

ISSN 2078-7766



МЕХАНІКА ТА МАШИНОБУДУВАННЯ

науково-технічний журнал

1`2018

МЕХАНІКА ТА МАШИНОБУДУВАННЯ

Науково-технічний журнал

1'2018

Держвидання

Свідоцтво Міністерства Інформації України
КВ №3648 від 27.01.1999 р.

ЗАСНОВАНИЙ

рішенням Президії АН ВО України 28.11.96.

РЕДАКЦІЙНА КОЛЕГІЯ:

Головний редактор:

д.т.н., проф. Д.О. Волонцевич

Заступники головного редактора:

д.т.н., проф. А.П. Марченко

д.т.н., проф. М.А. Ткачук

Відповідальний секретар:

к.т.н., с.н.с. М.С. Ярмач

Члени редколегії:

д.т.н., проф. К.В. Аврамов

д.т.н., проф. Д.В. Бреславський

д.т.н., проф. Ю.М. Бусяк

д.т.н., проф. В.В. Глебов

д.т.н., проф. В.В. Дущенко

д.т.н., проф. С.М. Лавриненко

д.т.н., проф. Г.І. Львов

д.т.н., проф. О.К. Морачковський

д.т.н., проф. М.А. Подригало

д.т.н., проф. В.Б. Самородов

АДРЕСА РЕДАКЦІЇ:

61002 Харків-2, вул. Кирпичова, 2,
НТУ «ХПІ», каф. ІТС КГМ
ім. О.О. Морозова
Тел. (057) 707-63-55
E-mail: mech_mb@meta.ua

ЗМІСТ

Стор.

Теоретична механіка

- Воропай А.В., Григорьев А.Л. Использование сглаживающих интегральных операторов для учета внутреннего трения при нестационарном деформировании элементов конструкций.....* 3
- Ольшанський В.П., Бурлака В.В. Сліпченко М.В. Про коливання тіла, закріпленого на ресорі з підресорником при імпульсному навантаженні.....* 23
- Шатохин В.М., Ярмач Н.С., Шаповалов А.В. Оптимальный профиль лопатки грунтометателя как решение задачи о брахистохроне для центробежной силы инерции.....* 30

Прикладна механіка

- Ольшанський В.П., Ольшанський С.В. Деформування імпульсом балки, однобічно підкріпленої пружною опорою.....* 37

Динаміка та міцність машин

- Иценко О.А., Ткачук М.А., Грабовський А.В., Ткачук М.М., Скрипченко Н.Б., Мерецька К.О. Контактна взаємодія елементів розділових штампів: моделі, закономірності, критерії проектних рішень.....* 47

Транспортне машинобудування

- Воронцов С.Н., Поторока А.В. Определение колебаний корпуса гусеничной машины с учетом влияния гидравлических ограничителей хода катка.....* 60
- Грабовський А.В., Ткачук М.А., Мерецька К.О., Ткачук М.М., Васильев А.Ю., Бондаренко М.О., Скрипченко Н.Б. Вплив варіюваних параметрів на власні коливання бронекорпусів легкоброньованих машин.....* 65

Транспортне машинобудування

Стор.

<i>Дущенко В.В., Ярмак М.С., Маслієв А.О., Цимбал Г.М. Методика розрахунку динамічної навантажено-сті гідропневматичної підвіски колісної легкоброньованої машини.....</i>	75
<i>Касімов А.М., Серпухов О.В., Коритченко К.В., Пархомчук О.В. Моделювання стиснення повітряного заряду з температурним градієнтом у дизельному двигуні типу БТД.....</i>	81
<i>Сакун О.В. Історія та перспективи застосування танкових мінометів.....</i>	89

Управління в технічних системах

<i>Богачевский А.Б., Борисенко А.Н., Кубрик Б.И., Лавриненко О.В. Перспективные технические средства регулирования момента начала впрыска топлива в мощном транспортном дизель-генераторе.....</i>	97
<i>Гращенков Г.П., Кроленко А.И., Сливар Е.Я., Касьян Р.В., Андрус С.Г. Аналитическое исследование существующих систем пополнения боекомплекта РСЗО БМ-21 «ГРАД» и сравнение их с транспортно-заряжающей машиной разработки ГП «ХКБМ».....</i>	104
<i>Іванченко А.О., Шаповал О.М.; Бойков І.В. Визначення комплексного показника боєготовності військової техніки з урахуванням коефіцієнту оперативності</i>	109

Технологія машинобудування

<i>Бойков І.В. Процес випаровування поверхневого шару твердого матеріалу на прикладі сажового фільтру дизельного двигуна автомобільної техніки.....</i>	116
<i>Жадан В.А., Овсєян А.А., Касьян Р.В., Кузьменко В.И., Горкин М.В. Исследование технологии производства осесимметричных поковок без штамповочных уклонов с последующей раздачей.....</i>	122
<i>Коритченко К.В., Хіхлю О.Ю., Репіхов О.А., Белоусов І.О., Мац. В.О. Підвищення енергоефективності детонаційної гармати за рахунок її переведення на термодинамічний цикл Хамфрі.....</i>	128
<i>Хлань О.В., Заворотній А.В., Малакей А.М., Набоков А.В., Ткачук М.А., Грабовський А.В., Ткачук Г.В., Васильєв А.Ю. Проектно-технологічно-виробниче забезпечення технічних характеристик елементів бойових броньованих машин.....</i>	136

До обговорення

<i>Сивых Д.Г., Пойда А.Н. Влияние неравномерности впрыскивания бензина на индикаторные показатели автомобильного двигателя.....</i>	151
<i>Устиненко О.В., Бондаренко О.В., Клочков І.Є. Математична модель оптимізації трансмісії гусеничного транспортера-тягача МТ-ЛБ за масою.....</i>	156
<i>Александрова Т.Е. Параметрический синтез цифровой системы стабилизации твердотопливной ракеты оперативно-тактического назначения.....</i>	168
Вимоги до статей.....	185

Видається за рішенням Вченої ради НТУ «ХПІ» (протокол №5 від 25.05.2018р.).

Механіка та машинобудування : наук.-техн. журнал. – Харків: НТУ «ХПІ», 2018. – № 1. – 188 с.

Збірник наукових та науково-практичних статей з питань механіки, машинобудування та сучасних технологій різноманітних галузей промисловості.

© Національний технічний університет «ХПІ», 2018.

Теоретична механіка

УДК 539.3

Воропай А.В., канд. техн. наук; Григорьев А.Л., д-р техн. наук

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ СГЛАЖИВАЮЩИХ ИНТЕГРАЛЬНЫХ ОПЕРАТОРОВ ДЛЯ УЧЕТА ВНУТРЕННЕГО ТРЕНИЯ ПРИ НЕСТАЦИОНАРНОМ ДЕФОРМИРОВАНИИ ЭЛЕМЕНТОВ КОНСТРУКЦИЙ

Введение и постановка задачи. Анализ литературных источников. К настоящему моменту в теории упругости получено значительное количество аналитических решений для задач нестационарного деформирования упругих элементов конструкций [1]. Существует несколько общепринятых аналитических методов решения указанных задач. Один из основных методов получения аналитического решения нестационарных задач – это использование интегрального преобразования Лапласа. Многие решения могут быть представлены в виде свёрточных интегралов с ядрами Коши, например в монографии [2] описано несколько решений для упругого деформирования различных элементов конструкции. Исследование диссипативных свойств вязкоупругих материалов, как правило, осуществляется с использованием дифференциальных операторов [3, 4].

В статье [5] показано, что для полученных аналитически упругих решений в виде свёрточных интегралов с ядрами Коши можно модификацией ядра моделировать наличие внутреннего вязкого трения Кельвина – Фойхта.

А именно, пусть решение уравнения колебаний упругого континуума

$$\rho \partial^2 \mathbf{u} / \partial t^2 = \mathbf{L}_x [\mathbf{u}] + \vec{P}(\mathbf{x}, t) \quad (1)$$

представлено в виде:

$$u(t) = \int_0^t K_0(t - \tau) P_0(\tau) d\tau, \quad (2)$$

где ρ – плотность материала; $\mathbf{u}(\mathbf{x}, t) = [u_x, u_y, u_z]$ – вектор перемещений в некоторой точке тела V с координатами $\mathbf{x}$ (стержня, балки, пластины или оболочки) в момент времени t ; $\mathbf{L}_x[\cdot]$ – дифференциальный оператор, составленный из частных производных по координатам и описывающий действие сил упругости; $\vec{P}(\mathbf{x}, t)$ – векторная величина возмущающей нагрузки (внешней силы), сосредоточенной в известной точке $\mathbf{x}_0$,

$$\vec{P}(\mathbf{x}, t) = P_0(t) \cdot \vec{n} \cdot \delta_0(\mathbf{x} - \mathbf{x}_0),$$

$\vec{n}$ – орт направления действия силы; $y = \delta_0(\mathbf{x})$ – дельта-функция Дирака; $u(t)$ – перемещение объекта в некоторой точке $\mathbf{x}_s$, интересующей исследователя; функция $y = P_0(t)$ – внешняя нестационарная нагрузка, приложенная в точке $\mathbf{x}_0$ и вызывающая колебания; функция $y = K(t)$ – разностное ядро интеграла Дюамеля, несущее информацию о деформируемом объекте.

Тогда учет диссипации сводится к корректировке соотношения (2), в котором используется другое интегральное ядро $y = K_\eta(t)$, форма которого сглажена трением:

$$u(t) = \int_0^t K_\eta(t - \tau) P_0(\tau) d\tau. \quad (3)$$

© А.В. Воропай, 2018

Укажем, что если нагрузка приложена не в одной точке, а в дискретном наборе или на континуальном множестве точек, то используется *принцип линейной суперпозиции*, и в правой части равенств (2) и (3) появляется сумма или еще один (внешний) интеграл.

Разностное ядро $y = K_\eta(t)$ может быть получено тремя основными способами:

1) как реакция системы на удар, зарегистрированная в результате физического моделирования динамики объекта (то есть, в ходе специально поставленного и проведенного эксперимента);

2) как решение уравнений, описывающих аналогичный переходной процесс при учете трения;

3) путем соответствующей выглаживающей модификации ядра $y = K_0(t)$, полученного при математическом моделировании упругих деформаций без учета трения.

В продолжение работы [5], в этой статье также изучается третий путь и анализируются возможности применения процедуры модификации ядра не только к простейшему виду внутреннего трения – вязкому, описываемому моделью Кельвина – Фойхта, но и к магнито-гистерезисному трению (возникающему в упругих континуумах из стали, никеля и других ферромагнитных материалов), а также к механико-гистерезисному трению, возникающему на границах твердых зерен в расплавах и иных гетерогенных упругих средах. Мы не будем здесь углубляться в физические аспекты моделей, а, прежде всего, будем рассматривать возможность сглаживающей модификации ядра согласно *гипотезе гистерезисного трения Бока – Шлиппе – Колара*.

Влияние вязкого трения на частоты и амплитуды колебаний. Если в задаче не учитывается трение, то ядро интеграла (1), которое здесь и далее обозначено $K_0(t)$, может быть вычислено как сумма ряда [2, 6]

$$K_0(t) = \sum_{j=0,1,2,\dots} f(\omega_j) \cdot [\sin(\omega_j t) / \omega_j], \quad (4)$$

где ω_j , $j=0,1,2,\dots$ – круговые частоты свободных колебаний континуума, перечисленные в порядке возрастания их величины; $y = f(\omega)$ – амплитудные функции, возникающие при локализации собственных форм колебаний с частотой ω в точке x_0 .

Ядру - оригиналу $y = K_0(t)$ отвечает его изображение по Лапласу

$$K_0(s) = \sum_{j=0,1,2,\dots} f(\omega_j) / [s^2 + \omega_j^2]. \quad (5)$$

Отметим, что все значения частот ω_j в этой сумме являются положительными числами, причем, если специально не подбирать размеры, то для двух- или трехмерных континуумов они не являются кратными. Поэтому ядро $y = K_0(t)$, отвечающее прямоугольной пластине, на рис. 1 не имеет периода повторения, а снижение начальной амплитуды колебаний является следствием наложения гармоник с различными фазами. Укажем, что на рис. 1 показаны ядра для расчета поперечных колебаний прямоугольной пластины с размерами $0.6 \times 0.4 \times 0.04$ м; декремент затухания $d_0 = 0.07$.

После учета внутреннего трения Кельвина – Фойхта, имеющего коэффициент трения η , в операторе сил упругости появляется слагаемое, пропорциональное скорости перемещения,

$$\rho \partial^2 \mathbf{u} / \partial t^2 = \mathbf{L}_x [\mathbf{u} + \eta \cdot \partial \mathbf{u} / \partial t] + \bar{P}(\mathbf{x}, t), \quad (6)$$

а равенство (5) приобретает следующий вид:

$$K_{\eta}(s) = \sum_{j=0,1,2,\dots} f(\omega_j) / [s^2 + \eta \cdot \omega_j^2 \cdot s + \omega_j^2],$$

откуда получаем формулу для оригинала

$$K_{\eta}(t) = \sum_{j=0,1,2,\dots} f(\omega_j) \cdot \exp(-\alpha_j t) \cdot [\sin(\beta_j t) / \beta_j], \quad (7)$$

где вещественные числа ω_j и функция $f(\omega)$ – те же, что и выше, а комплексные частоты

$$\lambda_j = \alpha_j + i \cdot \beta_j, \quad \alpha_j < 0, \quad \beta_j > 0, \quad i^2 = -1$$

находятся из характеристического уравнения

$$\lambda_j^2 + \eta \omega_j^2 \cdot \lambda_j + \omega_j^2 = 0.$$

При условии $\omega_j < 2/\eta$ частоты λ_j размещаются в комплексной плоскости на окружности, показанной на рис. 2 а, а соответствующие гармоники описывают затухающие периодические колебания; демпфирующий множитель j -той гармоники имеет вид

$$z_j(t) = \exp(-0.5\eta\omega_j^2 t).$$

При значениях $\omega_j > 2/\eta$ частоты λ_j перемещаются на отрицательную полуось, а колебания становятся аperiodическими.

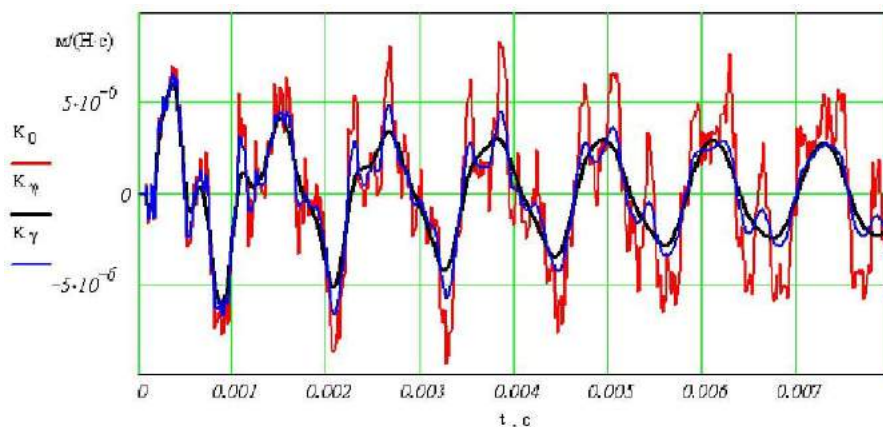


Рисунок 1 – Ядра интегралов (1) $y = K_0(t)$ и (2) под действием вязкого $y = K_{\eta}(t)$ и гистерезисного $y = K_{\gamma}(t)$ трения

На рис. 2 левее штрихпунктирной прямой вязкое демпфирование оказывается настолько сильным, что на промежутке дискретизации $\Delta t = 0.01T_0$ (здесь T_0 – это период колебаний основной гармоники) амплитуда колебания уменьшается в 2 и более раз, и такие колебания далее можно не рассматривать. В результате для примера динамического деформирования пластины сумма (7) является конечной и содержит около 80 слагаемых.

График ядра $y = K_{\eta}(t)$ также показан на рис. 1; как и следовало ожидать, после учета трения затухание (или, выражаясь точнее, сглаживание формы) ядра усилилось.

Для различных упругих материалов декремент d_0 затухания основной гармони-

ки разный [3, 4], но, как правило, он не выходит за границы диапазона 0.01...0.1; на рис. 1 использовано декремент затухания 7%. Следовательно,

$$\eta / T_0 = 0.5 d_0 / \pi^2 \in [0.0005; 0.005].$$

В [5] мы воспользовались этим соотношением при аппроксимациях корректирующего ядра.

