth and coalescence of these micro-cracks lead to the creep rupture in the final stage of the creep process with the formation of macro-cracks with some preferential orientation, often, direction perpendicular to the maximum principal stress. Thus, creep deformation changes the microstructure of the EB-PVD zirconia top coat by introducing dislocations, impurity atoms and voids in the initial stages, microscopic cavities in the following, and micro-cracks in the final stage of the creep process, all of them, at the grain boundaries with some preferential orientation. Furthermore, the velocity of the growth of already existing grain boundary microscopic cavi-

ties and micro-cracks, and of the nucleation of new ones essentially depends on the intensity of creep deformation. On the other hand, creep deformation of ceramics is influenced by the growth of microscopic cavities and micro-cracks. This influence begins at the primary and secondary stages of the creep process, and can be visible in the tertiary stage due to increase of the creep strain rate, preceding the creep rupture. The creep rupture case without increase in the creep strain rate can also be observed in ceramics.

Thus, creep deformation and material deterioration in the EB-PVD zirconia top coat due to growth of creep damage occur parallel to each other, and they have a reciprocal effect. Obviously, creep damage growth in TBC leads to the degradation of coating system on the γ -TiAl substrate over time. The creep deformation of yttria-partially stabilized zirconia ($ZrO_2 - 7-8 \text{ wt } \% Y_2O_3$) has been studied experimentally in [16-18].

Creep of γ -TiAl substrates. Experimental creep studying for three different compositions of γ -TiAl alloy shows three regimes of secondary creep behavior (Fig. 2). In the high stress region (Region I), dynamic recrystallization with small grains forming along grain boundaries takes place. In Region II, dynamic recrystallization is not observed. In Region III, the grain boundaries remain planar.

The relationship between the stress σ and the corresponding steady-state creep rate $\dot{\epsilon}^c$ can be expressed at the temperature T with a power law by Norton and an Arrhenius type dependence on temperature such as

$$\dot{\epsilon} = K \sigma^n \exp\left(-\frac{Q}{R}\right) \quad (1)$$

where R is the universal gas constant. The creep deformation of γ -TiAl alloys is controlled by a dislocation creep mechanism, and the scopes of 3.5, 7.5 and 4.7 in Fig. 2 refer to the stress exponent n in Eq. (1).

The creep activation energy was determined to be $Q = 313 \text{ kJ/mol}$ for all three γ -TiAl alloys with different grain sizes (32-230 μm) for a temperature range of 707-927°C [19]. Creep of γ -TiAl alloys has been also studied experimentally in [20, 21]. Tertiary creep with rupture has been observed.

Creep of intermetallic Ti-Al-Cr layers. The creep deformation of intermetallic Ti-Al-Cr alloys with small additions of Si, Zr, W and Y up to rupture has been investigated experimentally in [21-23]. The strengthening effect of Cr at high stresses has been discussed. It was established that the main source of strengthening in intermetallic Ti-Al-Cr alloys is precipitation hardening. TEM studies of crept microstructures indicate extensive interaction between the precipitates and the dislocations at the interface [21]. Small additions of Si decrease the melt viscosity and may yield some improvements in oxidation resistance. Addition of W improved the creep resistance but reduced the ductility of intermetallic Ti-Al-Cr alloys.

Creep of oxide scales. Oxide scales located between oxidation resistant coating and

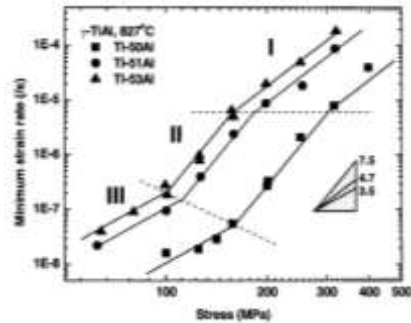


Fig. 2 – Minimum creep strain rates under uniaxial loading for γ -TiAl alloys [19]

TBC demonstrate strong creep behavior too. The creep deformation of Al_2O_3 has been studied experimentally in [24, 25]. It was established also [26] that high-temperature creep deformation of Al_2O_3 is sensitively affected by small amount of dopant cations, which tends to segregate along grain boundaries. The dopant oxides used in this study were TiO_2 , ZrO_2 and Y_2O_3 . Creep of Al_2O_3 is suppressed by Ti/Y or Zr/Y co-doping, and, in particular, Zr/Y co-doping improves the high-temperature creep resistance remarkably. On the other hand, the creep deformation in Ti singly co-doped Al_2O_3 is accelerated in comparison with undoped Al_2O_3 . Interaction between creep deformation and oxynitride scale growth in γ -TiAl alloys has been discussed in [19].

Chemical expansion. During cyclic oxidation, the thermal grown oxide (TGO) exhibits parabolic or exponential growth kinetics. When the TGO forms and grows, the grain size of the TGO grows from small grains (less than $0.1 \mu\text{m}$) to large grains (up to $2.5 \mu\text{m}$). The thickness of the TGO in the γ -TiAl coating systems can reach a size of $16 \mu\text{m}$ without fracture [3, 17]. The process under discussion can be termed as the chemical expansion of the TGO due to the diffusion of oxygen.

Fatigue and ratcheting of γ -TiAl substrates. Coating systems with γ -TiAl substrate used at high temperature are subjected to cyclic mechanical loading as well as periodic temperature variation during the start-up and shut-down of the engine, which gives rise to the so-called thermomechanical fatigue (TMF) and life limitation of the components. In many cases isothermal low cycle fatigue (LCF) tests were used to evaluate the TMF life because of expensive equipment and time-consumption for TMF test. Therefore, it is necessary to clarify TMF behaviors of the γ -TiAl components with protective coatings under the simulated service conditions in the laboratory for the safety and reliability of the used materials. Fully-reversed isothermal TMF tests for γ -TiAl alloys were performed in the temperature range of 550 - 850°C on a servohydraulic closed-loop machine [27]. At all temperatures tests were conducted under total strain amplitude of $\Delta\varepsilon/2 = 0.7\%$, while at service-relevant temperatures (i.e. 550 - 650°C) additional tests were run at total strain amplitudes of $\Delta\varepsilon/2 = 0.5\%$ and 0.6% .