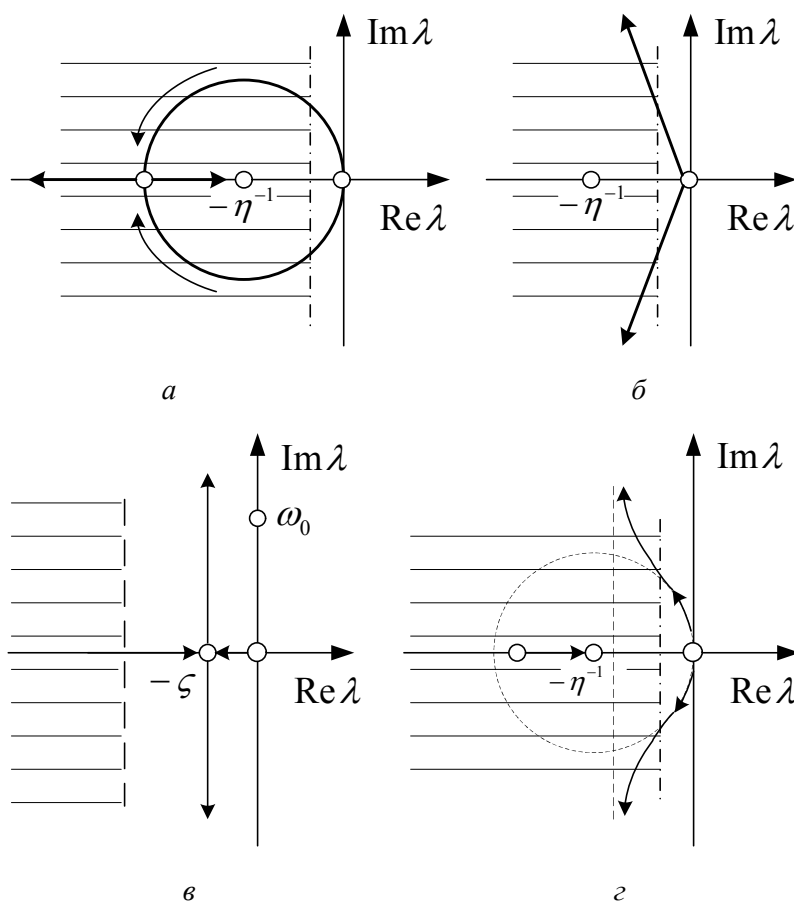


Рисунок 2 – Расположение комплексных частот колебаний при различных моделях:

а – Кельвина – Фойхта; б – Бока – Шлиппе – Колара;

в – внешнего вязкого трения; г – стандартного линейного тела

Влияние гистерезисного трения на частоты и амплитуды колебаний. В модели Бока – Шлиппе – Колара [4] оператор гистерезисного трения вместо производной по времени, как в равенстве (6), использует производную по фазовому углу для каждой формы собственных колебаний $\mathbf{u}_j$, и уравнение переходного процесса принимает вид:

$$\rho \partial^2 \mathbf{u} / \partial t^2 = L_x \left[\mathbf{u} + \gamma \sum_{j=1,2,\dots} (\omega_0 / \omega_j) \partial \mathbf{u}_j / \partial t \right] + \vec{P}(t), \quad \mathbf{u} = \sum_{j=1,2,\dots} \mathbf{u}_j, \quad (8)$$

где γ – коэффициент диссипации при гистерезисном трении. Коэффициент γ , как и η имеет физическую размерность времени, с.

Отметим, что такое трение сохраняет формы собственных колебаний $\mathbf{u}_j$, отвечающие задаче упругой деформации (без диссипации), поэтому в рамках стандартного подхода анализ колебаний не составляет труда и сводится к задаче суммирования ряда для изображения ядра по Лапласу:

$$K_{\gamma}(s) = \sum_{j=0,1,2,\dots} f(\omega_j) / (s^2 + \gamma \cdot \omega_0 \omega_j \cdot s + \omega_j^2), \quad (9)$$

а затем для оригинала,

$$K_{\gamma}(t) = \sum_{j=0,1,2,\dots} f(\omega_j) \cdot \exp(-\alpha_j t) \cdot [\sin(\beta_j t) / \beta_j], \quad (10)$$

причем комплексные частоты $\lambda_j = \alpha_j + i \cdot \beta_j$ (рис. 2 в) находятся из характеристического уравнения

$$\lambda_j^2 + \gamma \omega_0 \omega_j \lambda_j + \omega_j^2 = 0.$$

Результат расчета ядра $y = K_{\gamma}(t)$ для прямоугольной пластины при гистерезисном трении с декрементом затухания $d = 0.07$ (здесь он одинаковый для всех гармоник) показан на рис. 1; туда же помещен график ядра, полученный для вязкого трения при декременте $d_0 = 0.07$.

Сопоставление результатов имеет непосредственный физический смысл: в первом случае пластина изготовлена из углеродистой (а, значит, магнитной) стали, а во втором – из нержавеющей (не магнитной) стали. Упругие и инерционные характеристики этих материалов одинаковы, размеры и граничные условия для пластины – тоже одинаковые, а природа трения – разная. О факторах диссипации и их связи со свойствами упругого материала достаточно подробно сказано в [4], и добавлять новые сведения не будем, ограничимся ссылкой.

Анализируя рис. 1, видим, что графики заметно различаются. Гистерезисное трение по сравнению с вязким трением уменьшает сглаживание ядра.

Сглаживающий оператор Кельвина – Фойхта и его свойства. Для случая вязкого внутреннего трения в статье [5] с учетом известной *теоремы Эфроса об оригинале сложного изображения* [7] доказано, что ядра $K_0(t)$ и $K_{\eta}(t)$ связаны соотношением

$$K_{\eta}(t) = \int_0^{\infty} \Psi_{\eta}(t, \tau) K_0(\tau) d\tau, \quad (11)$$

где

$$\Psi_{\eta}(s, \tau) = \frac{1}{1 + \eta s} \cdot \exp\left(-\tau \cdot \frac{s}{\sqrt{1 + \eta s}}\right), \quad (12)$$

здесь неотрицательное число τ играет роль параметра.

Как видим, учет трения сводится к корректировке разностного ядра Коши в интеграле (1), и

операция корректирования ядра одинакова для всех упругих систем и для всех точек системы.

Функцию $y = \Psi(t, \tau)$ будем называть *корректирующим ядром*. Если принять значение $\eta = 0$, то получим

$$\Psi_0(s, \tau) = \exp(-\tau s), \text{ что соответствует оригиналу } \Psi_0(t, \tau) = \delta(t - \tau).$$

Но если коэффициент трения $\eta > 0$, то оригинал для изображения (4), к сожалению, отсутствует в справочниках по операционному исчислению, и эта задача потребовала разработки специального метода нахождения корректирующего ядра.

Значения функции $\Psi_\eta(t, \tau)$ оказались положительными, а характерный вид графиков, отвечающих сечениям этой функции при постоянных значениях времени t , показан на рис. 3.

Выясним, чему равняются площади $w(t)$ под графиками сечений корректирующего ядра $\Psi_\eta(t, \tau)$:

$$w(t) = \int_0^\infty \Psi_\eta(t, \tau) d\tau. \quad (13)$$

Для этого применим к обеим частям определения (13) преобразование Лапласа:

$$w(s) = \int_0^\infty \Psi_\eta(s, \tau) d\tau = \int_0^\infty \frac{1}{1+\eta s} \cdot \exp\left(-\tau \cdot \frac{s}{\sqrt{1+\eta s}}\right) d\tau = \frac{1}{s\sqrt{1+\eta s}}. \quad (14)$$

От изображения (14) несложно перейти к оригиналу, используя таблицу преобразования Лапласа:

$$w(t) = \operatorname{erf}(\sqrt{t/\eta}),$$

где $y = \operatorname{erf}(x)$ – это интеграл вероятностей [8].

Отношение $\zeta = t/\eta$ является безразмерной величиной и обозначает изменение времени для шкалы, где коэффициент вязкости η является единицей. График функции $w(\zeta)$ показан на рис. 4; при значениях $\zeta > 3$, то есть при условии $t > 3\eta$, площадь под графиком отличается от 1 на величину, которой допустимо пренебречь.

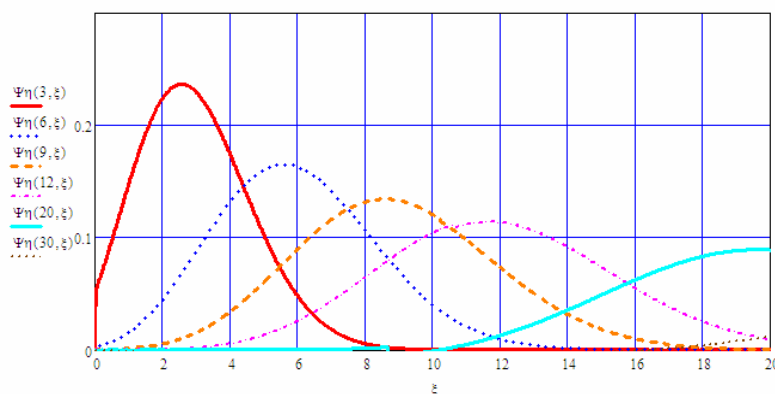


Рисунок 3 – Графики корректирующего ядра
 $\Psi_\eta(\zeta, \xi) = \Psi_\eta(t/\eta, \tau/\eta)$

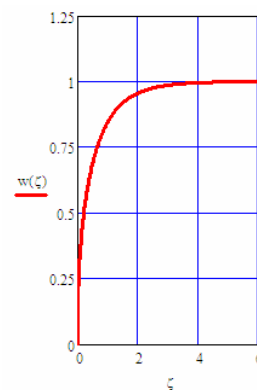


Рисунок 4 – Площадь под графиком корректирующего ядра

Анализ расчетных кривых $z(\tau) = \Psi_\eta(t, \tau)$ показал, что при условии $t > 3\eta$ форма сечения близка к форме графика плотности нормального распределения (то есть, к кривой Гаусса $y = \rho_0(\tau - t, \sqrt{\eta t})$), причем максимум кривой близок к моменту t , но несколько отклоняется в меньшую сторону (рис. 3).

При выполнении условия $t/\eta \gg 1$ эта функция имеет следующую аппроксима-

цію:

$$\Psi_{\eta}(t, \tau) \approx \frac{1}{\sqrt{2\pi\eta t}} \cdot \exp\left(-\frac{(\tau-t)^2}{2\eta t}\right), \quad (15)$$

которая совпадает с функцией $y = \rho_0(\tau - a, \sigma)$ плотности нормального распределения, имеющего математическое ожидание $a = t$ и дисперсию $\sigma^2 = \eta t$, что и требовалось доказать.

На классе оригиналов $y = K(t)$, заданных при значениях $t \geq 0$, кусочно-непрерывных и интегрируемых на любом конечном промежутке изменения аргумента t , определим линейный интегральный оператор формулой

$$\mathbf{G}_{\eta}[K(t)] = \int_0^{\infty} \rho_0(\tau - t, \sqrt{\eta t}) \cdot K(\tau) d\tau. \quad (16)$$

Как следует из предыдущего материала, именно этот оператор при условии $t/\eta \gg 1$ по формуле

$$K_{\eta}(t) = \mathbf{G}_{\eta}[K_0(t)]$$

выполняет сглаживающую корректировку ядра $y = K_0(t)$ при учете внутреннего трения Кельвина – Фойхта, поэтому мы назвали его *сглаживающим оператором Кельвина – Фойхта* (ОКФ).

Учитывая свойства кривой Гаусса, переменная интегрирования τ в (14) не выходит за пределы промежутка

$$[t - 3\sqrt{\eta t}; t + 3\sqrt{\eta t}],$$

так что пределы интегрирования можно заменить на более узкие, и мы получим:

$$\mathbf{G}_{\eta}[K(t)] = \int_{t-3\sqrt{\eta t}}^{t+3\sqrt{\eta t}} \rho_0(\tau - t, \sqrt{\eta t}) \cdot K(\tau) d\tau.$$

ОКФ во многом напоминает известный *фильтр Гаусса*, используемый при обработке результатов эксперимента, но имеется существенное отличие: здесь дисперсия – это переменная величина, которая увеличивается пропорционально корню из времени t . В результате чего носитель корректирующего ядра приобретает клиновидную форму, выделенную на рис. 5 пунктиром.

Как и любой другой оператор, ОКФ можно применять повторно; кроме того, можно перемножать (то есть применять последовательно) ОКФ, отвечающие различным коэффициентам вязкости. В статье [5] доказана

Теорема. Пусть даны два коэффициента вязкого трения η_1, η_2 . Тогда при условии $t/(\eta_1 + \eta_2) \gg 1$ выполняется равенство

$$\mathbf{G}_{\eta_2}[\mathbf{G}_{\eta_1}[K(t)]] = \mathbf{G}_{\eta_1 + \eta_2}[K(t)].$$

Если использовать для анализа заменяющие схемы, показанные на рис. 6, то доказанный результат покажется тривиальным. Но не следует забывать, что при условии $t \rightarrow +0$ он нарушается, и это лишний раз свидетельствует о несовершенстве упрощенных схем.

Заметим, что при значении $\eta = 0$ оператор $\mathbf{G}_0[\cdot]$ удовлетворяет тривиальному равенству $\mathbf{G}_0[K(t)] = K(t)$ и является единичным оператором $\mathbf{I}[\cdot]$. Если в уравнении (6) и формуле (9) использовать отрицательное значение η , то мы придем к обратному оператору Кельвина – Фойхта, то есть

$$\mathbf{G}_\eta^{-1}[\cdot] = \mathbf{G}_{-\eta}[\cdot].$$

Обратный оператор не является сглаживающим, наоборот, после его действия размах колебаний возрастает. Его значения можно искать как сумму следующего ряда:

$$\begin{aligned} \mathbf{G}_\eta^{-1}[\cdot] &= [\mathbf{I}[\cdot] - (\mathbf{I}[\cdot] - \mathbf{G}_\eta[\cdot])]^{-1} = \\ &= \mathbf{I}[\cdot] + (\mathbf{I}[\cdot] - \mathbf{G}_\eta[\cdot]) + (\mathbf{I}[\cdot] - \mathbf{G}_\eta[\cdot])^2 + (\mathbf{I}[\cdot] - \mathbf{G}_\eta[\cdot])^3 + \dots \end{aligned} \quad (17)$$

Если коэффициент трения η мал, то разность между функциями $y = K(t)$ и $y = \mathbf{G}_\eta[K(t)]$ также мала, поэтому в сумме (17) можно оставить только два или три первых слагаемых, и мы получим приближенные формулы для обратного оператора:

$$\mathbf{G}_\eta^{-1}[\cdot] \approx 2\mathbf{I}[\cdot] - \mathbf{G}_\eta[\cdot] \quad \text{или} \quad \mathbf{G}_\eta^{-1}[\cdot] \approx 3\mathbf{I}[\cdot] - 3\mathbf{G}_\eta[\cdot] + \mathbf{G}_{2\eta}[\cdot]. \quad (18)$$

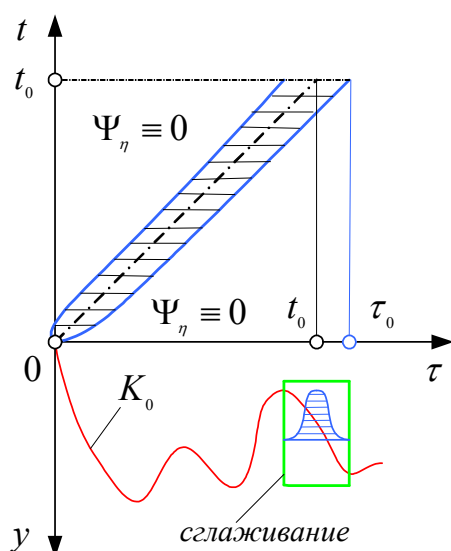
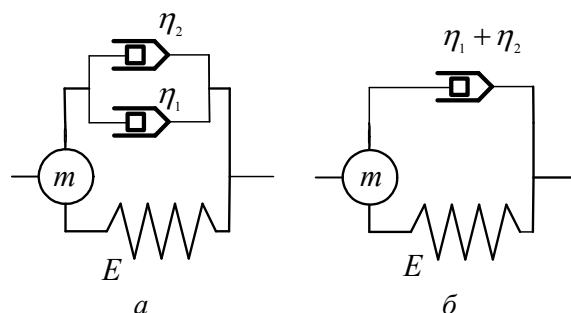


Рисунок 5 – Графическая интерпретация процедуры сглаживания ядра



На схемах обозначено: m – масса; E – упругость, $\eta_{1,2}$ – вязкость.

Рисунок 6 – Заменяющие схемы для динамического анализа вязкоупругого поведения материала: a – при последовательном сглаживании; $б$ – при суммарном сглаживании

Поясним, зачем нужен обратный оператор. Предположим, что ядро $y = K_\eta(t)$, показанное на рис. 1, получено не путем суммирования ряда (4), а при выполнении лабораторных исследований, то есть формы и частоты собственных колебаний неизвестны. Известно [3], что коэффициенты внутреннего трения сильно зависят от температуры (значительно сильнее, чем модули упругости и сдвига). Требуется оценить, как изменится ядро $y = K_\eta(t)$ (и все другие характеристики, которые зависят от этого ядра), если в результате снижения температуры декремент затухания d_0 уменьшится в 2 раза – до значения $d_0 = 0.035$. Для решения этой задачи должна быть выполнена обратная

корректировка ядра, то есть, применен обратный ОКФ. Применение формул (18) для поставленной задачи проиллюстрировано на рис. 7. Ядро $y = Kg(t)$ получено как результат действия прямого ОКФ, а ядра $y = K\eta_2(t)$ и $y = K\eta_3(t)$ – как результат последовательного действия прямого (с удвоенным декрементом) и обратного ОКФ:

$$Kg(t) = \mathbf{G}_\eta[K_0(t)]; \quad K\eta(t) = \mathbf{G}_\eta^{-1}[\mathbf{G}_{2\eta}[K_0(t)]].$$

На рис. 7 расхождение между графиками мало, что подтверждает эффективность метода построения обратного оператора.

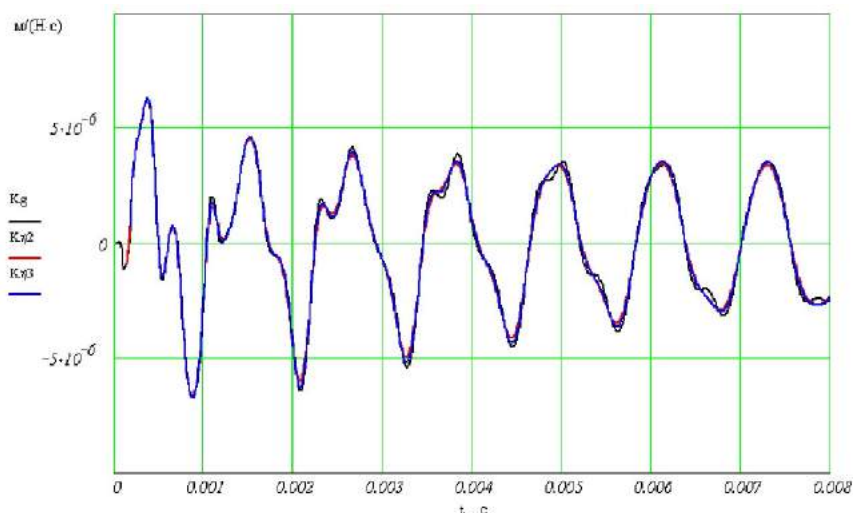


Рисунок 7 – Пример применения обратного ОКФ в форме начального отрезка ряда (17):

$Kg(t)$ – точное ядро, $K\eta_2(t)$ – первое приближение (2 слагаемых ряда),

$K\eta_3(t)$ – второе приближение (3 слагаемых)

Сглаживающий оператор Бока – Шлиппе – Колара и его свойства. Покажем, что аналогичный подход, но с другим корректирующим ядром, можно применить для случая гистерезисного трения. В этом случае вещественная и мнимая части комплексной частоты имеют вид

$$\alpha_j = -h \cdot \omega_j; \quad \beta_j = \omega_j \sqrt{1 - h^2}, \quad \text{где } h = 0.5\gamma\omega_0,$$

следовательно

$$\lambda_j = -0.5\eta\omega_0\omega_j \pm i\omega_j\sqrt{1 - 0.25\gamma^2\omega_0^2} = \mp i\omega_j \cdot \exp(\mp i \cdot \varphi), \quad (19)$$

а значение малого угла φ можно найти из уравнения $\sin \varphi = h$.

Получается, что особые точки функции $w = K_0(s)$ под воздействием трения перемещаются по дугам окружностей с центром в нуле с мнимой оси в левую комплексную полуплоскость, поворачиваясь на постоянный угол φ или $-\varphi$ (рис. 2 б). Поскольку для гистерезисного трения величина декремента затухания $d = 2\pi h$ обычно не превосходит 0.02, то

$$h \leq 0.02/(2\pi) \approx 0.003 \text{ и } \cos \varphi = \sqrt{1 - h^2} \geq 0.999995,$$

то есть демпфированные частоты практически неотличимы от исходных частот колебаний.

Трение, при анализе которого демпфированием собственных частот колебаний допустимо пренебречь, будем называть *когерентным*.

Таким образом, гистерезисное трение является когерентным. Вязкое трение не является когерентным для высоких частот, но для малых и средних частот, не попадающих в заштрихованную область на рис. 2 а, также является когерентным. Существуют и другие случаи когерентного трения; таким свойством, напр., обладает внешнее вязкое трение и сложное трение в *линейном стандартном теле* (рис. 2 в, г) Формулу (10) для ядра перепишем в следующей эквивалентной форме:

$$K_{\gamma}(t) = \sum_{j=0,1,2,\dots} f(\omega_j) \cdot \exp(-\sin \varphi \cdot \omega_j t) \cdot [\sin(\omega_j t) / \omega_j] , \quad (20)$$

и для преобразования дискретной суммы в интеграл воспользуемся непрерывной дельтаобразной функцией $\delta_{\varepsilon}(\omega)$, которая при условии $\varepsilon \rightarrow 0$ переходит в обобщенную функцию Дирака $\delta_0(\omega)$, а ряд заменим его N -ой частичной суммой. В результате получим

$$K_{\gamma}(t, \varepsilon, N) = \int_0^{\infty} [f_{\varepsilon, N}(\omega) / \omega] \cdot \exp(-\sin \varphi \cdot \omega t) \cdot \sin(\omega t) d\omega , \quad (21)$$

где график функции

$$f_{\varepsilon, N}(\omega) = f(\omega) \cdot \sum_{j=0,1,\dots,N} \delta_{\varepsilon}(\omega - \omega_j)$$

показан на рис. 8. Площади заштрихованных треугольников равняются коэффициентам ряда $f(\omega_0), f(\omega_1), \dots, f(\omega_N)$, а основание каждого треугольника имеет длину ε .

При условии $\varepsilon \rightarrow 0, N \rightarrow \infty$ функция $K_{\eta}(t, \varepsilon, N)$ переходит в искомое ядро $K_{\eta}(t)$.

В силу (4) аналогичное равенство и аналогичный результат предельного перехода имеют место для ядра $y = K_0(t)$, причем с той же функцией $f_{\varepsilon, N}(\omega)$:

$$K_0(t, \varepsilon, N) = \int_0^{\infty} [f_{\varepsilon, N}(\omega) / \omega] \cdot \sin(\omega t) d\omega . \quad (22)$$

Функция $y = f_{\varepsilon, N}(\omega) / \omega$, по её построению, при любых значениях $\varepsilon > 0$ и $N < \infty$ непрерывна и абсолютно интегрируема на промежутке $(0, +\infty)$. Следовательно, интеграл из правой части (22) – это синус-преобразование Фурье, и здесь можно применить обратное преобразование:

$$f_{\varepsilon, N}(\omega) / \omega = \frac{2}{\pi} \int_0^{\infty} K_0(\tau, \varepsilon, N) \cdot \sin(\omega \tau) d\tau .$$

После подстановки в (21) получаем:

$$K_{\gamma}(t, \varepsilon, N) = \frac{2}{\pi} \int_0^{\infty} \left[\int_0^{\infty} K_0(\tau, \varepsilon, N) \cdot \sin(\omega \tau) d\tau \right] \cdot \exp(-\sin \varphi \cdot \omega t) \cdot \sin(\omega t) d\omega .$$

В двойном интеграле поменяем порядок интегрирования:

$$K_{\gamma}(t, \varepsilon, N) = \frac{2}{\pi} \int_0^{\infty} K_0(\tau, \varepsilon, N) \cdot \left[\int_0^{\infty} \exp(-\sin \varphi \cdot \omega t) \cdot \sin(\omega t) \sin(\omega \tau) d\omega \right] d\tau,$$

и в обеих частях устремим ε к нулю, а N – к бесконечности. В результате получим

$$K_{\gamma}(t) = \frac{2}{\pi} \int_0^{\infty} K_0(\tau) \cdot \left[\int_0^{\infty} \exp(-\sin \varphi \cdot \omega t) \cdot \sin(\omega t) \sin(\omega \tau) d\omega \right] d\tau.$$

Следовательно, корректирующая функция определяется равенством:

$$\Psi_{\gamma}(t, \tau) = \frac{2}{\pi} \int_0^{\infty} \exp(-\sin \varphi \cdot \omega t) \cdot \sin(\omega t) \cdot \sin(\omega \tau) d\omega. \quad (23)$$

Интеграл (23) берется по частям, и мы приходим к формуле:

$$\Psi_{\gamma}(t, \tau) = \frac{1}{\pi} \cdot \frac{\partial}{\partial \tau} \left[\operatorname{arctg} \frac{\tau - t}{ht} - \operatorname{arctg} \frac{\tau + t}{ht} \right], \quad (24)$$

где от величины $\sin \varphi$ мы вернулись к коэффициенту $h = 0.5\gamma\omega_0$.

Учтем, что коэффициент h очень мал, поэтому $\operatorname{arctg}[(\tau + t)/(ht)] \approx \pi/2$, и после дифференцирования второе слагаемое пропадает. Таким образом, для анализа гистерезисного трения можно использовать корректирующее ядро

$$\Psi_{\gamma}(t, \tau) = \frac{1}{\pi} \cdot \frac{\partial}{\partial \tau} \left[\operatorname{arctg} \frac{\tau - t}{ht} \right] = \frac{1}{\pi ht} \cdot \frac{1}{[(\tau - t)/ht]^2 + 1}. \quad (25)$$

График этой функции (его называют *кривой Коши*) приведен на рис. 9, там же, для сравнения, показана кривая Гаусса, являющаяся корректирующим ядром (15) для вязкого трения.

При больших значениях аргумента арктангенс убывает медленнее, чем плотность нормального распределения. Поэтому, чтобы уйти от несобственного интеграла и, при этом, сохранить необходимую точность расчета интервал сглаживания $[t - \Delta t, t + \Delta t]$ в интеграле

$$K_{\gamma}(t) = \int_{t-\Delta t}^{t+\Delta t} \Psi_{\gamma}(t, \tau) \cdot K_0(\tau) d\tau \quad (26)$$

увеличивается до значения $[0, 2t]$, то есть используется $\Delta t = t$. Однако, если $\Delta t > T_0$, где T_0 – это основной период колебаний, то погрешность перехода к собственному интегралу дополнительно уменьшается вследствие осциллирующих свойств ядра $y = K(t)$. Поэтому в нашей работе выбор интервала сглаживания был подчинен условию

$$\Delta t = \min(t, T_0).$$

Равенство (26) или, в краткой записи,

$$\mathcal{C}_{\gamma}[K(t)] = K_{\gamma}(t)$$

определяет действие *сглаживающего оператора Бока – Шлиппе – Колара* (ОБШК)

$\mathbf{C}_\gamma[.]$. Свойства этого оператора (и обратного к нему оператора $\mathbf{C}_\gamma^{-1}[.]$) идентичны описанным выше свойствам сглаживающего оператора ОКФ для вязкого трения. Кроме того, следует указать на ещё одно свойство:

$$\mathbf{C}_\gamma[.] = k \cdot \mathbf{C}_{\gamma/k}[.] + (1-k) \cdot \mathbf{I}[.],$$

что позволяет дополнительно сокращать интервал сглаживания в (25). При значении $k = 2$ получаем

$$\mathbf{C}_\gamma[.] = 2 \cdot \mathbf{C}_{0.5\gamma}[.] - \mathbf{I}[.] \quad \text{и} \quad \Delta t = \min(0.5t, T_0).$$

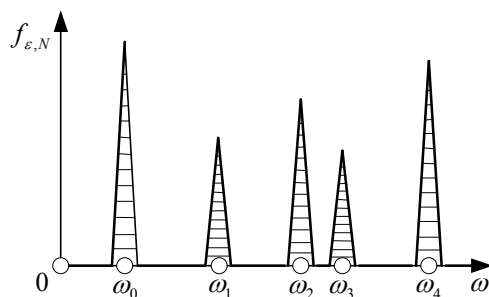


Рисунок 8. – Непрерывная аппроксимация коэффициентов разложения в обобщенный ряд Фурье

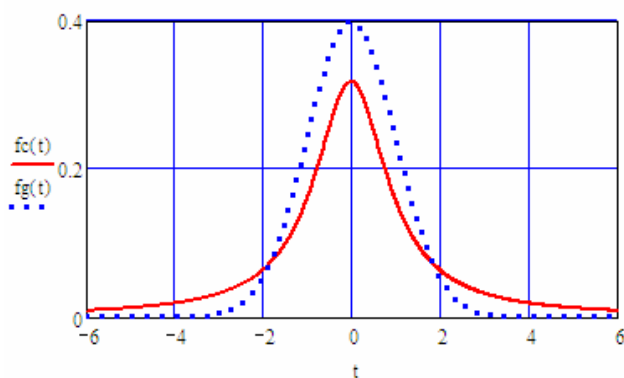


Рисунок 9 – Сглаживающие кривые Коши и Гаусса при одинаковом декременте затухания

Корректирующее ядро для общего случая. Особенностью гистерезисного трения является неизменность угла φ для всех собственных частот ω_j . Для любого другого случая когерентного трения угол φ_j перемещения спектра в комплексную плоскость зависит от перемещаемой частоты, и эту зависимость передает некоторая функция $\varphi(\omega)$.

Повторяя выкладки предыдущего пункта статьи, приходим к равенству, обобщающему (21):

$$\Psi(t, \tau) = \frac{2}{\pi} \int_0^\infty \exp(-\sin \varphi(\omega) \cdot \omega t) \cdot \sin(\omega t) \cdot \sin(\omega \tau) d\omega.$$

Отсюда, рассматривая общий случай, удастся сделать ещё один шаг:

$$\Psi(t, \tau) = \frac{1}{\pi} \int_0^\infty \exp(-\sin \varphi(\omega) \cdot \omega t) \cdot \cos(\omega(t - \tau)) d\omega,$$

но далее нужно использовать конкретный вид функции $\varphi(\omega)$.

Например, для случая вязкого трения $\sin \varphi(\omega) = 0.5\eta \omega$, и мы приходим к равенству

$$\Psi_\eta(t, \tau) = \frac{1}{\pi} \int_0^\infty \exp(-0.5 \cdot \eta \cdot \omega^2 t) \cdot \cos(\omega(t - \tau)) d\omega.$$

Полученный несобственный интеграл вычисляется методами теории функций

комплексного переменного и приводит к равенству (15). Таким образом, для вязкого трения развиваемая здесь теория получила независимую проверку своих основных результатов при использовании двух разных методов.

Для гистерезисного трения проверка теории выполнялась путем сопоставления ядер $K_{\gamma 1}(t)$ и $K_{\gamma 2}(t)$, полученных по формулам (20) и (25), (26) соответственно (рис. 10). Ядра, полученные для гистерезисного трения двумя различными способами, практически совпали.

В завершение пункта приведем формулу для корректирующего ядра при некогерентном трении:

$$\Psi(t, \tau) = \frac{1}{\pi} \int_0^{\infty} \exp(-\sin \varphi(\omega) \cdot \omega t) \cdot \sin(\cos \varphi(\omega) \cdot \omega t) \cdot \sin(\omega \tau) d\omega.$$

Этой формулой можно пользоваться и в том случае, если демпфирование высоких частот приводит к апериодическим колебаниям (то есть тригонометрический $\sin(\cos \varphi(\omega) \cdot \omega t)$ становится гиперболическим).

Корректирующее ядро для смешанного трения. Пусть моделируемая пластина или балка контактирует с внешней средой, оказывающей существенное сопротивление движению граничной поверхности (напр., она лежит на основании из песка, глины или другого сыпучего либо высоковязкого материала). Тогда уравнение колебаний с учетом смешанного характера трения будет иметь следующий вид:

$$\rho \partial^2 \mathbf{u} / \partial t^2 + \zeta \cdot \partial \mathbf{u} / \partial t = \mathbf{L}_x [\mathbf{u} + \eta \cdot \partial \mathbf{u} / \partial t] + \bar{P}(\mathbf{x}, t), \quad (27)$$

откуда получаем уравнение для демпфированных собственных частот и коэффициентов затухания колебаний:

$$\lambda_j^2 + (\eta \omega_j^2 + \zeta) \cdot \lambda_j + \omega_j^2 = 0,$$

где ζ, η – коэффициенты внешнего и внутреннего вязкого трения.

Аналогичные уравнения можно использовать при моделировании упругих и **диссипативных** свойств некоторых композитных материалов (пластика, бетона, металлических сплавов и многих других). Здесь приходится отказываться от теорий, основанных на гипотезе однородной упругой среды, и учитывать наличие в этом материале внутренней сложной структуры, напр., твердых зерен, вкрапленных в вязкую основу. При внутренних деформациях каждая фаза будет иметь свою скорость перемещения, отличную от средней скорости $\partial \mathbf{u} / \partial t$ перемещения материала. В результате на границе зерен появятся напряжения сдвига $\zeta \cdot \partial \mathbf{u} / \partial t$. А в материале будут параллельно действовать два вида трения – внутреннее трение вязкой основы, имеющее коэффициент трения η и описываемое моделью Кельвина – Фойгхта, и вязкое трение на границах зерен, пропорциональное скорости скольжения с коэффициентом трения ζ .

Заметим, что для композитного материала, чтобы полностью соответствовать закону сохранения импульса, соотношение (27) следовало бы дополнить уравнением движения зерен (как это, напр., сделано в известной *модели Косера*), но в данном исследовании это будет излишней детализацией; при моделировании внешнего трения возмущения среды за поверхностью тела также никого не интересуют. Достаточно считать, что твердые зерна движутся существенно медленнее, чем упругая основа.

Величина

$$d(\omega) = \pi(\eta \cdot \omega + \zeta / \omega) \quad (28)$$

определяет логарифмический декремент затухания на собственной частоте ω . График этой величины показан на рис. 11; в районе минимума он имеет протяженное плато, где результат практически не изменяется.

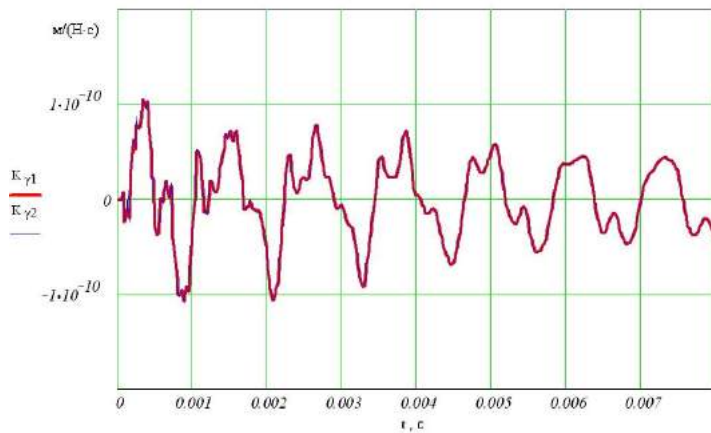


Рисунок 10 – Ядра, полученные двумя разными способами, практически совпали

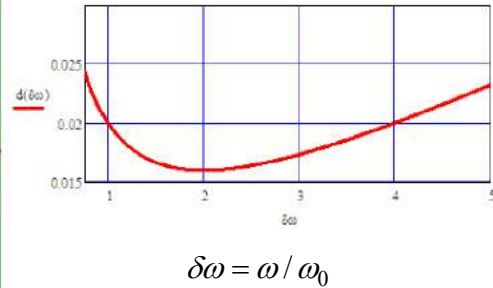


Рисунок 11 – Зависимость декремента затухания от относительной частоты

Сравним этот результат с другими видами трения. Пусть d_0 , как и ранее, обозначает логарифмический декремент затухания для основной формы колебаний. Тогда на остальных собственных частотах ω колебаний континуума и разных моделях трения будем иметь:

- для гистерезисного трения – $d(\omega) = d_0 = const$;
- для вязкого трения – $d(\omega) = d_0 \cdot (\omega / \omega_0)$;
- для граничного трения – $d(\omega) = d_0 \cdot (\omega_0 / \omega)$.