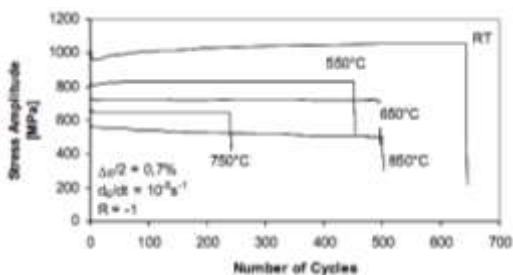


Fig. 3 – Stress amplitude vs. number of cycles for isothermally fatigued γ -TiAl alloy [27]

If in the low cycle TMF test the total strain amplitude is kept constant over a wide range of temperature, it may be expected that the amount of plastic strain is increasing with temperature. Therefore a shorter lifetime at elevated temperatures may be assumed, which will be even more pronounced when oxygen attack occurs. However, this is not the case for the γ -TiAl alloy investigated in [27]. While the stress amplitude is decreasing with temperature, lifetime

seems to be rather unaffected at elevated temperatures (Fig. 3). Quick decreasing of the stress amplitude at the fixed temperature with number of cycles occurs before failure.

TMF behavior of the γ -TiAl alloys was studied either in in-phase or out-of-phase [28]. In this regard, the influence of related microstructural instability during TMF process

on stress-strain response, fatigue life and fracture way under in-phase (IP) and out-of-phase (OP) loading mode was investigated. The variation of tensile load and compressive load counteracts each other, leading to almost constant cyclic stress amplitudes at various temperature portions (Fig. 4). Fig. 4 also shows that TMF life strongly depends on the mean stress as well as on the loading mode. At the same temperature portion, the fatigue life under IP mode is much longer than OP mode. The results are associated with the environmental embrittlement that influences the initiation of fatigue cracks during high temperature exposure to air. Under OP mode, the high tensile stress at minimum temperature acts on the specimen and fatigue cracks can easily nucleate on the oxide surface layer and/or brittle subsurface layer. In contrast to this, the tensile stress is lowered in IP condition because of the significant improvement of the deformability of the alloy at high temperature. As a result, the fatigue crack initiation on the brittle surface layer is delayed under IP mode.

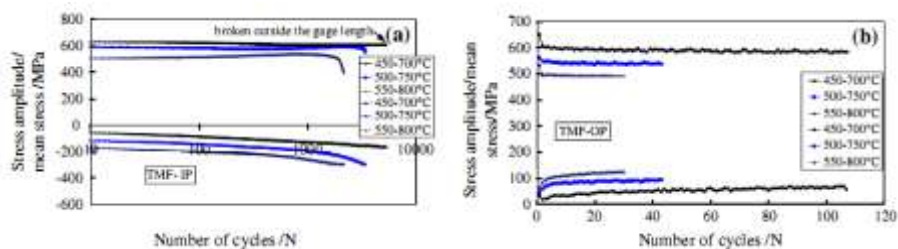


Fig. 4 – Change of cyclic stress amplitude and mean stress with temperature and number of cycles for fatigued γ -TiAl alloy: a – TMF-IP; b – TMF-OP [28]

It is interesting to note that such cyclic behavior of the γ -TiAl alloys shown in Figs. 3 and 4 can be described considering simultaneously fatigue and ratcheting of γ -TiAl substrates. The increase of mean stress with increasing test temperature and cyclic number enlarges the plastic strain accumulation (ratcheting) and promotes the TMF damage. Negative mean stress in OP condition causes the more early fatigue cracks' initiation on the oxidized surface layer than in IP condition, leading to shorter TMF life. Creep damage arising from grain boundary sliding contributes to the TMF failure under IP mode. Intergranular crack and transgranular cleavage crack in the coarse γ grains are the predominant ways of fatigue fracture under OP mode.

Fatigue of oxidation resistant coating. Shida & Anada [29] have demonstrated that at least 70 at.% Al is necessary in γ -TiAl alloys to obtain an alumina-only scale during high-temperature exposure. As discussed earlier, in recent years several coating systems have been developed in order to create sufficient oxidation resistance at temperatures larger than 700°C. Niewolak et al. [30] have shown that silver additions to TiAl can improve oxidation behavior tremendously. Therefore, a coating of the composition Ti-48Al-2Ag was deposited on the γ -TiAl specimens of TNB-V2 using magnetron sputtering technique [28]. In the fatigue test at 850°C it was investigated whether these beneficial properties may be transferred to fatigue conditions. A lifetime increase by a factor of about 2 was measured compared to the test of an uncoated specimen [28]. Thus, a Ti-48Al-2Ag coating is showing excellent oxidation resistance.

Fatigue and ratcheting of zirconia top coat. Ratcheting of ZrO₂ – 8 wt %

Y_2O_3 at high temperatures has been studied experimentally in [31]. Fatigue of TBC on the γ -TiAl alloy was investigated at 850 and 900°C [11, 12].

Erosion. TBCs are used to protect hot path components of gas turbines from hot combustion gases. In this way, TBCs of aircraft gas turbines, as well as, of stationary gas turbines can be exposed to erosion damage, leading to essential reduction of the aerodynamic efficiency of the gas flow over the airfoils and, finally, to structural failure of the blades [32]. Solid particle erosion is particularly important for aero gas turbines operating in sandy (or ashy) environments, but even for land based gas turbines, where air is filtered before entering the compressor stage, solid particle erosion can take place owing to particles escaped from filters, or produced either within compressor stages or in the combustion chamber, depending on the materials and on the operating conditions of the specific engine. Owing to their inertia, solid particles do not move along the flow streamlines and thus they impact on components eroding the protective coatings from the base materials. Pressure loss, change in blade geometry, overheating of γ -TiAl substrate and, finally, structural failure of the blades are the main effects of erosion in gas turbines [33].