Перепишем равенство (28) в следующем виде:

$$d(\omega) = d_\eta(\omega) + d_\zeta(\omega),$$

где $d_\eta(\omega) = \pi \cdot \eta \cdot \omega = d_{0,\eta} \cdot (\omega / \omega_0)$; $d_\zeta(\omega) = \pi \cdot \zeta / \omega = d_{0,\zeta} \cdot (\omega_0 / \omega)$.

Рис. 11 иллюстрирует случай, когда $d_{0,\zeta} = 4 \cdot d_{0,\eta}$, $d_{0,\zeta} + d_{0,\eta} = 0.02$.

Как видим, смешанное трение на основных частотах колебаний ведет себя подобно гистерезисному трению.

Возможно, в этом совпадении и состоит разгадка происхождения модели трения Бока – Шлиппе – Колара, которая, как указано в [3, 4], имеет многочисленные экспериментальные подтверждения и поэтому рекомендуется для использования, в том числе, и при расчетах не ферромагнитных сплавов, причем при переходных процессах колебаний. Понятие фазовой производной, используемое в данной модели, для этого случая не имеет физического смысла. Когда переходной процесс находится в самом начале своего развития, на первом периоде свободных колебаний, то использовать в уравнениях движения так называемый *фазовый угол* – это означает вступать в противоречие с классической ньютоновской механикой и ее принципом причинности.

Другое дело – моделирование ферромагнитных материалов, у которых существует память, работающая на перемагничивании доменов, и имеется предел намагничивания. Здесь гистерезисное трение Бока – Шлиппе – Колара может найти причины своего возникновения в особых и уже хорошо изученных, свойствах материала. Если же упругий материал не обладает памятью, то найти иное, чем дано выше, объяснение феномену гистерезисного трения (при переходных процессах) трудно. Известное объяснение пришло в механику из квантовой физики и трактует любое упругое тело как со-

вокупность собственных форм его колебаний, связанных между собой условием сохранения границы тела. То есть, в начале переходного процесса самих колебаний еще нет, а своеобразные треки – траектории, по которым они должны развиваться, подготовлены заранее, и на каждом треке действует свое трение. Как только появляется внешнее воздействие, оно мгновенно расщепляется по собственным формам, и каждая форма, двигаясь по своему треку, затухает с индивидуальной скоростью. Выглядит такое объяснение очень красиво и современно, но оно мало кого убеждает. Куда проще согласиться с тем, что модель гистерезисного трения – это аппроксимация модели смешанного трения, актуальная для диапазона основных частот колебаний.

Метод корректировки ядра, разработанный для случая смешанного трения, можно (в первом приближении) использовать для гистерезисного трения. Для диапазона основных частот выполняется приближенное операторное равенство

$$\mathbf{C}_\gamma[\cdot] \approx \mathbf{G}_{0,2,\gamma}[\cdot] + (\exp(-0.4 \pi \gamma \cdot \omega_0 t) - 1) \cdot \mathbf{I}[\cdot], \quad (29)$$

которое сокращает объем необходимых вычислений более чем в 10 раз.

Качество аппроксимации для расчета прямоугольной пластины показано на рисунке 12.

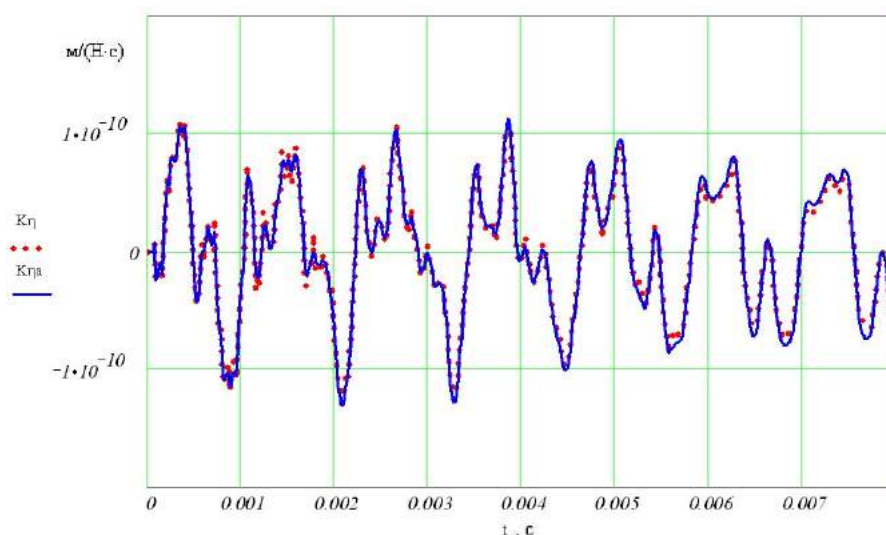


Рисунок 12 – Ядро $K\eta(t)$ для гистерезисного трения и его аппроксимация $K\eta a(t)$ с использованием формулы (29)

Область применения нового метода и перспективы ее расширения. Описанный подход, после дополнительной специализации корректирующего ядра, естественным образом распространяется на задачи ползучести и текучести, а также на общую задачу вязкоупругого деформирования, в которой вместо модели Кельвина – Фойхта используется модель стандартного линейного тела (СЛТ). В частности, применительно к СЛТ равенство (15) принимает следующий вид:

$$\Psi_\eta(s, \tau) = \frac{1 + \delta_E \eta s}{1 + \eta(1 + \delta_E)s} \cdot \exp\left(-\tau s \cdot \sqrt{\frac{1 + \delta_E \eta s}{1 + \eta(1 + \delta_E)s}}\right), \quad (30)$$

где $\delta_E = E_1 / E_2$; E_1, E_2 – это модули упругости из моделей Кельвина – Фойхта и Максвелла.

Изображение (30) и комплексные частоты колебаний (рис. 2 з), имеют другую асимптотику, что изменяет поведение оригинала при времени $t \rightarrow +0$. Но начальные

отрезки скорректированных частот на рис. 2 а, з близки, поэтому при анализе механических колебаний для модели СЛТ при учете вязкости можно продолжать использовать оператор $G_\eta[.]$.

При решении задачи ползучести на первый план выходит другая проблема: коэффициент трения η здесь очень большой (нередко он составляет сотни секунд), и при применении оператора Кельвина – Фойхта для малого момента времени t (составляющего доли секунды) приходится определять исходное ядро для большого промежутка времени, соизмеримого со среднеквадратичным отклонением $\sigma = \sqrt{\eta t}$. Отношение

$$\sigma / t = \sqrt{\eta / t} \gg 1,$$

и чем больше эта величина, тем ниже эффективность такого подхода к решению задачи.

В этой связи возникает гносеологический аспект, который необходимо прояснить. При корректировке ядра $y = K_0(t)$, производимого для некоторого момента времени t_0 , ОКФ использует (рис. 5) значения этого же ядра с промежутка

$$t \in [t_0 - 3\sqrt{\eta t_0}; t_0 + 3\sqrt{\eta t_0}],$$

то есть, в том числе, для моментов времени $t > t_0$. Ядро $y = K_0(t)$ – это реакция упругого континуума на нормированное внешнее возмущение, и, казалось бы, возникает нарушение известного *физического принципа причинности*. В действительности никакого нарушения здесь нет – нормированное возмущение производится в начальный момент времени $t = 0$, а разностный характер интегрального ядра означает, что упругие характеристики процесса (коэффициенты соответствующих уравнений) не зависят от времени. Поэтому реакция $y = K_0(t)$ для всех моментов времени $t > 0$ предопределена изначально, и отклониться от заданной траектории она не может.

Пример использования разработанной теории для прямоугольной пластины. Выражения для определения прогиба шарнирно опертой пластины и её деформаций (рис. 13) в случае, когда на неё действует нестационарная поперечная нагрузка $P_0(t)$ импульсного типа (рис. 14), приведены, напр., в [6], и имеют следующий вид:

$$w(x, y, t) = \int_0^t K_w(x, y, t - \tau) \cdot P(\tau) d\tau; \quad \varepsilon(x, y, t) = \int_0^t K_e(x, y, t - \tau) \cdot P(\tau) d\tau, \quad (31)$$

где $w(x, y, t)$ – изменение прогиба пластины во времени; $\varepsilon(x, y, t)$ – изменение деформации; $K_i(x, y, t)$ – упругие разностные ядра интегралов типа свертки в точке пластины с координатами $\mathbf{x}(x, y)$. Методы получения ядер и их вид описаны в [2, 6].

Если считать, что возмущающая сила является сосредоточенной нагрузкой, то соответствующие ядра Коши $K_0(t)$ для шарнирно-опертой пластины средней толщины по модели типа С. П. Тимошенко будут иметь вид:

$$K_w(x_S, x_S, t) = \sum_{k=1}^{\infty} \sum_{n=1}^{\infty} [\Omega_{1kn} \cdot \sin(\omega_{1kn} t) - \Omega_{2kn} \cdot \sin(\omega_{2kn} t)] \times \\ \times \sin\left(\frac{k\pi x_0}{l}\right) \cdot \sin\left(\frac{n\pi y_0}{m}\right) \cdot \sin\left(\frac{k\pi x_S}{l}\right) \cdot \sin\left(\frac{n\pi y_S}{m}\right), \quad (32)$$

$$K_e(x_S, x_S, t) = \sum_{k=1}^{\infty} \sum_{n=1}^{\infty} \Omega_{kn} \cdot \left[\frac{\sin(\omega_{1kn}t)}{\omega_{1kn}} - \frac{\sin(\omega_{2kn}t)}{\omega_{2kn}} \right] \times \times \sin\left(\frac{k\pi x_0}{l}\right) \cdot \sin\left(\frac{n\pi y_0}{m}\right) \cdot \sin\left(\frac{k\pi x_S}{l}\right) \cdot \sin\left(\frac{n\pi y_S}{m}\right), \quad (33)$$

где ω_{1kn} и ω_{2kn} – собственные частоты колебаний пластины; l и m – длина и ширина пластины; (x_0, y_0) – координаты точки x_0 , в которой прикладывается нагрузка, а (x_S, y_S) – это координаты точки x_S , в которой определяется изменение прогиба во времени.

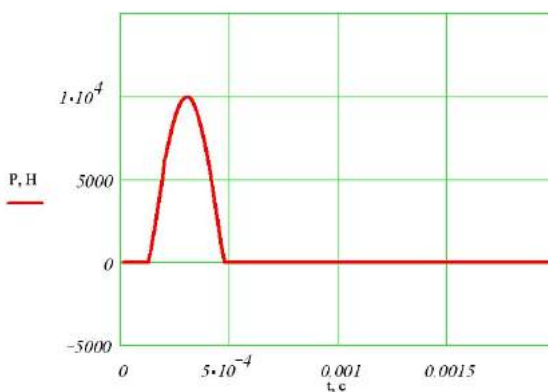
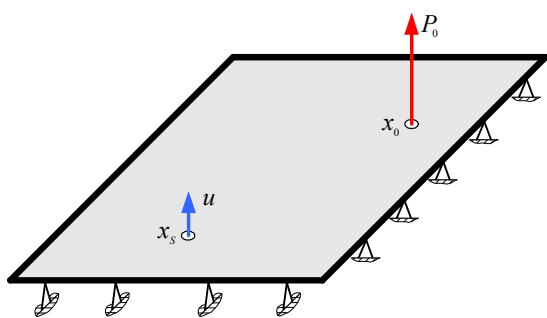


Рисунок 13 – Схема нагружения пластины

Рисунок 14 – Сила, возбуждающая колебания в пластине

При расчетах срединная плоскость пластины была связана с плоскостью xOy декартовой системы координат. Расчеты производились при следующих значениях параметров:

- плотность материала $\rho = 7890 \text{ кг/м}^3$; коэффициент Пуассона $\nu = 0.3$; модуль упругости $E = 207 \text{ ГПа}$;
- толщина пластины $h = 0.04 \text{ м}$; длина $l = 0.6 \text{ м}$, ширина $m = 0.4 \text{ м}$;
- координаты точки приложения возмущающей нагрузки имеют значения: $x_0 = 0.4 \text{ м}$, $y_0 = 0.3 \text{ м}$;
- координаты точки, в которой исследуются вязкоупругие колебания пластины: $x_S = 0.25 \text{ м}$, $y_S = 0.1 \text{ м}$;
- декремент затухания основной формы колебаний $d_0 = 0.05$.

Число слагаемых в соответствующих двойных рядах Фурье, описывающих разложение решения по собственным формам колебаний, во всех случаях составляло 40×40 ; но, как указывалось выше, после учета трения оно (без снижения точности расчета) могло быть сокращено до $80 \dots 100$ гармоник.

На рис. 15 и рис. 16 представлены модифицированные ядра для свёрточных интегралов (32) и (33), соответственно: кривые 1 – внешнее; кривые 2 – гистерезисное; кривые 3 – вязкое трение.

Результаты расчетов прогибов и деформаций пластины с учетом различных моделей трения с помощью модифицированных ядер приведены на рис. 17 и рис. 18: кривые 1 – внешнее; кривые 2 – гистерезисное; кривые 3 – вязкое трение.

Возмущающая сила (рис. 14) представляла собой первую полуволну синусоиды с амплитудой 10 кН и длительностью 340 мкс ; началу импульса на рис. 17 и рис. 18 от-

вечает время 136 мкс.

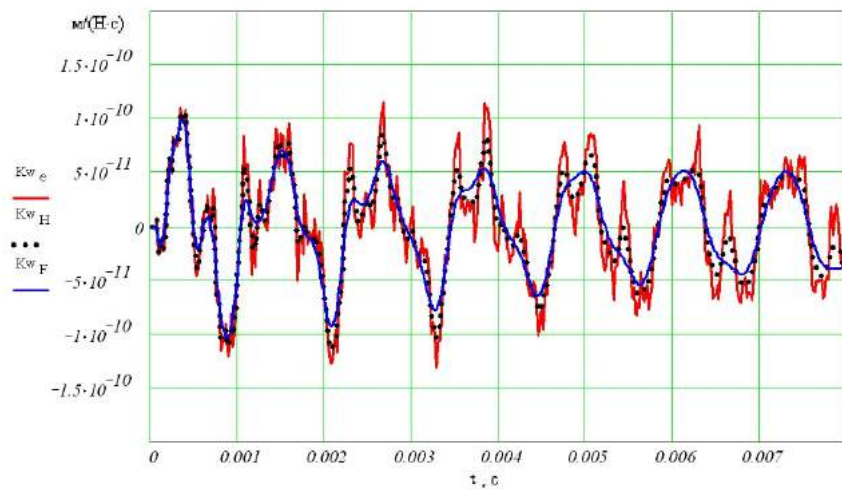


Рисунок 15 – Модифицированные ядра для прогибов

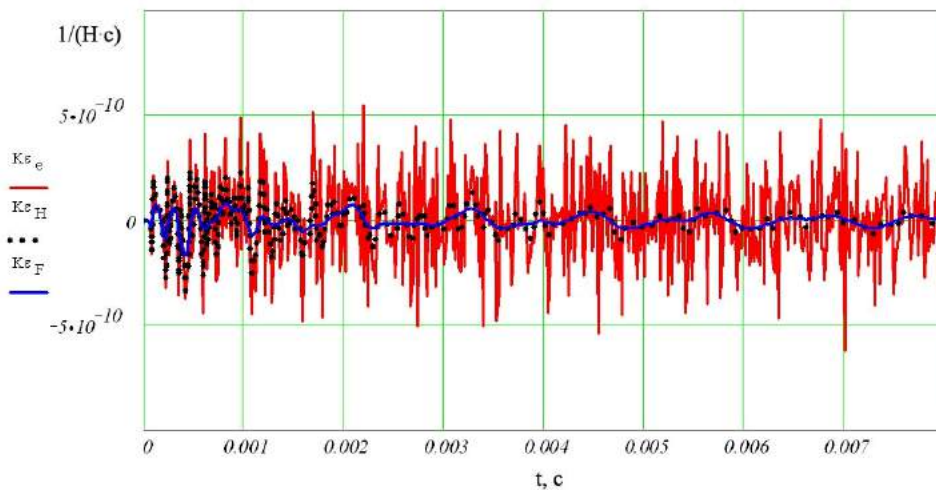


Рисунок 16 – Модифицированные ядра для деформаций

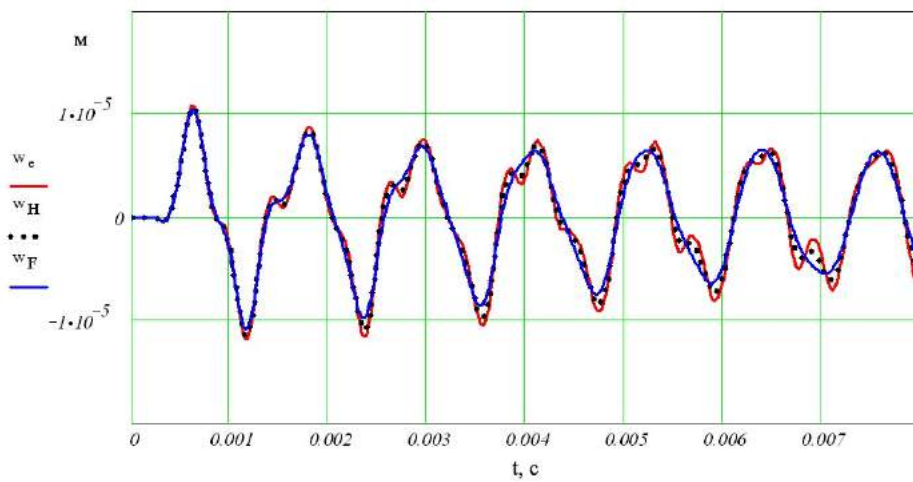


Рисунок 17 – Изменения прогиба пластины при колебаниях с учетом трения

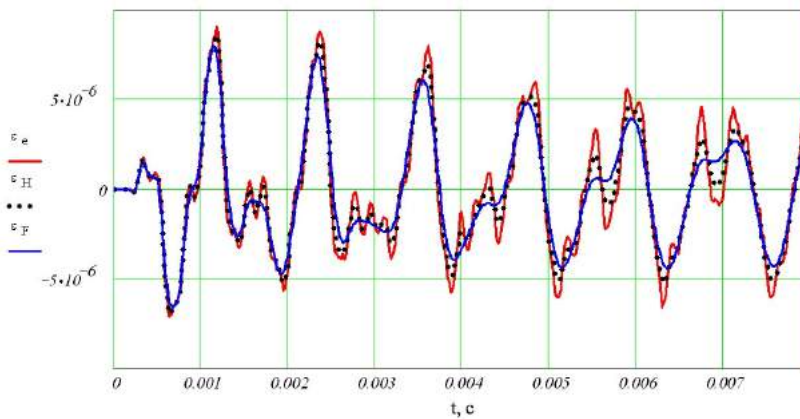


Рисунок 18 – Изменения деформации пластины при колебаниях с учетом трения

Выводы. Для вязкоупругого континуума, моделируемого с учетом внутреннего вязкого трения, которое описывается моделью Кельвина – Фойхта, или гистерезисного трения, которое описывается моделью Бока – Шлиппе – Колара, разработан новый численно-аналитический метод расчета переходных процессов, происходящих под воздействием нестационарного силового нагружения. Метод использует операционное исчисление и синус - преобразование Фурье, и сводится к применению новых сглаживающих интегральных операторов, использующих кривые Гаусса и Коши при моделировании вязкого внутреннего и гистерезисного трения. Указанный подход использует сглаживающие линейные интегральные операторы и может быть применен для любых упругих решений, которые представлены в виде интегралов Дюамеля типа свёртки

Главным достоинством, которое предопределило высокую эффективность нового метода, является то, что он не использует информацию о структуре решения, а именно о частотах и формах свободных колебаний континуума, и, следовательно, он не чувствителен к погрешностям описания граничных условий и несовершенству принятых гипотез деформирования (*Кирхгофа, С.П. Тимошенко, и др.*). Благодаря чему его удастся использовать в режиме обработки осциллограмм, полученных в результате проведения эксперимента.

Метод позволяет выделять из исследуемых колебаний так называемую *упругую составляющую* и наименее трудоемким способом моделировать переходные процессы при различных значениях коэффициента трения, что, напр., отвечает изменяющемуся термическому состоянию материала.

Возможности разработанного метода проиллюстрированы на примере вынужденных нестационарных колебаний двумерного континуума – прямоугольной пластины.

Литература: 1. Филиппов А. П. Колебания деформируемых систем. – М. : Машиностроение, 1970. – 734 с. 2. Задачи импульсного деформирования элементов конструкций / Янютин Е. Г., Янчевский И. В., Воропай А. В., Шарапата А. С.: Монография. – Харьков ХНАДУ, 2004. – 392 с. 3. Писаренко Г. С., Яковлев А. П., Матвеев В. В. Вибропоглощающие свойства конструкционных материалов. – К. : Наук. думка, 1971. – 375 с. 4. Василенко М. В., Алексейчук О. М. Теорія коливань і стійкості руху. – К. : Вища школа, 2004. – 525с. 5. Воропай А. В., Григорьев А. Л. Использование теоремы Эфроса для учета диссипативных свойств деформируемых элементов конструкций // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Математичне моделювання в техніці та технологіях. – Харків : НТУ «ХПІ», 2017. – № 6 (1228). – С. 29 – 44. 6. Воропай А.В., Янютин Е.Г. Идентификация нескольких импульсных нагрузок, действующих на пластину // Прикл. мех. – 2007. – 43, № 7. – С. 90-97. 7. Краснов М. Л., Киселев А. И., Макаренко Г. И. Функции комплексного переменного. Операционное исчисление. Теория устойчивости: Учебное пособие, 2-е изд., перераб. и доп. – М. : Наука. Главная редакция физико-математической литературы, 1981. 8. Корн Г., Корн Т. Справочник по математике (для научных сотрудников и

инженеров). – М.: Наука, 1977.

Bibliography (transliterated): 1. Filippov A. P. *Kolebaniya deformiruyemykh sistem.* – М. : Mashinostroyeniye, 1970. – 734 s. 2. *Zadachi impul'snogo deformirovaniya elementov konstruktsiy / Yanyutin Ye. G., Yanchevskiy I. V., Voropay A. V., Sharapata A. S.: Monografiya.* – Khar'kov KHNADU, 2004. – 392 s. 3. Pisarenko G.S., Yakovlev A.P., Matveyev V.V. *Vibropogloshchayushchiye svoystva konstruktsionnykh materialov.* – К. : Naukova dumka, 1971. – 375s. 4. Vasilenko M.V., Alekseychuk O.M. *Teoriya kolivan' i stiykosti rukhu.* – К. : Vishcha shkola, 2004. – 525s. 5. Voropay A. V., Grigor'yev A. L. *Ispol'zovaniye teoremy Efrosa dlya ucheta dissipativnykh svoystv deformiruyemykh elementov konstruktsiy // Visnik NTU «KHPÍ». Seriya: Matematichne modelyuvannya v tekhnitsi ta tekhnologiyakh.* – Kharkiv: NTU «KHPÍ», 2017. – №6 (1228). – S. 29–44. 6. Voropay A.V., Yanyutin Ye.G. *Identifikatsiya neskol'kikh impul'snykh nagрузок, vozdeystvuyushchikh na plastinu // Prikl. mekh.* – 2007. – 43, № 7. – S. 90-97. 7. Krasnov M. L., Kiselev A. I., Makarenko G. I. *Funktsii kompleksnogo peremennogo. Operatsionnoye ischisleniye. Teoriya ustoychivosti: Uchebnoye posobiye, 2-ye izd., pererab. i dop.* – М.: Nauka. Glavnaya redaktsiya fiziko-matematicheskoy literatury, 1981. 8. Korn G., Korn T. *Spravochnik po matematike (dlya nauchnykh sotrudnikov i inzhenerov).* – М.: Nauka, 1977.

Воропай О.В., Григор'єв О.Л.

**ВИКОРИСТАННЯ ЗГЛАДЖУЮЧИХ ІНТЕГРАЛЬНИХ ОПЕРАТОРІВ
ДЛЯ ВРАХУВАННЯ ВНУТРІШНЬОГО ТЕРТЯ ПРИ
НЕСТАЦІОНАРНОМУ ДЕФОРМУВАННІ ЕЛЕМЕНТІВ КОНСТРУКЦІЙ**

На основі операційного обчислення та синус – перетворення Фур'є запропоновано новий підхід до аналізу перехідних процесів у в'язкопружному континуумі, викликаних нестационарними силовими збуреннями. Він дозволяє враховувати внутрішнє в'язке та гістерезисне тертя в матеріалі, що описується моделями тертя Кельвіна – Фойхта та Бока – Шліппе – Колара. Зазначений підхід використовує згладжуючі лінійні інтегральні оператори і може бути застосований для будь-яких пружних рішень, які представлені у вигляді інтегралів Дюамеля типу згортки з ядрами Коши.

Воропай А.В., Григорьев А.Л.

**ИСПОЛЬЗОВАНИЕ СГЛАЖИВАЮЩИХ ИНТЕГРАЛЬНЫХ ОПЕРАТОРОВ
ДЛЯ УЧЕТА ВНУТРЕННЕГО ТРЕНИЯ ПРИ
НЕСТАЦИОНАРНОМ ДЕФОРМИРОВАНИИ ЭЛЕМЕНТОВ КОНСТРУКЦИЙ**

На основе операционного исчисления и синус - преобразования Фурье предложен новый подход к анализу переходных процессов в вязкоупругом континууме, вызванных нестационарными силовыми возмущениями. Он позволяет учитывать внутреннее вязкое и гистерезисное трение в материалах, описываемое моделями Кельвина – Фойхта и Бока – Шлиппе – Колара. Указанный подход использует сглаживающие линейные интегральные операторы и может быть применен для любых упругих решений, которые представлены в виде интегралов Дюамеля типа свёртки с ядрами Коши.

A. Voropay, A. Grigoriev

**USING SMOOTHING INTEGRAL OPERATORS FOR TAKING INTO ACCOUNT
INTERNAL FRICTION DURING NONSTATIONARY DEFORMING
OF STRUCTURAL ELEMENTS**

A new approach to the analysis of transient processes in the viscoelastic continuum, caused by nonstationary force perturbations, on the basis of the operational calculus and Furie sin - transform is proposed. It allows taking into consideration the internal viscous and hysteresis friction in the material, described by the Kelvin – Feucht and Bock–Schlippe–Kohler friction model. This approach uses smoothing linear integral operators and can be applied to any elastic solutions that are represented as Duhamel convolution type integrals with Cauchy kernels.

ПРО КОЛИВАННЯ ТІЛА, ЗАКРІПЛЕНОГО НА РЕСОРІ З ПІДРЕСОРНИКОМ ПРИ ІМПУЛЬСНОМУ НАВАНТАЖЕННІ

Постановка проблеми. Осцилятори з кусково-лінійною силовою характеристикою поширені в техніці. Це, насамперед, підресорені кузови вантажних автомобілів, механічні передачі з запобіжними муфтами, віброударні механізми з пружними обмежувачами переміщень та інше. В них, поряд з основним, встановлюється додатковий пружний елемент, який включається в роботу при великих деформаціях основного елемента.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Вивченню динаміки таких механічних систем приділялась значна увага з боку дослідників. Для розрахунку частот малих і великих вільних коливань системи з одним ступенем вільності відповідні формули надруковані в довіднику [1]. До перших робіт, в яких різними методами розв'язували задачі вимушених коливань, при дії періодичних сил, відносяться [2-4]. Багато робіт, де при моделюванні коливань в останні роки силові характеристики зводили до кусково-лінійних, увійшли у списки літератури монографічних видань [5-7]. Там же є відповідні літературні огляди, що виключає потребу в додатковому його проведенні.

Тут, на відміну від відомих публікацій, розглянуто рух системи з одним ступенем вільності при неперіодичному імпульсному навантаженні.

Метою статті є виведення формул для розрахунку переміщення нелінійного осцилятора та періоду коливань і зусиль в пружних його елементах, спричинених дією силового імпульсу.

Викладення основного матеріалу. Розглянемо спочатку рух осцилятора при дії миттєво прикладеної сили. Його вертикальні переміщення $x(t)$ у часі t описуємо диференціальним рівнянням:

$$m\ddot{x} + c_1\dot{x} + c_2(x - x_1) \cdot H(x - x_1) = P \cdot H(t), \quad (1)$$

де m – підресорена маса; c_1 – коефіцієнт жорсткості основної ресори; c_2 – коефіцієнт жорсткості підресорника; $x_1 = \text{const}$ – значення переміщення (зазор), при якому починається навантаження підресорника; P – величина миттєво прикладеної сили; $H(x - x_1)$, $H(t)$ – одиничні функції Хевісайда; крапка над x означає похідну по t .

Розрахункова схема осцилятора зображена на рис. 1.

Рівняння (1) доповнюємо нульовими початковими умовами:

$$x(0) = \dot{x}(0) = 0. \quad (2)$$

Розглянемо перший етап руху на проміжку $t \in [0, t_1]$, коли $x \leq x_1$ і деформується тільки ресора. При таких t $H(x - x_1) = 0$, а переміщення осцилятора описується відомим виразом [8]:

© В.П. Ольшанський, 2018

$$x(t) = \frac{P}{c_1} [1 - \cos(\omega_1 t)], \quad (3)$$

де $\omega_1 = \sqrt{c_1/m}$ – частота малих власних коливань.

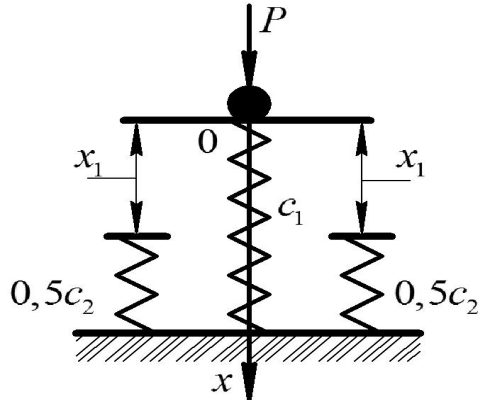


Рисунок 1 – Розрахункова схема

Згідно з (3), максимальне переміщення x_* досягається при $\omega_1 t = \pi / \omega_1$ і становить: $x_* = \frac{2P}{c_1}$.

Отже, щоб при $t = t_1 < \pi$ відбулося навантаження підресорника повинні виконуватись нерівності:

$$x_* > x_1 \text{ або } P > 0,5c_1x_1.$$

Тоді деформування підресорника почнеться при

$$t = t_1 = \frac{2}{\omega_1} \arcsin \sqrt{\frac{c_1x_1}{2P}}, \quad (4)$$

зі швидкістю:

$$v_1 = \dot{x}(t) = \frac{P\omega_1}{c_1} \sin(\omega_1 t_1).$$

Цей другий етап руху осцилятора проходить на проміжку часу $t \in [t_1; t_2]$, причому переміщення $x(t) \geq x_1$ задовольняє рівнянню:

$$m\ddot{x} + (c_1 + c_2)x = P + c_2x_1$$

і початковим умовам:

$$x(t_1) = x_1; \quad \dot{x}(t_1) = v_1.$$

Ця задача Коші має аналітичний розв'язок:

$$x(t) = \frac{P + c_2x_1}{c_1 + c_2} + \frac{c_1x_1 - P}{c_1 + c_2} \cos(\omega_2(t - t_1)) + \frac{v_1}{\omega_2} \sin(\omega_2(t - t_1)),$$

$$\text{де } \omega_2 = \sqrt{\frac{c_1 + c_2}{m}}.$$

Елементарними перетвореннями йому надаємо вигляд:

$$x(t) = B + A \sin[\omega_2(t - t_1) + \varphi], \quad (5)$$

$$\text{де } A = \sqrt{\left(\frac{c_1 x_1 - P}{c_1 + c_2}\right)^2 + \left(\frac{v_1}{\omega_2}\right)^2}; \quad B = \frac{P + c_2 x_1}{c_1 + c_2}; \quad \varphi = \arctg \frac{(c_1 x_1 - P) \omega_2}{(c_1 + c_2) v_1}.$$

Із (5) випливає, що максимальне відхилення осцилятора від положення $x = 0$, під дією сили P , становить:

$$\max x(t) = x(t_*) = A + B.$$

Час його досягнення легко обчислити за формулою:

$$t_* = t_1 + \frac{1}{\omega_2} \left(\frac{\pi}{2} - \varphi \right). \quad (6)$$

При цьому також досить просто знайти максимальні зусилля в основній ресорі $\max F_1$ і підресорнику $\max F_2$. Вони наступні:

$$\max F_1 = c_1 \cdot x(t_*), \quad \max F_2 = c_2 \cdot (x(t_*) - x_1). \quad (7)$$

Кінець другого етапу руху настає при:

$$t = t_2 = 2t_* - t_1.$$

При цьому рух проходить зі швидкістю:

$$v_2 = \dot{x}(t_2) = A \omega_2 \cos[\omega_2(t_2 - t_1) + \varphi].$$

Перший цикл коливань з періодом T завершується третім етапом руху, який описується диференціальним рівнянням:

$$m\ddot{x} + c_1 x = P,$$

з початковими умовами:

$$x(t_2) = x_1; \quad \dot{x}(t_2) = v_2.$$

Ця задача на проміжку $t \in [t_2; T]$ має розв'язок:

$$x(t) = \frac{P}{c_1} + \left(x_1 - \frac{P}{c_1} \right) \cos(\omega_1(t - t_2)) + \frac{v_2}{\omega_1} \sin(\omega_1(t - t_2)). \quad (8)$$

Отже, вирази (3), (5) і (8) описують рух осцилятора на першому циклі коливань, що потім легко поширити і на більші t .

Тривалість першого циклу становить $T = 2t_*$ і вона зберігається і для наступних циклів.

З метою апробації виведених формул розглянемо числовий приклад.

Приклад 1. Для проведення розрахунків задаємо: $m = 10^3$ кг; $c_1 = 10^5$ Н/м; $c_2 = 69 \cdot 10^3$ Н/м; $P = 4 \cdot 10^3$ Н; $x_1 = 0,03$ м. При таких вихідних даних маємо: $\omega_1 = 10$ с⁻¹; $\omega_2 = 13$ с⁻¹. Подальший розрахунок дає: $t_1 = 0,131811$ с; $v_1 = 0,387298$ м/с; $A = 0,030374$ м; $B = 0,035917$ м; $\varphi = -0,196063$. Тоді: $\max x(t) = 0,066291$ м і досягається він при $t = t_* = 0,267723$ с. Максимальні зусилля в пружних елементах становлять: $\max F_1 = 6692,1$ Н, $\max F_2 = 2504,08$ Н. Розвантаження підресорника відбувається при $t = t_2 = 0,403635$ с, а тривалість першого циклу $T = 0,535446$ с.

Зазначимо, що період коливань T тут залежить не лише від маси і коефіцієнтів жорсткості ресор осцилятора, а також і від величини прикладеної сили, що властиво нелінійним системам. Так при $P = 2 \cdot 10^3$ Н $T = 0,59624$ с, а при $P = 6 \cdot 10^3$ Н $T = 0,51540$ с. Маємо зменшення тривалості одного циклу коливань зі збільшенням сили P .

Далі розглянемо рух осцилятора і визначимо його максимальне переміщення при дії прямокутного силового імпульсу. Позначивши через τ тривалість дії сили $P = \text{const}$, будемо розв'язувати диференціальне рівняння:

$$m\ddot{x} + c_1\dot{x} + c_2(x - x_1) \cdot H(x - x_1) = P[H(t) - H(t - \tau)],$$

при початкових умовах (2).

Його розв'язки залежать від тривалості τ .