Little information exists on the mechanisms that govern erosion of EB-PVD TBCs. Two types of mechanical responses have been identified and are outlined as *severe erosion by foreign object damage*, and *mild erosion by near surface cracking*. In the first case, large particles at high velocity cause the material to be susceptible to large-scale plastic deformation and densification around the contact site. The deformation zones develop over millisecond timescales, as the impacting particle decelerates to rest, prior to rebound. Within the densified zone, kink bands form and extend diagonally downward, toward the interface with the TGO. In some cases, the bands reach the interface with the TGO and lead to delamination within the TBC, just above the TGO. Such delaminations provide a mechanism for creating large-scale spalls.

Second mechanism of erosion corresponds to initial impact, when elastic waves are induced in the TBC columns. Over a time frame of nanoseconds, bending waves are induced at the top of the columns, and these cause flaws at the column perimeter to extend across the columns. The column-sized cracks link, leading to small amounts of material removal. Elastic waves also reflect off the bottom of the columns, becoming tensile waves that propagate back to the surface. These waves can also induce cracking across the columns, and at the interface between the columnar layer and the underlying TGO, particularly when the interface has been embrittled by segregation of contaminants such as sulphur.

Modeling. Thus, to the best of our knowledge, up to now no modeling tool exists for damage analysis of multilayer thin films on the γ -TiAl alloys under thermal cyclic conditions and multiaxial stress state. The goal of this research is to solve such an important problem. The present paper involves comprehensive investigations towards an understanding on how aggressive environments, high service temperatures and long dwell times affect damage growth and lifetime reduction of different components of automotive combustion engines and aero-engines made out of γ -TiAl alloys with protective coatings. The outcome will be how damage growth at high temperatures in multilayer thin films on the γ -TiAl alloys under thermal cyclic conditions and multiaxial stress state may be controlled in order to reduce environmental degradation, optimize the protective coating and extend lifetime of a component for automotive, energy and aerospace applications.

In order to study damage accumulation in multilayer thin films on the γ -TiAl alloys, which may occur in-service and limit the performance of turbine blades, two different test

specimens (Figs. 5 and 6) were subjected in the laboratory of the German Aerospace Center (DLR) to conditions, which simulate the in-service condition as close as possible. Testing of the tubular multilayer specimen (Fig. 5) realizes cyclic thermal and mechanical loading including a thermal gradient over the specimen wall. An applied mechanical loading by force N reproduces the centrifugal force acting on the turbine blade. Temperature T (Fig. 7) on the inner and outer surfaces of the tubular specimen, and load N can act over time under in-phase (IP) and out-of-phase (OP) loading mode. Second specimen under study (Fig. 6) is a rotating round multilayer plate. The applied test cycle for the surface temperatures of a plate is shown in Fig. 7. A heating period t_1 , a dwell time $t_2 - t_1$ and a cooling period $t_3 - t_2$ should be introduced so in order to represent damage growth in a turbine γ -TiAl blade with the protective coating during an entire flight of a jet engine.

An integrated approach to the analysis of damage accumulation in multilayer thin films on the γ -TiAl alloys of the two specimens (Figs. 5 and 6) with multiaxial stress state under thermal cyclic conditions (Fig. 7) has been developed. Thermal and chemical expansions, creep deformation, accumulated "ratcheting" straining, and damage development from creep and fatigue are considered. Total strains in the specimens are assumed to be composed of an elasto-plastic part, thermal part, chemical part, a part due to creep

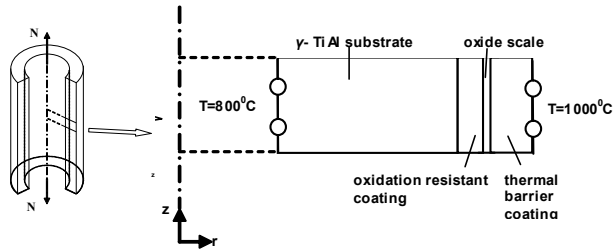


Fig. 5 – The model of the cylindrical test specimen. The proportions of the layers in the figure do not resemble their actual dimensions

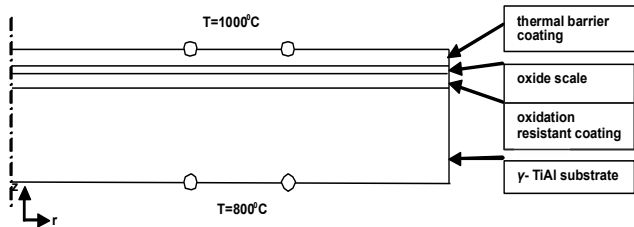


Fig. 6 – The model of the circular plate specimen for testing. The proportions of the layers in the figure do not resemble their actual dimensions

and a ratcheting part accumulated during cycling.

Redistribution of the temperature in transient state over the specimen wall can be found considering Fourier's law for heat transfer. Boundary conditions at the inner and outer surfaces of the specimens in a form of the temperature profile given in Fig. 7 should be considered too. Here $T_1 = 1000^\circ\text{C}$ at the outer surface of TBC, and $T_1 = 800^\circ\text{C}$ at the inner surface of the substrate.

Chemically induced strains that occur in TGO during oxidation are connected with oxygen concentration δ [35], i.e.

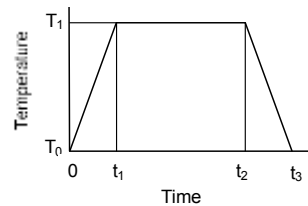


Fig. 7 – Temperature profile during a single loading cycle

$$\varepsilon_{ij}^{ch} = B(\delta - \delta_0)\delta_{ij} \quad (2)$$

where δ_0 is the magnitude of oxygen concentration at the reference state, δ_{kl} is the Kronecker's symbol, and B is the material parameter. Oxygen concentration can be described by the second Fick's law:

$$\frac{\partial \delta}{\partial t} = D\nabla^2 \delta \quad (3)$$

where t is the time, and D is the diffusion coefficient of oxygen.

The creep strain rates are related to the stresses under multiaxial loading as follows [36]:

$$\frac{d\varepsilon_{kl}^c}{dt} = \frac{\sigma_e^n}{(1-\phi)^m} \left(\frac{3}{2} \frac{A s_{kl}}{\sigma_i} + C \delta_{kl} \right) \quad (4)$$

where $\sigma_e = A\sigma + C\sigma_k \delta_{kl}$, $\sigma_i = \sqrt{\frac{3}{2} s_{kl} s_{kl}}$, s_{kl} is the stress deviator, σ_{kl} is the stress tensor, and A , C , n , m are material parameters. A continuum damage parameter by Kachanov-Rabotnov ϕ has been introduced into the creep law given by Eq. (4) with the formulation of the following creep damage growth equation

$$\frac{d\phi}{dt} = \frac{\Sigma_e^k}{(1-\phi)^l} \quad (5)$$

where $\Sigma_e = A_0\sigma + C_0\sigma_k \delta_{kl}$, A_0 , C_0 , k and l are material parameters. Equations (4) and (5) reflect the tension/compression asymmetry of creep and creep damage of the materials under study.

Description of ratcheting and fatigue is considered too. In this regard, the components of the ratcheting strain tensor can be defined as follows:

$$\varepsilon_{kl}^r = \frac{p}{2} \frac{d}{dt} \left(\frac{3}{2} \kappa_{kl} \kappa_{kl} \right) \quad (6)$$

where N is a number of cycles, $\tau_e = a\tau + c\tau_k \delta_{kl}$, $\tau_i = \sqrt{\frac{3}{2} \kappa_{kl} \kappa_{kl}}$, κ_{kl} is the stress amplitude deviator during cycling, τ_{kl} is the tensor of the mean stresses during cycling, dot above the symbol denotes the derivative with respect to the number of cycles, and a , c , p , q and f are material parameters. Fatigue damage parameter ϕ can be described by the following kinetic equation

$$\frac{d\phi}{dt} = \frac{[e - \nu(1-\phi)]^x}{(1-\phi)^y} \quad (7)$$

where $\rho_e = d\tau + e\tau_k \delta_{kl}$, d , e , x , b and ν are material parameters. Equations (6) and

(7) reflect the tension/compression asymmetry of ratcheting and fatigue damage of the materials under study.

Taking into account that TBCs are vulnerable to erosion and spalling from high speed particle impact damage on the leading edge of high pressure turbine blades, the effect of the TBC geometry upon the contact radius, the indentation load, the average indentation pressure and the bending stresses within each column should be examined. Finite element simulations will be considered for spherical indentation of an elastoplastic columnar TBC. In this way, plastic damage mechanisms, as well as, and elastodynamic mechanisms are involved.

Analysis of stress distributions in multilayer thin films on the γ -TiAl alloys and coating system degradation over time as well as life-prediction studies in this research are related to the consideration of the physically nonlinear initial/three-dimensional boundary value multiphysics problem. Therefore, various commercial software packages can be used for structural analysis, computational modeling and simulation, when the integrated constitutive model proposed in the project will be implemented into its codes. The ABAQUS codes [37, 38] as well as software CFD-Fluent and equation solver software gProms are accepted in the present research. This computer-based structural modeling tool (ABAQUS, CFD-Fluent and gProms) was used for analyzing operation-induced stress distributions in a coating system and system degradation with time, for durability analysis and lifetime predictions, and for improving the performance and safety of multilayer thin films on the γ -TiAl alloys. The results of this analysis were obtained by analogy with TBCs on the Ni-based superalloys [39, 40], and they will be discussed in the future paper.

Conclusion. If the modeling tool proposed in this paper will demonstrate the ability to predict experimental results obtained on systems tested in Germany, then it can be used to optimize protective coatings, to explore new configurations, and, finally, to form a conception and design platform for multilayer thin films on the γ -TiAl alloys. This gives the possibility to work in the Ukraine in the area of protective coatings without need of expensive experiments.

This research was partially supported by the Alexander von Humboldt Stiftung and the German Federal Ministry of Education and Research (BMBF) through the German Aerospace Center (DLR).