1. Припустимо, що тривалість мала і попадає в проміжок $\tau \in [0; t_1]$, де t_1 визначено (4). Тоді при $t < \tau$ переміщення осцилятора описується виразом (3), а на проміжку $t \in [\tau; t_1]$ подається відомою формулою [8]:

$$x(t) = \frac{2P}{c_1} \sin \frac{\omega_1 \tau}{2} \cdot \sin \left(\omega_1 \left(t - \frac{\tau}{2} \right) \right).$$

В момент часу $t = t_{11}$ повинна виконуватись рівність:

$$\frac{2P}{c_1} \sin \frac{\omega_1 \tau}{2} \cdot \sin \left(\omega_1 \left(t_{11} - \frac{\tau}{2} \right) \right) = x_1.$$

Звідки випливає, що:

$$t_{11} = \frac{\tau}{2} + \frac{1}{\omega_1} \arcsin \left(\frac{c_1 x_1}{2P \sin \frac{\omega_1 \tau}{2}} \right).$$

Це можливо лише за умови:

$$P > \frac{c_1 x_1}{2 \sin \frac{\omega_1 \tau}{2}}.$$

У супротивному випадку переміщення осцилятора не перевершать x_1 і рух проходитиме без деформування підресорника.

Швидкість руху осцилятора v_{11} в момент часу $t = t_{11}$ становить:

$$v_{11} = \frac{2P\omega_1}{c_1} \sin \frac{\omega_1 \tau}{2} \cdot \cos \left(\omega_1 \left(t_{11} - \frac{\tau}{2} \right) \right).$$

Для аналізу подальших переміщень і визначення $\max x(t)$ розв'язуємо диференціальне рівняння:

$$m\ddot{x} + c_1 x + c_2 (x - x_1) \cdot H(x - x_1) = P[H(t) - H(t - \tau)],$$

при початкових умовах: $x(t_{11}) = x_1$; $\dot{x}(t_{11}) = v_{11}$.

Одержуємо розв'язок:

$$x(t) = C + D \sin[\omega_2(t - t_{11}) + \theta],$$

$$\text{де } C = \frac{c_2 x_1}{c_1 + c_2}; \quad D = \sqrt{\left(\frac{c_1 x_1}{c_1 + c_2} \right)^2 + \left(\frac{v_{11}}{\omega_2} \right)^2}; \quad \theta = \operatorname{arctg} \frac{c_1 x_1 \omega_2}{(c_1 + c_2) v_{11}}.$$

У відповідності з цим розв'язком максимальне відхилення осцилятора від положення $x = 0$ становить:

$$\max x(t) = x(t_{1*}) = C + D,$$

причому

$$t_{1*} = t_1 + \frac{1}{\omega_2} \left(\frac{\pi}{2} - \theta \right).$$

Обчисливши $\max x(t)$, потім легко по формулах (7) знайти і максимальні зусилля в ресорі та підресорнику.

2. У випадку дії імпульсу «середньої тривалості» $\tau \in [t_1; t_*]$, де t_1 і t_* визначаються формулами (4) і (6), переміщення осцилятора на проміжку $t \in [0; t_1]$ описуються виразом (3). Для їх обчислення на проміжку $t \in [t_1; \tau]$ маємо розв'язок (5), згідно з яким:

$$\begin{aligned} x(\tau) &= x_{21} = B + A \sin[\omega_2(\tau - t_1) + \varphi]; \\ \dot{x}(\tau) &= v_{21} = A\omega_2 \cos[\omega_2(\tau - t_1) + \varphi]. \end{aligned} \tag{10}$$

Щоб знайти $\max x(t)$ і час його досягнення розв'язуємо рівняння (9) при початкових умовах (10). Одержуємо:

$$x(t) = S + Q \sin[\omega_2(t - \tau) + \psi],$$

$$\text{де } S = \frac{c_2 x_1}{c_1 + c_2}; \quad Q = \sqrt{(x_{21} - S)^2 + \left(\frac{v_{21}}{\omega_2}\right)^2}; \quad \psi = \operatorname{arctg} \frac{(x_{21} - S) \omega_2}{v_{21}}.$$

Тоді

$$\max x(t) = x(t_{2*}) = S + Q. \quad (11)$$

$$\text{Цей максимум досягається в момент часу } t = t_{2*} = \tau + \frac{1}{\omega_2} \left(\frac{\pi}{2} - \psi \right).$$

Для обчислення максимальних зусиль в ресорі та підресорнику в формули (7) треба підставити (11).

3. Третій варіант руху маємо при дії «порівняно тривалого імпульсу», коли $\tau > t_*$. В цьому випадку зберігають чинність розрахункові формули (3), (5), (7) і (8), виведені для миттєво прикладеної сили, або так званого ступінчастого імпульсу. Тому заново будувати формул не треба, якщо обмежитись дослідженням руху при $t \leq \tau$. Для цих t прямокутні імпульси дають такий же динамічний ефект, як і ступінчастий імпульс.

Для ілюстрації можливостей одержаних розв'язків розглянемо числові приклади.

Приклад 2. Зберігаючи вказані вище вихідні дані, припустимо, що тривалість дії сили $P = 4 \cdot 10^3$ Н обмежена і становить $\tau = 0,1$ с. Для такого короткого імпульсу маємо: $t_{11} = 0,139817$ с; $v_{11} = 0,238962$ м/с; $C = 0,012249$ м; $D = 0,025554$ м; $\theta = 0,767959$. Максимальне переміщення $x(t_{1*}) = 0,037803$ м досягається при $t_{1*} = 0,201574$ с. Максимальні зусилля в ресорі та підресорнику мають значення: $\max F_1 = 3780,3$ Н, $\max F_2 = 538,4$ Н. Ці максимуми значно менші, ніж ті що отримані в прикладі 1.

Приклад 3. З'ясуємо, як зміняться результати, одержані в попередньому прикладі, при збільшенні в два рази тривалості імпульсу, коли $\tau = 0,2$ с. При такій тривалості значення t_1 , A , B , φ залишаються тими, що в прикладі 1. Для них: $x_{21} = 0,055260$ м; $v_{21} = 0,304437$ м/с. Подальші обчислення дають: $S = 0,012249$ м; $Q = 0,048973$ м; $\psi = 1,072208$; $x(t_{2*}) = 0,061222$ м; $t_{2*} = 0,238353$ с; $\max F_1 = 6122,2$ Н; $\max F_2 = 2154,3$ Н. Внаслідок подвоєння τ суттєво збільшились переміщення і зусилля в осциляторі, але вони залишилися меншими тих, що в прикладі 1.

Висновки. 1. Встановлено, що задача руху осцилятора з кусково-лінійною силовою характеристикою пружності при імпульсному силовому навантаженні має точний аналітичний розв'язок в елементарних функціях. Його побудовано в роботі.

2. Розрахунками показано, що тривалість прямокутного імпульсу суттєво впливає на переміщення і зусилля в пружних елементах осцилятора.

3. Із прямокутних імпульсів сталої висоти найбільш небезпечний імпульс, у якого тривалість τ дорівнює t_* . Він призводить до найбільших амплітуд вільних коливань, після розвантаження осцилятора, а під час дії дає такий же динамічний ефект як і ступінчастий імпульс.

Література: 1. Вибрации в технике: Справочник в 6-ти томах. – М. : Машиностроение, 1979. – Т.2. Колебания нелинейных механических систем. – 351 с. 2. Лурье А. И. Вынужденные колебания в нелинейной системе с характеристикой из двух прямолинейных отрезков / А. И. Лурье, А. И. Чекмарев // Прикладная математика и механика. Т.1. В.3 –1938. –С. 307-324. 3. Ден-Гартог Дж.П. Механические колебания / Дж.П. Ден-Гартог. – Москва: Гос. издат. физ-мат. л-ры, 1960. – 580 с. 4. Боголюбов Н. Н. Асимптотические методы в теории нелинейных колебаний / Н. Н. Боголюбов, Ю. А. Митропольский. – Москва: Наука, 1974. – 504 с. 5. Аврамов К. В. Нелинейная динамика упругих систем / К. В. Аврамов, Ю. В. Михлин. – Москва-Ижевск: Институт компьютерных исследований, 2015. Т.1.– 716 с. 6. Ларин А. А. Очерки истории развития теории механических колебаний / А.А. Ларин. Севастополь: Вебер, 2013. – 403 с. 7. Шатохин В. М. Анализ и параметрический синтез нелинейных силовых передач машин. Харьков: НТУ «ХПИ», 2008. – 456 с. 8. Пановко Я. Г. Основы прикладной теории колебаний и удара / Я. Г. Пановко. – Ленинград: Машиностроение, 1976. – 320 с.

Bibliography (transliterated): 1. Vibratsii v tehnikе: Spravochnik v 6-ti tomah. – M.: Mashinostroenie, 1979. – T.2. Kolebaniya nelineynykh mekhanicheskikh sistem. – 351 s. 2. Lure A.I. Vyinuzhdennyye kolebaniya v nelineynoy sisteme s harakteristikoy iz dvuh pryamolineynykh otrezkov / A.I. Lure, A.I. Chekmarev // Prikladnaya matematika i mehanika. T.1. V.3 –1938. –S. 307-324. 3. Den-Gartog Dzh.P. Mehanicheskie kolebaniya / Dzh.P. Den-Gartog. – Moskva: Gos. izdat. fiz-mat. l-ryi, 1960. – 580 s. 4. Bogolyubov N.N. Asimptoticheskie metody v teorii nelineynykh kolebaniy / N.N. Bogolyubov, Yu.A. Mitropolskiy. – Moskva: Nauka, 1974. – 504 s. 5. Avramov K.V. Nelineynaya dinamika uprugih sistem / K.V. Avramov, Yu.V. Mihlin. – Moska-Izhevsk: Institut kompyuternykh issledovaniy, 2015. T.1.– 716 s. 6. Larin A.A. Ocherki istorii razvitiya teorii mekhanicheskikh kolebaniy / A.A. Larin. Sevastopol: Veber, 2013. – 403 s. 7. Shatohin V.M. Analiz i parametricheskii sintez nelineynykh silovih peredach mashin. Harkov: NTU «HPI», 2008. – 456 s. 8. Panovko Ya.G. Osnovy prikladnoy teorii kolebaniy i udara / Ya.G. Panovko. – Leningrad: Mashinostroenie, 1976. – 320 s.

Ольшанський В.П., Бурлака В.В., Сліпченко М.В.

ПРО КОЛИВАННЯ ТІЛА, ЗАКРІПЛЕНОГО НА РЕСОРІ З ПІДРЕСОРНИКОМ
ПРИ ІМПУЛЬСНОМУ НАВАНТАЖЕННІ

Розглянуто вимушені коливання осцилятора з пружною характеристикою у вигляді відрізків двох прямих при силовому імпульсному навантаженні. Визначено умови, при яких крім основної ресори, деформується і додаткова ресора (підресорник). Виведено замкнуті формули для обчислення переміщення тіла (зосередженої маси) в часі і періоду її коливань.

Ольшанский В.П., Бурлака В.В., Слипченко М.В.

О КОЛЕБАНИЯХ ТЕЛА, ЗАКРЕПЛЕННОГО НА РЕССОРЕ С ПОДРЕССОРНИКОМ
ПРИ ИМПУЛЬСНОЙ НАГРУЗКЕ

Рассмотрены вынужденные колебания осциллятора с упругой характеристикой в виде отрезков двух прямых при силовой импульсной нагрузке. Определены условия, при которых кроме основной рессоры, деформируется и дополнительная рессора (подрессорник). Выведены замкнутые формулы для вычисления перемещения тела (сосредоточенной массы) во времени и периода ее колебаний.

V. Olshanskiy, V. Burlaka, M. Slipchenko

ON THE OSCILLATION OF A BODY FIXED ON SPRING WITH
A SUB-SPRINGS, WITH A PULSED LOAD

The forced oscillations of an oscillator with an elastic characteristic in the form of segments of two lines with a force impulse load are considered. Conditions are defined under which, besides the main spring, the additional spring (sub-springs) is deformed. Closed formulas are derived for calculating the displacement of a body (concentrated mass) in time and the period of its oscillations.

*Шатохин В.М., д-р техн. наук; Ярмак Н.С., канд. техн. наук;
Шаповалов А.В., канд. техн. наук*

ОПТИМАЛЬНЫЙ ПРОФИЛЬ ЛОПАТКИ ГРУНТОМЕТАТЕЛЯ КАК РЕШЕНИЕ ЗАДАЧИ О БРАХИСТОХРОНЕ ДЛЯ ЦЕНТРОБЕЖНОЙ СИЛЫ ИНЕРЦИИ

Введение. Моделирование процессов, связанных с удаленным перемещением сыпучих материалов, охватывает широкий спектр инженерно-технологических задач. Устройства для транспортирования указанных материалов нашли применение при перепланировании рельефа в строительстве, борьбе с эрозией почвы, гашении (или оставке) низовых лесных пожаров при отсутствии воды, сушке зерна и т.д. Рядом достоинств обладают роторные грунтометатели, которые выбрасывают грунт с помощью лопаток, расположенных на вращающемся роторе. Методы выбора формы, расположения лопаток, анализа движения частиц грунта по ним в настоящее время разработаны не достаточно. Исследования по решению этих задач, направленные на повышение технологические характеристики устройств, имеют актуальный характер.

Задача выбора оптимального профиля лопатки может быть схематизирована, как задача определения формы кривой в поле центробежных сил инерции, которая обеспечивает минимальное время движения частицы (задача о брахистохроне для центробежной силы).

Анализ литературных источников. Известно, что классическая задача о брахистохроне для однородного поля сил тяжести была отправной точкой при создании вариационного исчисления [1]. Решения аналогичных задач для некоторых видов центральных сил даны в работах [2, 3]. Вопросам построения оптимальной траектории движения точки в поле центробежных сил инерции посвящена статья [4]. Исследования по выбору рациональных параметров грунтометателя с прямолинейными лопатками проведены в [5].

Целью работы является создание метода построения брахистохрон для центральной силы, которая является центробежной силой инерции.

Для достижения поставленной цели должны быть решены следующие задачи: построен функционал времени в полярной системе координат; получен первый интеграл в форме дифференциального уравнения первого порядка для соответствующего уравнения Эйлера; найдено аналитическое решение указанного уравнения; приведены результаты расчетов оптимальных траекторий; построена лопатка с профилем брахистохроны.

1. Построение функционала времени. Пусть точки A и B расположены в центральном поле сил отталкивания – центробежных сил инерции. Проведем через точки A , B и центр отталкивания точку O плоскость (рис. 1). Рассмотрим кривые, соединяющие эти точки и расположенные в данной плоскости. Выберем из этих кривых такую, что материальная точка, выходящая из A со скоростью $v_0 = 0$, двигаясь только под действием центробежной силы, достигнет точки B за минимальное время. Решение задачи и вывод функционала времени движения удобно проводить в полярной системе координат с центром в указанной точке. Текущие координаты точки M обозначим, как ρ и φ ; координаты точек A и B – соответственно (ρ_0, φ_0) и (ρ_1, φ_1) .

© В.М. Шатохин, 2018

Проекция центробежной силы инерции материальной точки, связанной с вращающимся телом, на направление радиуса ρ имеет вид

$$F_{\rho} = ma_{\omega} = m\omega^2 \rho, \quad (1)$$

где m – масса точки; $a_{\omega} = \omega^2 \rho$ – осестремительное (нормальное) ускорение; ω – угловая скорость.

Тогда выражение для потенциальной энергии центробежной силы инерции можно представить так [6]:

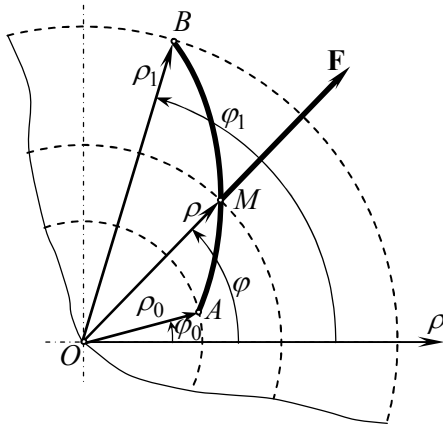


Рисунок 1 – Схема для построения брахистохроны в поле центробежных сил

$$\Pi = \int_{\rho}^0 F_{\rho} d\rho = -\frac{m\omega^2}{2} \rho^2. \quad (2)$$

При записи формулы (2) принималось, что начальным положением для определения потенциальной энергии является отталкивающий центр, в котором потенциальная энергия равна нулю.

В равномерно вращающейся вокруг неподвижной оси системе координат, если пренебречь силами трения и сопротивления, имеет место закон сохранения энергии в относительном движении [6]

$$T + \Pi = h = \text{const}, \quad (3)$$

где $T = \frac{1}{2}mv^2$ – кинетическая энергия точки в относительном движении по отношению к

вращающейся системе координат; $h = -\frac{m\omega^2}{2} \rho_0^2$ – постоянная энергии.

В дальнейшем полагаем, что в формуле (3) учитывается только потенциальная энергия центробежной силы инерции. С точки зрения приложений это наиболее важный случай. В технологических устройствах угловая скорость такова, что влияние сил тяжести на движение точки незначительно. При анализе движения в горизонтальной плоскости эта оговорка вообще оказывается излишней.

Теперь на основании (3) для скорости точки имеем

$$v = \omega \sqrt{\rho^2 - \rho_0^2} \quad (\rho \geq \rho_0). \quad (4)$$

Из определения алгебраической величины скорости (проекции скорости на касательную к траектории) $v = v_{\tau} = \frac{ds}{dt}$, выражения для квадрата дифференциала дуги в полярных координатах $ds^2 = d\rho^2 + \rho^2 d\varphi^2$ и формулы (4) следует, что

$$dt = \frac{ds}{v} = \frac{\sqrt{\rho'^2 + \rho^2}}{\omega \sqrt{\rho^2 - \rho_0^2}} d\varphi, \quad (5)$$

где $\rho' = \frac{d\rho}{d\varphi}$.