References: 1. M. Fröhlich, R. Braun, C. Leyens. Oxidation resistant coatings in combination with thermal barrier coatings on γ -TiAl alloys for high temperature applications. // Surf. Coat. Technol. – 2006. –Vol. 201. – PP. 3911–3917. 2. M. Shazly. Dynamic deformation and failure of gamma-met PX at room and elevated temperatures. PhD thesis. – Cleveland: Case Western Reserve University, USA. – 2005. 3. C. Leyens, R. Braun, M. Fröhlich, P.E.h. Hovsepian. Recent progress in the coating protection of gamma titanium-aluminides. // JOM. – 2006. –Vol. 58. – PP. 17-21. 4. Innovative processes and materials to synthesize knowledge-based ultra-performance nanostructured PVD thin films on gamma titanium aluminide. A European project supported within the Sixth Framework Programme for Research and Technological Development. – Sheffield: Sheffield Hallam University, UK. – 2009. – 8p. 5. Z. Tang, L. Niewolak, V. Shemet, L. Singheiser, W.J. Quadackers, F. Wang, W. Wu, A. Gil. Development of oxidation resistant coatings for γ -TiAl based alloys. // Mater. Sci. Eng. – 2002. –Vol. A 328. –PP. 297–301. 6. R. Braun, M. Fröhlich, C. Leyens. Intermetallic Ti-Al-Cr based layers and zirconia topcoats deposited on gamma titanium aluminides for environmental protection. // Adv. Mater. Res. – 2011. –Vol. 278. –PP. 497–502. 7. R. Braun, W. Braue, M. Fröhlich, C. Leyens, P.E.h. Hovsepian. Thermally grown oxide scales on γ -TiAl coated with thermal protection systems. // Mater. High Temp. – 2009. –Vol. 26. –PP. 305–316. 8. R. Braun, U. Schulz, C. Leyens, P. Hovsepian, A. Ehasarian. Oxidation and fatigue behaviour of γ -TiAl coated with HIPIMS CrAlYN/CrN nanoscale multilayer coatings and EB-PVD thermal barrier coatings. // Int. J. Mater. Res. – 2010. – Vol.101. –PP. 648–656. 9. R. Braun, A. Lange, P.E.h. Hovsepian, A.P. Ehasarian, R. Tietema, C. Leyens. Oxidation behaviour of TiAlYN/CrN and CrAlYN γ CrN nanoscale multilayer coatings with Al_2O_3 topcoat deposited on γ -TiAl alloys. // Mater. High Temp. – 2011. –Vol. 28. –PP. 324–335. 10. R. Braun, F. Rovere, P.H. Mayrho-

fer, C. Leyens. Environmental protection of γ -TiAl based alloy Ti-45Al-8Nb by CrAlYN thin films and thermal barrier coatings. // *Intermetallics*. – 2010. –Vol. 18. –PP. 479–486. **11. R. Braun, M. Fröhlich, A. Ebach-Stahl, C. Leyens.** Investigation on the oxidation behavior of gamma titanium aluminides coated with thermal barrier coatings. // *Mater. Corros.* – 2008. –Vol. 59. –PP. 539–546. **12. R. Braun, M. Fröhlich, W. Braue, C. Leyens.** Oxidation behaviour of gamma titanium aluminides with EB-PVD thermal barrier coatings exposed to air at 900°C. // *Surf. Coat. Technol.* – 2007. –Vol. 202. –PP. 676–680. **13. R. Braun, M. Fröhlich, C. Leyens, D. Remusch.** Oxidation behaviour of TBC systems on γ -TiAl based alloy Ti-45Al-8Nb. // *Oxid. Met.* – 2009. –Vol. 71. –PP. 295–318. **14. M. Fröhlich, A. Ebach-Stahl, R. Braun, C. Leyens.** Oxidation protective coatings for γ -TiAl – recent trends. // *Mat-wiss. u. Werkstofftech.* – 2007. –Vol. 38. –PP. 667–673. **15. V. Teixeira.** Mechanical integrity in PVD coatings due to the presence of residual stresses. // *Thin Solid Films*. – 2001. –Vol. 392. –PP. 276–281. **16. A.M. Freborg, B.L. Ferguson, W.J. Brindley, G.J. Petrus.** Modeling oxidation induced stresses in thermal barrier coatings. // *Mater. Sci. Eng.* – 1998. –Vol. A 245. –PP. 182–190. **17. D. Zhu, R.A. Miller.** Determination of creep behavior of thermal barrier coatings under laser imposed temperature and stress gradients, Tech. Memo. ADA331938. – Hanover: NASA. – 1997. **18. U. Hermosilla, M.S.A. Karunaratne, I.A. Jones, T.H. Hyde, R.C. Thomson.** Modelling the high temperature behaviour of TBCs using sequentially coupled microstructural–mechanical FE analyses. // *Mater. Sci. Eng.* – 2009. –Vol. A 513–514. –PP. 302–310. **19. A.M. Limarga.** Interaction between creep deformation and oxynitride scale growth in gamma-titanium aluminide. Ph.D Thesis. – Hamilton: McMaster University. – 2006. **20. J. Beddoes, W. Wallace, L. Zhao.** Current understanding of creep behaviour of near γ -titanium aluminides. // *Int. Mater. Rev.* – 1995. –Vol.40. –PP. 197–217. **21. S. Karthikeyan.** Mechanisms and effect of microstructure on high temperature deformation of gamma-TiAl based alloys. Ph.D Thesis. – Ohio: Ohio State University. – 2003. **22. J.N Wang, T.G Nieh.** The role of ledges in creep of TiAl alloys with fine lamellar structures. // *Acta Mater.* – 1998. – Vol. 46. –PP. 1887–1901. **23. P.R Subramanian, M.G Mendiratta, D.M Dimiduk, M.A Stucke.** Advanced intermetallic alloys—beyond gamma titanium aluminides. // *Mater. Sci. Eng.* – 1997. –Vol. A 239–240. – PP. 1–13. **24. B. W. Veal, A.P. Paulikas, P. Y. Hou.** Tensile stress and creep in thermally grown oxide. // *Nat. Mater.* – 2006. –Vol. 5. – PP. 349–351. **25. H.-T. Lin, P. F. Becher.** Creep behavior of a SiC-whisker-reinforced alumina. // *J. Am. Ceram. Soc.* – 1990. –Vol. 73. – PP. 1378–1381. **26. S. Yasuda, H. Yoshida, T. Yamamoto, T. Sakuma.** Improvement of high-temperature creep resistance in polycrystalline Al_2O_3 by cations co-doping. // *Mater. Trans.* – 2004. –Vol. 45. – PP. 2078–2082. **27. T. K. Heckel, H.-J. Christ.** Thermomechanical fatigue of the TiAl intermetallic alloy TNB-V2. // *Exp. Mech.* – 2010. –Vol. 50. – PP. 717–724. **28. W.F. Cui, C.M. Liu, V. Bauer, H.-J. Christ.** Thermomechanical fatigue behaviours of a third generation γ -TiAl based alloy. // *Intermetallics*. – 2007. –Vol. 15. – PP. 675–678. **29. Y. Shida, H. Anada.** The effect of various ternary additives on the oxidation behavior of TiAl in high-temperature air. // *Oxid. Met.* – 1996. –Vol. 45. – PP. 197–219. **30. L. Niewolak, V. Shemet, C. Thomas, P. Lersch, L. Singheiser, W.J. Quadackers.** Oxidation behaviour of Ag-containing TiAl-based intermetallics. // *Intermetallics*. – 2004. –Vol. 12. – PP. 1387–1396. **31. E. F. Rejda, D. F. Socie, T. Itoh.** Deformation behavior of plasma-sprayed thick thermal barrier coatings. // *Surf. Coat. Technol.* – 1999. –Vol. 113. –PP. 218–226. **32. M. Peters, C. Leyens, U. Schulz, W. A. Kaysser.** EB-PVD thermal barrier coatings for aeroengines and gas turbines. // *Adv. Eng. Mater.* – 2001. –Vol. 3. –PP. 193–204. **33. F. Cermuschi, L. Lorenzoni, S. Capelli, C. Guardamagna, M. Karger, R. Vaßen, K. von Niessen, N. Markocsan, J. Menuet, C. Giolli.** Solid particle erosion of thermal spray and physical vapour deposition thermal barrier coatings. // *Wear.* – 2011. –Vol. 271. –PP. 2909–2918. **34. N.A. Fleck, Th. Zisis.** The erosion of EB-PVD thermal barrier coatings: The competition between mechanisms. // *Wear.* – 2010. –Vol. 268. –PP. 1214–1224. **35. Л. А. Пархоменко.** Диффузионные напряжения в трубчатой мембране реактора для производства синтетического газа. // *Вестник НТУ «ХПИ»*. Тем. вып.: „Машиноведение и САПР”. – Харьков: НТУ «ХПИ». – 2009. – №28. – С.78-87. **36. А.А. Золочевский, А.Н. Склетус, С.Н. Склетус.** Нелинейная механика деформируемого твердого тела. – Харьков: Бизнес Инвестор Групп, 2011. – 720 с. **37. А. Zolochovsky, A. Martynenko, A. Kühhorn.** Structural benchmark creep and creep damage testing for finite element analysis with material tension-compression asymmetry and symmetry // *Comput. Struct.* – 2012. –Vol. 100-101. –PP. 27-38. **38. А.А. Золочевский, А.А. Беккер.** Введение в ABAQUS. – Харьков: Бизнес Инвестор Групп, 2011. – 48 с. **39. А. Zolochovsky, N. Sergienko, S. Eremenko, A. Kühhorn.** Constitutive and numerical modeling of chemical and mechanical phenomena in thermal barrier coatings for gas turbine blades of aircraft engines // *Вестник НТУ «ХПИ»*. Тем. вып.: „Транспортное машиностроение”. – Харьков: НТУ «ХПИ». – 2010. – № 38. – С. 99–109. **40. А. Zolochovsky, A. Galishin, S. Sklepus, L. Parkhomenko, V. Gnitko, A. Kühhorn, M. Kober, C. Leyens.** Benchmark creep tests for thermal barrier coatings. // *Вестник НТУ «ХПИ»*. Тем. вып.: „Машиноведение и САПР”. – Харьков: НТУ «ХПИ». – 2013. – № 23 (996). – С. 158-178.

Поступила в редколлегию 15.12.2013

УДК 539.3

Damage accumulation in multilayer thin films on gamma titanium aluminides / **A. Zolochovsky, L. Parkhomenko, V. Gnitko, A. Kühhorn, M. Kober** // *Вісник НТУ «ХПІ»*. Серія: Машинознавство та САПР. – Х. : НТУ «ХПІ», 2014. – № 29 (1072). – С. 182-195. – Бібліогр.: 40 назв. *ISSN 2079-0075*.

Настоящая статья включает в себя всеобъемлющие исследования, направленные на понимание то-

го, как агрессивные среды, высокие температуры и время цикла нагружения влияют на рост повреждаемости и сокращение долговечности различных компонентов автомобильных двигателей внутреннего сгорания и авиационных двигателей, изготовленных из гамма алюминидов титана с защитными покрытиями. В результате этих исследований установлено, как рост поврежденности при высоких температурах в многослойных тонких пленках на основе гамма алюминидов титана в условиях теплового циклического нагружения и многоосного напряженного состояния можно контролировать с целью снижения деградации под влиянием окружающей среды, оптимизации защитного покрытия и увеличения срока службы элементов конструкций для автомобильной, энергетической и аэрокосмической промышленности.

Ключевые слова: гамма алюминид титана; ползучесть; усталость; повреждаемость; многослойная тонкая пленка; напряжение

Дана стаття включає в себе всеосяжні дослідження, спрямовані на розуміння того, як агресивні середовища, високі температури і час циклу навантажування впливають на зростання пошкоджуваності і скорочення довговічності різних компонентів автомобільних двигунів внутрішнього згоряння та авіаційних двигунів, виготовлених з гамма алюмінідів титану з захисними покриттями. У результаті цих досліджень встановлено, як зростання пошкодженості при високих температурах в багатослойних тонких плівках на основі гамма алюмінідів титану в умовах теплового циклічного навантаження і багатослойного напруженого стану можна контролювати з метою зниження деградації під впливом навколишнього середовища, оптимізації захисного покриття і збільшення терміну служби елементів конструкцій для автомобільної, енергетичної та аерокосмічної промисловості.