Заметим, что при отсчете дуги в направлении движения точки дифференциал пути будет совпадать с дифференциалом дуговой координаты ds , а модуль скорости точки с ее алгебраической величиной $v = v_\tau$.

Интегрируя, приходим к функционалу

$$\tau[\rho(\varphi)] = \frac{1}{\omega} \int_{\varphi_0}^{\varphi_1} \frac{\sqrt{\rho'^2 + \rho^2}}{\sqrt{\rho^2 - \rho_0^2}} d\varphi. \quad (6)$$

2. Поиск экстремума функционала. Для подынтегральной функции введем обозначение

$$P = P(\rho, \rho') = \frac{\sqrt{\rho'^2 + \rho^2}}{\sqrt{\rho^2 - \rho_0^2}}, \quad (7)$$

тогда на кривой, реализующей экстремум рассматриваемого функционала, должно выполняться условие (вытекает из необходимых условий экстремума функционала (6) [1])

$$P_\rho - \frac{d}{d\varphi} P_{\rho'} \equiv 0, \quad (8)$$

где $P_\rho, P_{\rho'}$ – производные от P соответственно по ρ и ρ' .

Таким образом, искомая функция $\rho = \rho(\varphi)$ является решением дифференциального уравнения второго порядка (уравнения Эйлера) (8), или в развернутом виде

$$P_\rho - P_{\rho\rho'}\rho' - P_{\rho'\rho'}\rho'' = 0, \quad (9)$$

где $\rho'' = \frac{d^2\rho}{d\varphi^2}$.

После почленного умножения этого уравнение на ρ' , его левая часть превращается в точную производную

$$\frac{d}{d\varphi} (P - \rho' P_{\rho'}).$$

Следовательно, уравнение Эйлера имеет первый интеграл

$$P - \rho' P_{\rho'} = \frac{1}{C}. \quad (10)$$

Из выражения (10), после преобразований, получаем

$$\frac{d\rho}{d\varphi} = \rho \sqrt{\frac{C^2 \rho^2}{(\rho^2 - \rho_0^2)} - 1}. \quad (11)$$

Дифференциальное уравнение (11) допускает аналитическое решение (громоздкие выкладки здесь не приводятся)

$$\varphi = \begin{cases} \operatorname{arctg} z + \frac{1}{z} + C_1, & C^2 = 1, \\ \operatorname{arctg} z - \frac{1}{\sqrt{1-C^2}} \operatorname{arctg} \frac{z}{\sqrt{1-C^2}} + C_1, & C^2 < 1, \\ \operatorname{arctg} z - \frac{1}{2\sqrt{C^2-1}} \ln \left| \frac{z - \sqrt{C^2-1}}{z + \sqrt{C^2-1}} \right| + C_1, & C^2 > 1, \end{cases} \quad (12)$$

где

$$z = \sqrt{\frac{C^2 \rho^2}{\rho^2 - \rho_0^2} - 1}. \quad (13)$$

Краевые условия для нахождения постоянных C и C_1 с учетом (13):

$$\text{при } \varphi = \varphi_0 \quad \rho = \rho_0, \quad z = z(\rho_0) = z_0 = \sqrt{\frac{C^2 \rho_0^2}{\rho_0^2 - \rho_0^2} - 1} = \infty; \quad (14)$$

$$\text{при } \varphi = \varphi_1 \quad \rho = \rho_1, \quad z = z(\rho_1) = z_1 = \sqrt{\frac{C^2 \rho_1^2}{\rho_1^2 - \rho_0^2} - 1}. \quad (15)$$

С целью получения универсальных результатов дальнейший анализ решений целесообразно осуществить, используя относительный полярный радиус $\rho_r = \frac{\rho}{\rho_1}$.

Выражение (13), после деления числителя и знаменателя на ρ_1 , приобретает вид

$$z = \sqrt{\frac{C^2 \rho_r^2}{\rho_r^2 - k_\rho^2} - 1} \quad (k_\rho < \rho_r \leq 1), \quad (16)$$

где $k_\rho = \frac{\rho_0}{\rho_1}$ ($0 < k_\rho < 1$).

Краевые условия (14) и (15) оказываются теперь следующими:

$$\text{при } \varphi = \varphi_0 \quad \rho_r = k_\rho, \quad z = z(k_\rho) = z_0 = \sqrt{\frac{C^2 k_\rho^2}{k_\rho^2 - k_\rho^2} - 1} = \infty; \quad (17)$$

$$\text{при } \varphi = \varphi_1 \quad \rho_r = 1, \quad z = z(1) = z_1 = \sqrt{\frac{C^2}{1 - k_\rho^2} - 1}. \quad (18)$$

Для практики наибольший интерес представляют случаи, когда $C^2 < 1$ и $C^2 > 1$. Приведем построенное с помощью условий (17), (18) трансцендентное уравнение для нахождения C^2 в первом случае

$$f(x) = \varphi_1 - \operatorname{arctg} \sqrt{\frac{x}{1 - k_\rho^2} - 1} + \frac{1}{\sqrt{1-x}} \operatorname{arctg} \sqrt{\frac{x}{1 - k_\rho^2} - 1} - \varphi_0 + \left(1 - \frac{1}{\sqrt{1-x}}\right) \frac{\pi}{2} = 0, \quad (19)$$

где $x = C^2$.

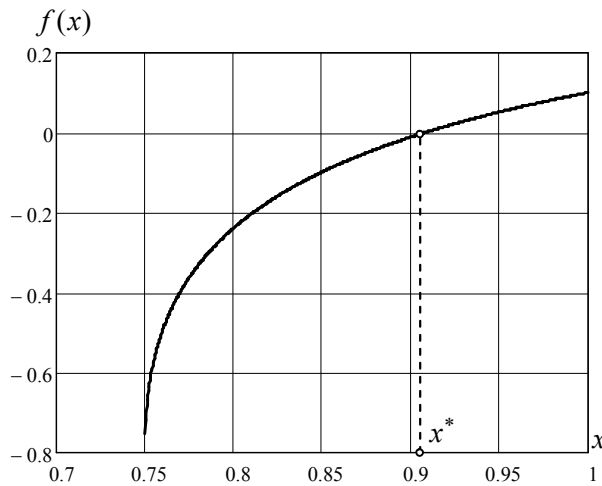


Рисунок 2 – График функции $f(x)$

График функции $f(x)$ показан на рис. 2; приняты следующие параметры: $k_p = 0,5$, $\varphi_0 = 0$, $\varphi_1 = 45^\circ$. При наличии графика корень функции в среде MathCAD удобно находить с использованием встроенной функции **root(f(x),x,a,b)** (x – начальное приближение; a , b – границы интервала, на котором $f(x)$ имеет перемену знака). В рассматриваемом случае для корня получено $x^* = 0,908 < 1$, которому отвечает $C = \sqrt{x^*} = 0,953$. После этого определяется C_1 из указанных краевых условий

$$C_1 = \varphi_0 - \left(1 - \frac{1}{\sqrt{1-C^2}}\right) \frac{\pi}{2}. \quad (20)$$

Найденные значения постоянных C и C_1 с помощью второй формулы (12) и формулы (16) позволяют записать следующее выражение для искомой функции

$$\varphi(\rho_r) = \arctg \sqrt{\frac{C^2 \rho_r^2}{\rho_r^2 - k_p^2} - 1} - \frac{1}{\sqrt{1-C^2}} \arctg \sqrt{\frac{C^2 \rho_r^2}{\rho_r^2 - k_p^2} - 1} + C_1. \quad (21)$$

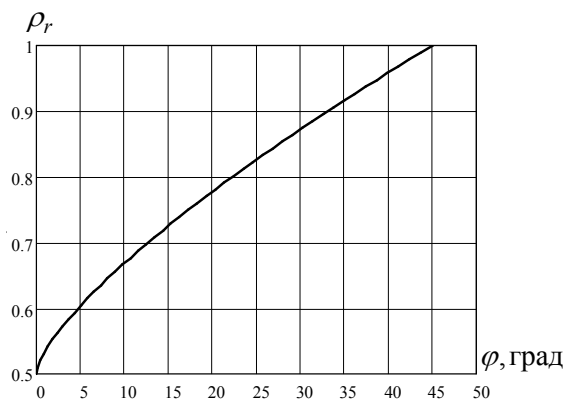


Рисунок 3 – График функции $\rho_r(\varphi)$

На рис. 3 приведен, полученный с помощью (21), график обратной функции $\rho_r(\varphi)$, более удобной для анализа. На рис. 4 графики указанной зависимости построены в полярной системе координат для углов φ_1 кратных 15° ; причем для k_p брались предельные минимальные значения k_p^* , которые еще обеспечивают для построения решений возможность использования второй формулы (12) ($C^2 < 1$).

3. Формирование лопатки с профилем брахистохроны.

На рис. 5 показана схема грунтометателя: 1 – ступица; 2 – кольцо; 3 – спица; 4 – криволинейная лопатка. Предполагается, что метатель вращается с угловой скоростью ω против хода часовых стрелок. Радиусы R_1 и R_2 представляют собой радиусы окружностей, проходящих через заднюю и переднюю кромки лопатки. В изложенной выше теории им соответствуют полярные радиусы ρ_0 и ρ_1 . Криволинейная лопатка с профилем в форме брахистохроны ($\rho_0 = 0,496$ м, $\rho_1 = 0,632$ м, $\varphi_0 = 0$,

$\varphi_1 = 20^\circ$) показана на рис. 6.

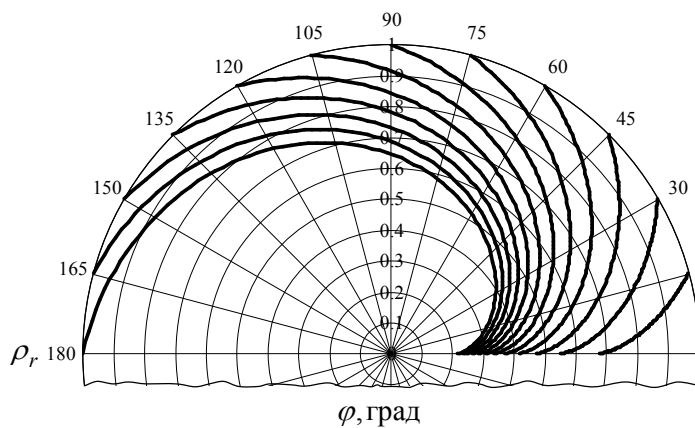


Рисунок 4 – Графики функций $\rho_r(\varphi)$ в полярной системе координат для предельных значений k_ρ^*

грунт под более острым углом, чем прямолинейная: больший объем захватываемого грунта, меньшие усилия при внедрении, меньшие динамические нагрузки на лопатки и ротор, меньшая мощность приводного двигателя.

При формировании боковых стенок указанной лопатки также использовались брахистохроны. Выступающие части боковых стенок могут служить своеобразными разрыхлителями, облегчающими внедрение лопатки в грунт.

Результаты исследований позволили установить ряд принципиальных преимуществ криволинейной лопатки, связанных с тем, что такая лопатка внедряется в

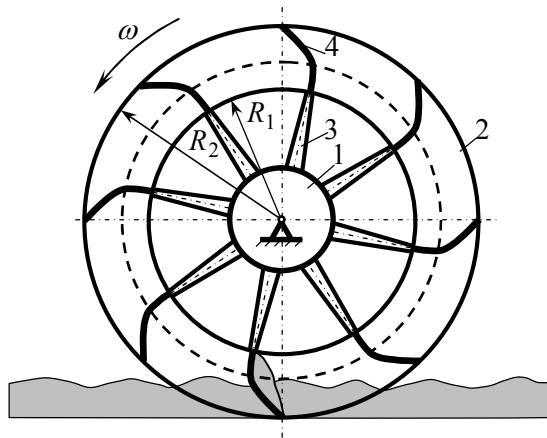


Рисунок 5 – Схема грунтометательного механизма

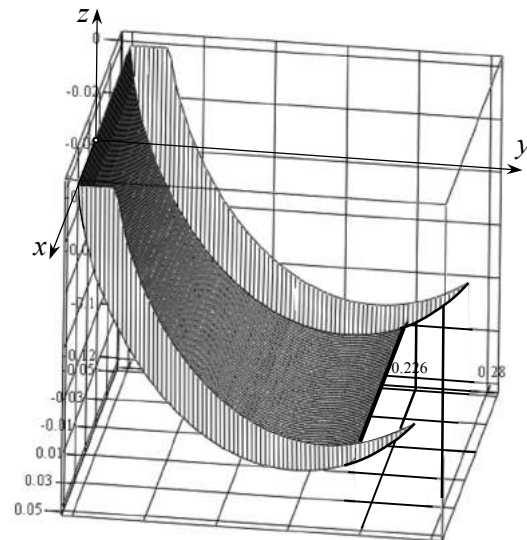


Рисунок 6 – Лопатка с профилем брахистохроны

Выводы. 1. Разработан метод решения задачи о брахистохроне для центробежной силы инерции. 2. Построен функционал времени в полярной системе координат. 3. Получен первый интеграл уравнения Эйлера в форме дифференциального уравнения первого порядка и найдено его аналитическое решение. 4. Установлена зависимость математического описания оптимальных траекторий от значений координат начальной и конечной точек. 5. Приведены результаты расчетов оптимальных траекторий. 6. Построена лопатка грунтометателя с профилем брахистохроны. 7. Изложенный подход перспективен при разработке и совершенствовании аналогичных конструкций.

Литература: 1. Эльсгольц Л. В. Дифференциальные уравнения и вариационное исчисление / Л. В. Эльсгольц – М. : Наука, 1969. – 279 с. 2. Gemmer J. A. Generalizations of the Brachistochrone problem / J. A. Gemmer, M. Nolan, R. Umble // IIME Journal. – 2011. – Vol. 13. – N 4. – P. 207 – 218. 3. Геронимус Я. Л. Вариационные методы решения задач оптимизации: Учеб. пособие / Я.Л. Геронимус, Б. Л. Голинский Харьков: Харьк. авиац. ин-т, 1987. – 114 с. 4. Шатохин В. М. Оптимальные траектории движения точки, перемещающейся под действием центробежной силы инерции / В. М. Шатохин, Н. В. Шатохина // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – Харьков. 2012. – Вып. 4/7 (58). – С. 9-14. 5. Шатохин В. М. Дослідження руху частки ґрунту по лопатці: результати комп'ютерних експериментів / В. М. Шатохин, А. М. Попова. // Праці Таврійського державного агротехнологічного університету. – Мелітополь: ТДАТУ, 2012. – Вип. 4 – Т. 54. – С. 135-144. 6. Лойцянский Л. Г. Курс теоретической механики. [В 2-х томах, т. II, Динамика] / Л. Г. Лойцянский, А. И. Лурье, М. : Наука, 1983. – 640 с.

Bibliography (transliterated): 1. Ehl'sgol's L. V. Differencial'nye uravneniya i variacionnoe ischislenie / L. V. Ehl'sgol's – M. : Nauka, 1969. – 279 s. 2. Gemmer J. A. Generalizations of the Brachistochrone problem / J. A. Gemmer, M. Nolan, R. Umble // IIME Journal. – 2011. – Vol. 13. – N 4. – P. 207 – 218. 3. Geronimus YA. L. Variacionnye metody resheniya zadach optimizacii: Ucheb. posobie / YA.L. Geronimus, B. L. Golinskij Har'kov: Har'k. aviac. in-t, 1987. – 114 s. 4. SHato-hin V. M. Optimal'nye traektorii dvizheniya tochki, peremeshchayushchejsya pod dejstviem centrobezhnoj sily inercii / V. M. SHatohin, N. V. SHatohina // Vostochno-Evropejskij zhurnal peredovyh tekhnologij. – Har'kov. 2012. – Vyp. 4/7 (58). – S. 9-14. 5. SHatohin V. M. Doslidzhennya ruhu chastki truntu po lopatci: rezul'tati komp'yuternih eksperimentiv / V. M. SHatohin, A. M. Popova. // Praci Tavrijskogo derzhavnogo agrotekhnologichnogo universitetu. – Melitopol': TDAUTU, 2012. – Vip. 4 – T. 54. – S. 135-144. 6. Lojcyanskij L. G. Kurs teoreticheskoy mekhaniki. [V 2-h tomah, t. II, Dinamika] / L. G. Lojcyanskij, A. I. Lur'e, M. : Nauka, 1983. – 640 s.

Шатохин В.М., Ярмач М.С., Шаповалов О.В.

ОПТИМАЛЬНЫЙ ПРОФИЛЬ ЛОПАТКИ ГРУНТОМЕТАЛЬНИКА ЯК РОЗВ'ЯЗАННЯ ЗАДАЧИ ПРО БРАХИСТОХРОНУ ДЛЯ ВІДЦЕНТРОВОЇ СИЛИ ІНЕРЦІЇ

Викладено метод знаходження брахістохрони для відцентрової сили інерції. Побудовано функціонала часу в полярній системі координат і записане відповідне рівняння Ейлера; отримане його перший інтеграл, для якого знайдене аналітичне розв'язання. Встановлено, що його структура залежить від крайових умов. Наведено приклади розрахунків оптимальних траєкторій, побудована лопатка ґрунтометальника із профілем брахістохрони.

Шатохин В.М., Ярмач Н.С., Шаповалов А.В.

ОПТИМАЛЬНЫЙ ПРОФИЛЬ ЛОПАТКИ ГРУНТОМЕТАТЕЛЯ КАК РЕШЕНИЕ ЗАДАЧИ О БРАХИСТОХРОНЕ ДЛЯ ЦЕНТРОБЕЖНОЙ СИЛЫ ИНЕРЦИИ

Изложен метод нахождения брахистохроны для центробежной силы инерции. Построен функционал времени в полярной системе координат и записано соответствующее уравнение Эйлера; получен его первый интеграл, для которого найдено аналитическое решение. Установлено, что его структура зависит от краевых условий. Приведены примеры расчетов оптимальных траекторий, построена лопатка ґрунтометателя с профилем брахистохроны.