Ключові слова: гамма алюмінід титану, повзучість, втома, пошкоджуваність, багатослойна тонка плівка, напруга

ЗМІСТ

А.А. АТРОШЕНКО Изгиб полосы с учетом больших перемещений и влияния продольных усилий.....	3
М.О. БОНДАРЕНКО Дослідження напружено-деформованого стану каркасу кузова автобуса в умовах моделювання його тестового випробування на пасивну безпечність ..	13
Н.М. БОРОДАЧЕВ, Г.П. ТАРИКОВ, В.В. КОМРАКОВ, Е.М. АКУЛОВА Контактное взаимодействие рельса и колеса.....	18
О.В. ВЕРЕТЕЛЬНИК, Н.А. ТКАЧУК, И.Б. ТИМЧЕНКО, А.А. ДЫННИК, А.В. ПОГОРЕЛАЯ Математическое и численное исследование различных конструкций ортезов при спондилодезе шейного отдела позвоночника.....	27
Д.Д. ГОСПОДИНОВ, Д.С. СТАВРЕВ Новые возможности при закалке зубчатых колес в вакууме.....	38
А.В. ГРАБОВСКИЙ Исследование связанной задачи аэроупругости с применением современных методов расчета	44
В.В. ДИОРДИЙЧУК, В.А. ШКОДА, Н.А.ТКАЧУК, Е.Н. БАРЧАН Опыт конструирования и промышленное внедрение чугунных паллет в составе автоматизированных формовочных линий.....	48
Е. И. ЗИНЧЕНКО, И. П. ГРЕЧКА, Г. А. КРОТЕНКО Применение игрового проектирования в учебном процессе.....	53
О.М. КАЛІНІН, П.О. РУСЛО, Ю.В. ВАРВАНЕЦЬ, В.В. КОСТЮК Ситуаційні моделі застосування броньованих ремонтно-евакуаційних машин.....	58
С.Г.КИРИЧЕНКО Изготовление гиперболоидных зубчатых колес и фрез на однополостных гиперболоидах.....	63
А.В. ЛИТВИНЕНКО Общий подход к проектно-технологическому обеспечению тактико-технических характеристик военных колесных и гусеничных машин путем обоснования параметров бронекорпусов по критериям прочности и защищенности.....	68
М. В. МАРГУЛИС, Я. О. ГОРДИЕНКО Определение допускаемых контактных напряжений при работе волновых прецессионных передач с телами качения.....	77
А.В. МАРТЫНЕНКО, А.Ю. ТАНЧЕНКО, С. Т.БРУЛЬ, А.Ю. ВАСИЛЬЕВ, О.В. ВЕРЕТЕЛЬНИК Компьютерное моделирование динамики и напряженно-деформированного состояния элементов объектов бронетанковой техники, подвергающихся воздействию гидродинамических нагрузок	83
В.А. МАТУСЕВИЧ, Ю.В. ШАРАБАН, А.В. ШЕХОВ, В.Т. АБРАМОВ Выбор оптимального распределения числа спутников по ступеням планетарного механизма типа $3 \times \overline{AI}$ по критерию минимума массы.....	100
С.А. НАЗАРЕНКО, Н.А. ТКАЧУК, В.Л. ХАВИН Основные результаты профессора Я.В. Столярова.....	110
В. П. ОЛЬШАНСКИЙ, С. В. ОЛЬШАНСКИЙ Переход через резонанс в осцилляторе линейно-переменной массы.....	119
Н.В. ПЛЯСУЛЯ Коэффициент полезного действия глобоидно-цилиндрической зубчатой передачи Новикова.....	123
А.П. ПОПОВ, А.М. МЕДВЕДОВСКИЙ, Л.А. ПОПОВА, О.И. САВЕНКОВ Изгибная прочность зубчатых передач с точечным зацеплением зубьев.....	127
Ю. В. ПОРОХОВСКИЙ, Б. І. КІНДРАЦЬКИЙ Розподіл залишкових технологічних напружень у зоні кільцевих зварних з'єднань кусково-однорідних оболонкових машинобудівних конструкцій.....	133
П.О. РУСЛО, Р.Г. БУДЯНУ, О.М. КАЛІНІН, В.В. КОСТЮК, Ю.В. ВАРВАНЕЦЬ Обрунтовання тактико-технічних характеристик для розроблення перспективних зразків і подальшої модернізації вітчизняних танків.....	138
П.М. ТКАЧ Функция передатного отношения цилиндричной прямозубой передачи.....	147
П.М. ТКАЧ, О.Ю. ЧАЛА Геометрія циліндричних передач змішаного зачеплення з круговими арковими зубцями.....	150

Н.Н. ТКАЧУК, Н.Б. СКРИПЧЕНКО, А.В. ТКАЧУК, В.И. ГОЛОВЧЕНКО Модели и разрешающие соотношения для анализа контактного взаимодействия гладких и шероховатых тел методом граничных элементов	158
П.В. ЧУРБАНОВ, А.В. ЛИТВИНЕНКО, А.В. ТКАЧУК, Е.Н. БАРЧАН, О.В. КОХАНОВСКАЯ Влияние варьируемой толщины на статическое и динамическое напряженно-деформированное состояние тонкостенных конструкций.....	171
В.М. ШИМОН, В.В. ЛИТВАК, А.А. ШЕРЕГИЙ, О.В. ВЕРЕТЕЛЬНИК, М.А. ТКАЧУК Моделирование оперативного лікування остеопорозу у людей старшого віку після первинного ендопротезування кульшового суглоба.....	177
А. ZOLOCHEVSKY, L. PARKHOMENKO, V. GNITKO, A. KÜHNHORN, M. KOBER Damage accumulation in multilayer thin films on gamma titanium aluminides	182

CONTENTS

A.A. ATROSHENKO Bending of bands taking into account large movings and longitudinal forces influence.....	3
M. O. BONDARENKO Research of stress-strain state for bodyshell of the bus in conditions of test simulation on passive safety.....	13
N.M. BORODACHEV, G.P. TARIKOV, V.V. KOMRAKOV, E.M. AKULOVA Contact interaction between rail and wheel.....	18
O.V. VERETELNYK, N.A. TKACHUK, I.B. TIMCHENKO, A.A. DYNNIK, A.V. POGORELAJA Mathematical and numerical study of various designs of orthoses in spinal fusion of the cervical spine.....	27
D.D. GOSPODINOV, D.S. STAVREV New possibilities in quenching of gears in a vacuum.....	38
A. GRABOVSKIY Research of linked aeroelasticity problem using modern calculation methods.....	44
V. DIORDIYCHUK, V. SHKODA, N. TKACHUK Experience in design and commercialization of cast-iron pallet in automated moulding lines.....	48
E. I. ZINCHENKO, I. P. GRECHKA, G. A. KROTENKO Application of game design in educational process.....	53
O.M. KALININ, P.O. RUSILO, Y.V. VARVANETS, V.V. KOSTYUK Situation models of use of armoured repair and recovery vehicles.....	58
S.G. KIRICHENKO Manufacture of hyperboloid gears and cutters on hyperboloid.....	63
A.V. LITVINENKO General approach to design and engineering support of performance characteristics of military caterpillar and wheeled vehicles by justification of armored hulls parameters on strength and protectability criteria.....	68
M. V. MARGULIS, Y. O. GORDIENKO Definition of permissible contact stress during operation of harmonic precessional drives with rolling elements.....	77
A.V. MARTYNYENKO, A.Y. TANCHENKO, S. T. BRUL, A.Y. VASILIEV, O.V. VERETELNYK Computer modelling of dynamics and stress-strain state of armored vehicles elements exposed hydro-gas-dynamic loadings.....	83
V. A. MATUSEVICH, U. A. SHARABAN, A. V. SHEKHOV, V. T. ABRAMOV Selection of the optimal distribution of the number of satellites on the stages of the planetary mechanism type on the criterion of minimum mass.....	100
S.A. NAZARENKO, N.A. TKACHUK, V.L. KHAVIN Main results of scientific-pedagogical activity of professor Stolyarov.....	110
V. P. OLSHANSKY, S. V. OLSHANSKY Transition through resonance in linear-variable mass oscillator	119
N.V. PLYASULYA Efficiency of Novikov cone-cylindrical gears.....	123
ISSN 2079-0075. Вісник НТУ "ХПІ". 2014. № 29 (1072)	199

A.P. POPOV, A.M. MEDVEDOVSKIY, L.A. POPOVA, O.I. SAVENKOV Flexural strength of gearing with point teeth meshing	127
Y. V. POROKHOVSKIY, B. I. KINDRATSKIY Distribution of residual stresses in process zone of circular welded joints of piecewise homogeneous shell engineering constructions.....	133
P.O. RUSILO, R.G. BUDYANU, O.M. KALININ, V.V. KOSTYUK, Y.V. VARVANETS Justification of tactical and technical characteristics for development of perspective items and further modernization of domestic tanks.....	138
P.M. TKACH Function of a reduction ratio of cylindrical spur transmission P.M. TKACH, O.U. CHALA The geometry of the cylindrical gear mixed engagement with circular arched teeth	147
N.N. TKACHUK, N.B. SKRIPCHENKO, G.V. TKACHUK, V.I. GOLOVCHENKO Models and relations for analysis of contact interaction of smooth and rough bodies by boundary element method	150
P.V. CHURBANOV, A.V. LITVINENKO, A.V. TKACHUK, E.N. BARCHAN, O.V. KOKHANOVSKA Effect of varying thickness on static and dynamic stress-strain state of thin-walled constructions	158
V.M. SHIMON, V.V. LITVAK, A.A. SHEREGIY, O.V. VERETELNYK, N.A. TKACHUK Modelling of osteoporosis surgery in older people after primary total hip replacement	171
A. ZOLOCHEVSKY, L. PARKHOMENKO, V. GNITKO, A. KÜHHORN, M. KOBER Damage accumulation in multilayer thin films on gamma titanium aluminides	177
	182

НАУКОВЕ ВИДАННЯ

ВІСНИК
НАЦІОНАЛЬНОГО ТЕХНІЧНОГО УНІВЕРСИТЕТУ
„ХАРКІВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ”

Збірник наукових праць

Серія:

МАШИНОЗНАВСТВО та САПР

№ 29 (1072) 2014

Науковий редактор д-р техн. наук, проф. М.А.Ткачук

Технічний редактор канд. техн. наук, ст. н. с. Г.В. Ткачук

Відповідальний за випуск канд. техн. наук Обухова І.Б.

АДРЕСА РЕДКОЛЕГІЇ: 61002 Харків, вул. Фрунзе, 21, НТУ «ХП».

Кафедра "Теорія і системи автоматизованого проектування
механізмів і машин".

Тел.: (057) 707-69-02, (057) 707-68-11; e-mail: annatkachuk2008@ Rambler.ru

Обл. вид. № 74-14

Підп. до друку 27.06.2014 р. Формат 60x90/16. Папір офісний.
Віддруковано на ризографі. Гарнітура Таймс. Ум. друк. арк. 9,9.
Обл.-вид. арк. 10,0. Тираж 300 прим. Зам. № 801274. Ціна договірна.

Видавничий центр НТУ «ХП». Свідоцтво про державну реєстрацію суб'єкта
видавничої справи ДК № 3657 від 24.12.2009 р.
61002, Харків, вил Фрунзе, 21

Надруковано СПД ФО Ізрайлев Є.М.
Свідоцтво № 24800170000040432 від 21.03.2001 р.
61024, Харків, вул. Фрунзе, 16.

ДЛЯ ЗАМЕТОК