V. Shatokhin, N. Yarmak A. Shapovalov

THE OPTIMAL PROFILE OF GROUND-THROWER'S BLADE AS A SOLUTION FOR BRACHISTOCHRONE PROBLEM FOR CENTRIFUGAL INERTIA FORCE

The method for determination of brachistochrone for centrifugal inertia force is stated. The time functional in polar coordinates system is created, corresponding Euler equation is written; its first integral is obtained for which the analytical decision is found. It is determined that its structure depends on boundary conditions. The examples of optimal trajectory calculation are represented, the ground-thrower's blade with brachistochrone profile is built.

Прикладна механіка

УДК 534.1:539.3

Ольшанський В.П., д-р фіз.-мат. наук; Ольшанський С.В., канд. фіз.-мат. наук

ДЕФОРМУВАННЯ ІМПУЛЬСОМ БАЛКИ, ОДНОБІЧНО ПІДКРІПЛЕНОЇ ПРУЖНОЮ ОПОРОЮ

Вступ. Балки, підкріплені проміжними опорами, поширені на практиці, як елементи конструкцій. Їх розрахункам на міцність приділялась значна увага. Це в першу чергу стосується дії на них рухомих навантажень [1-4], де при моделюванні коливань використовували інтегральні та інтегро-диференціальні рівняння. У названих роботах припускали варіант двобічного контакту балки з опорою, коли пружна опора піддається як стисканню так і розтягу. Тут розглянемо варіант однобічного контакту, при якому балка лише стискає опору, а потім відстає від неї, що вносить певні зміни в динамічний процес. Зазначимо, що велика кількість задач про коливання балок без проміжних опор, при різних динамічних навантаженнях, розв'язана в [5].

Метою статті є дослідження впливу пружної дискретної опори, як однобічної в'язі, на деформування підкріпленої нею балки при імпульсному навантаженні системи з несиметричного пружною характеристикою.

1. Розглядаємо спочатку варіант рівномірного розподілу силового імпульсу по балці. Для конкретності беремо балку з шарнірно-обпертими кінцями та пружною опорою в середині прольоту.

Викладання основного матеріалу. Вертикальні переміщення балки $y(x, t)$ описуємо диференціальним рівнянням:

$$EJ \frac{\partial^2 y}{\partial x^4} + \rho F \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} = q \delta(t) - \frac{c}{2} [1 + \text{sign}(Y(t))] Y(t) \delta\left(x - \frac{l}{2}\right), \quad (1)$$

де $Y(t) = y\left(\frac{l}{2}, t\right)$; EJ – згинальна жорсткість балки; ρF – її погонна маса; c – коефіцієнт жорсткості опори; l довжина балки; q – стала інтенсивність розподілу імпульсу по довжині; t – час; $x \in [0; l]$; $\delta(t)$, $\delta\left(x - \frac{l}{2}\right)$ – дельта функції.

Розрахункова схема балки зображена на рисунку 1.

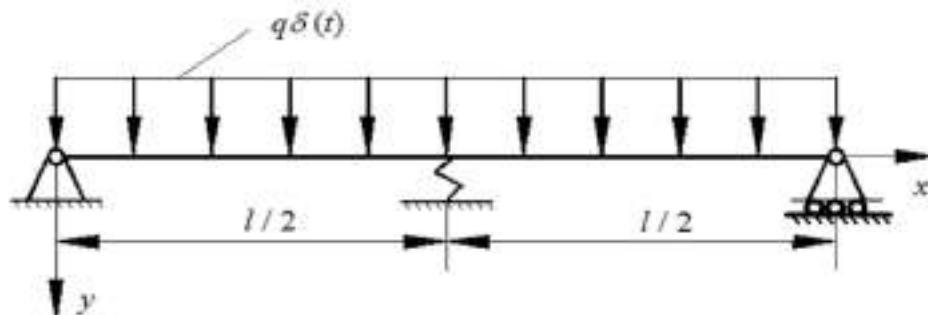


Рисунок 1 – Розрахункова схема

© В.П. Ольшанський, 2018

Механіка та машинобудування, 2018, №1

37

Розв'язок рівняння (1) подаємо у вигляді ряду:

$$y(x, t) = \sum_{k=1,3,5,\dots} f_k(t) \sin \frac{k\pi x}{l}. \quad (2)$$

Розглянемо перший етап руху, коли $Y(t) \geq 0$. Підставивши (2) в (1), отримуємо диференціальні рівняння:

$$\frac{d^2 f_k}{dt^2} + \omega_k^2 f_k = \frac{2}{\rho F l} \left[\frac{2ql}{k\pi} \delta(t) - cY(t) \sin \frac{k\pi}{2} \right], \quad (3)$$

де $\omega_k = \frac{k^2 \pi^2}{l^2} \sqrt{\frac{EJ}{\rho F}}$ – власні частоти згинальних коливань балки без проміжної опори.

Розв'язуючи (3), при нульових початкових умовах:

$$f_k(0) = 0; \quad \left. \frac{df_k}{dt} \right|_{t=0} = 0,$$

знаходимо $f_k(t)$, що, після підстановки їх в (2), дає в перерізі $x = \frac{l}{2}$:

$$Y(t) = \frac{2}{\rho F l} \sum_{k=1,3,5,\dots} \left[\frac{2ql}{k\pi \omega_k} \sin(\omega_k t) - \frac{c}{\omega_k} \sin \frac{k\pi}{2} \int_0^t Y(u) \sin(\omega_k(t-u)) du \right] \sin \frac{k\pi}{2}. \quad (4)$$

Це інтегральне рівняння можна розв'язувати різними методами. Із числових поширених метод [4, 6, 7], де проміжок часу $[0; t]$ розбивають на n ділянок і на кожній з них приймають сталим $Y(t)$. Таке спрощення перетворює (4) у рекурентне співвідношення:

$$\begin{aligned} Y_s \left[1 + \frac{4c}{\rho F l} \sum_{k=1,3,\dots} \frac{\sin^2(\omega_k \tau / 2)}{\omega_k^2} \right] &= \frac{4q}{\pi \rho F} \sum_{k=1,3,\dots} \frac{\sin(\omega_k s \tau)}{k \omega_k} \sin \frac{k\pi}{2} - \\ &- \frac{4c}{\rho F l} \sum_{k=1,3,\dots} \frac{\sin(\omega_k \tau / 2)}{\omega_k^2} \left[\sin(\omega_k s \tau) \sum_{\substack{m=1 \\ (s>1)}}^{s-1} Y_m \cos \left(\omega_k \left(m - \frac{1}{2} \right) \tau \right) - \right. \\ &\left. - \cos(\omega_k s \tau) \sum_{\substack{m=1 \\ (s>1)}}^{s-1} Y_m \sin \left(\omega_k \left(m - \frac{1}{2} \right) \tau \right) \right], \end{aligned} \quad (5)$$

де $\tau = t/n$, Y_m – сталі значення $Y(t)$ на m -ій ділянці; обчислення сум по m починається з $s = 2$, а їх можна накопичувати в ході розрахунку.

Задаючи послідовно $s = 1, 2, \dots, n$, за допомогою (5), одержуємо дискретну множину $Y_1, Y_2, \dots, Y_n$, причому $Y_n = Y(t)$.

Поряд з викладеним способом числовий розв'язок рівняння (4) можна будувати з використанням кусково-лінійної апроксимації $y(t)$. Такий метод виявився ефектив-

ним при розв'язанні задач удару [3, 8, 9]. Але він призводить до більш складного рекурентного співвідношення. Тому замість нього розглянемо наближений аналітичний спосіб, що ґрунтується на методі ітерацій. Для цього використаємо допоміжну систему з одним ступенем вільності, переміщення якої $Y_*(t)$ описуємо диференціальним рівнянням:

$$\frac{d^2 Y_*}{dt^2} + \Omega^2 Y_* = \frac{2q}{\pi \lambda \rho F} \delta(t), \quad (6)$$

$$\text{де } \Omega = \sqrt{\frac{c_\delta + c}{\lambda \rho F l}}; \quad \lambda = \frac{1}{2}; \quad c_\delta = \frac{\pi^4 EJ}{2l^3}.$$

При нульових початкових умовах рівняння (6) має розв'язок:

$$Y_*(t) = \frac{2q}{\pi \lambda \rho F \Omega} \sin(\Omega t), \quad (7)$$

який підставимо в (4). Враховуючи, що для пружної опори $\omega_1 < \Omega < \omega_3$ та інтеграл:

$$S_k(t) = \int_0^t \sin(\Omega u) \sin(\omega_k(t-u)) du = \frac{1}{\Omega^2 - \omega_k^2} (\Omega \sin(\omega_k t) - \omega_k \sin(\Omega t)),$$

після підстановки одержуємо:

$$Y(t) \approx Y_{**}(t) = \frac{4q}{\pi \rho F} \sum_{k=1,3,\dots} \left[\frac{1}{k} \sin(\omega_k t) - \frac{2c \sin(k\pi/2)}{\rho F l \Omega} S_k(t) \right] \frac{\sin(k\pi/2)}{\omega_k}. \quad (8)$$

Якщо в цьому ряді утримувати лише перший доданок при обчисленні $Y_{**}(t)$, то матимемо рівність $Y_{**}(t) = Y_*(t)$.

Коли жорсткість проміжної опори не дуже велика, то вираз (8) забезпечує задовільне визначення $Y(t)$. У разі потреби більш високої точності обчислення $Y(t)$, його можна уточнити підстановкою (8) в (4). Така операція дає:

$$Y(t) \approx \frac{4q}{\pi \rho F} \sum_{k=1,3,\dots} \left[\frac{1}{k} \sin(\omega_k t) - \frac{2c}{\rho F l} \sin\left(\frac{k\pi}{2}\right) A_k(t) \right] \frac{\sin(k\pi/2)}{\omega_k}, \quad (9)$$

$$\text{де } A_k = \sum_{n=1,3,\dots} \frac{\sin(n\pi/2)}{\omega_n} \left[\frac{1}{n} - \frac{2c \sin(n\pi/2)}{\rho F l (\Omega^2 - \omega_n^2)} \right] \Phi_{nk}(t) + \frac{2c \cdot \omega_n S_k(t)}{\rho F l \Omega (\Omega^2 - \omega_n^2)};$$

$$\Phi_{nk}(t) = \begin{cases} \frac{1}{\omega_n^2 - \omega_k^2} (\omega_n \sin(\omega_k t) - \omega_k \sin(\omega_n t)) & n \neq k \\ \frac{1}{2\omega_k} (\sin(\omega_k t) - \omega_k t \cos(\omega_k t)) & n = k. \end{cases} \quad \text{при}$$

Тут доводиться наближено знаходити суму подвійного ряду. Друге наближення $Y_{**}(t)$ (8) формально переходить у третє наближення (9), коли замінити в (8) множник $(S_k(t)/\Omega)$ на A_k .

Перший етап руху, при якому $Y(t) \geq 0$, проходить на проміжку $t \in [0; t_*]$. Його права межа є коренем рівняння:

$$Y(t_*) = 0.$$

В цей момент часу переміщення балки і швидкості руху, згідно з (2), становлять:

$$y(x, t_*) = \sum_{k=1,3,\dots} f_k(t_*) \sin \frac{k\pi x}{l}; \quad \dot{y}(x, t_*) = \sum_{k=1,3,\dots} \dot{f}_k(t_*) \sin \frac{k\pi x}{l}.$$

Тут
$$f_k(t_*) = \frac{4q}{\pi \rho F \omega_k} \left[\frac{1}{k} \sin(\omega_k t_*) - \frac{2c}{\rho F l} \sin \frac{k\pi}{2} A_k(t_*) \right];$$

$$\dot{f}_k(t_*) = \frac{4q}{\pi \rho F} \left[\frac{1}{k} \cos(\omega_k t_*) - \frac{2c}{\rho F l \omega_k} \dot{A}_k(t_*) \right], \text{ де крапкою позначена похідна по } t.$$

На другому етапі руху, де $Y < 0$, переміщення балки подається виразом:

$$y(x, t) = \sum_{k=1,3,\dots} \left[a_k \cos(\omega_k(t - t_*)) + b_k \sin(\omega_k(t - t_*)) \right] \sin \frac{k\pi x}{l},$$

де $a_k = f_k(t_*); \quad b_k = \frac{1}{\omega_k} \dot{f}_k(t_*).$

Над опорою, по середині прольоту, маємо:

$$y\left(\frac{l}{2}, t\right) = \sum_{k=1,3,\dots} \left[a_k \cos \omega_k(t - t_*) + b_k \sin \omega_k(t - t_*) \right] \sin \frac{k\pi}{2}. \quad (10)$$

Використовуючи ряд (10), можна знайти максимальне переміщення балки вгору над опорою $\max y(l/2, t)$ і час, коли воно настає. Розрахунок значно спрощується, якщо наближено моделювати рух балки системою з одним ступенем вільності. При такому підході:

$$y\left(\frac{l}{2}, t\right) \approx y_*\left(\frac{l}{2}, t\right) = \frac{v_0}{\omega_1} \sin \omega_1(t - t_*),$$

причому, згідно з (7), $v_0 = \frac{2q}{\pi \lambda \rho F} \cos(\Omega t_*) = -\frac{2q}{\pi \lambda \rho F}.$

Тоді, наближено, амплітудні відхилення балки вниз і вгору становлять відповідно:

$$\max Y_*(t) = \frac{2q}{\pi \lambda \rho F \Omega}; \quad \max \left| y_*\left(\frac{l}{2}, t\right) \right| = \frac{2q}{\pi \lambda \rho F \omega_1},$$

а їх відношення дорівнює:

$$\eta = \frac{\max \left| y_* \left(\frac{l}{2}, t \right) \right|}{\max Y_*(t)} = \frac{\Omega}{\omega_1} > 1. \quad (11)$$

Отже, амплітудне відхилення балки вгору над опорою, при її вільних коливаннях, більше, ніж амплітудне переміщення середини балки вниз, куди був спрямований імпульс, що є проявом ефекту несиметрії пружної характеристики системи відносно положення рівноваги.

Щоб переконатись, що одержана нерівність має місце і при більш точному розв'язанні задачі, проведемо числові розрахунки з використанням рядів.

Для проведення розрахунків приймаємо: $EJ = 1,2 \cdot 10^6$ Па·м⁴; $\rho F = 13,7$ кг/м (двотавр № 14); $l = 5$ м, $q = 20$ Нс/м, і різні значення коефіцієнта c . Обчислені $Y_{**}(t)$ і $Y(t)$, з утриманням різної кількості членів K в рядах (8) і (9), записано в табл. 1. Вони відповідають значенню $c = 4 \cdot 10^5$ Н/м.

Таблиця 1 – Значення $Y(t)$ при різних K і t , обчислені по (8) і (9)

$10^2 t, \text{с}$	$K = 5$		$K = 10$		$K = 100$	
	$10^3 Y_{**}, \text{м}$	$10^3 Y, \text{м}$	$10^3 Y_{**}, \text{м}$	$10^3 Y, \text{м}$	$10^3 Y_{**}, \text{м}$	$10^3 Y, \text{м}$
0,1	1,384	1,386	1,378	1,380	1,381	1,383
0,5	8,851	8,867	8,832	8,848	8,834	8,850
0,9	11,51	11,56	11,51	11,56	11,51	11,56
1,3	9,682	9,660	9,656	9,633	9,656	9,633
1,7	5,251	5,180	5,239	5,167	5,238	5,167

Спостерігається досить швидка збіжність рядів по K у розв'язках (8) і (9), причому друге наближення $Y_{**}(t)$ мало відрізняється від третього наближення $Y(t)$.

Для порівняння в табл. 2 вказано значення $Y_*(t)$, до якого призводить формула (7), а також $Y_r(t)$, одержані з використанням (5). У формулі (5) задавали $n = 2000$.

Таблиця 2 – Значення $Y_*(t)$ і $Y_r(t)$, обчислені по (7) і (5)

$10^2 t, \text{с}$	$K = 1$	$K = 5$	$K = 10$	$K = 100$
	$10^3 Y_*, \text{м}$	$10^3 Y_r, \text{м}$	$10^3 Y_*, \text{м}$	$10^3 Y_r, \text{м}$
0,1	1,851	1,386	1,380	1,383
0,5	8,343	8,877	8,858	8,860
0,9	11,57	11,60	11,60	11,60
1,3	10,26	9,759	9,734	9,734
1,7	4,932	5,335	5,324	5,323

Розрахунки підтверджують швидку збіжність рядів по K і в формулі (5). Наближені числовий і аналітичний розв'язки інтегрального рівняння (4) дають близькі результати.

Розраховані прогини балки в перерізах $x = l/2$ (над опорою) і $x = l/4$ при $c = 10^5$ Н/м і попередніх інших числових даних, у вигляді графіків, подано на рис. 2.

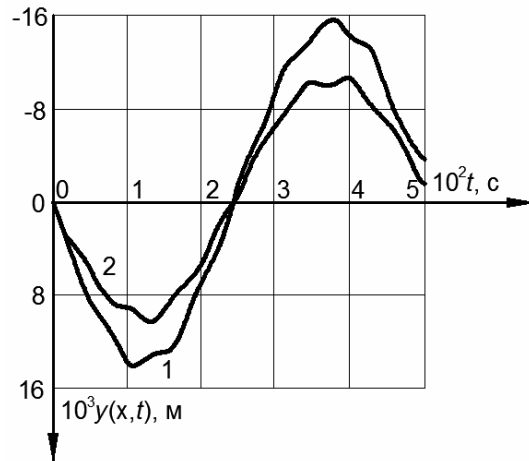


Рисунок 2 – Графіки $y(x, t)$: 1 – $x = l/2$; 2 – $x = l/4$; $c = 10^5$ Н/м

На рис. 3 зображено аналогічні графіки, одержані при $c = 8 \cdot 10^5$ Н/м.

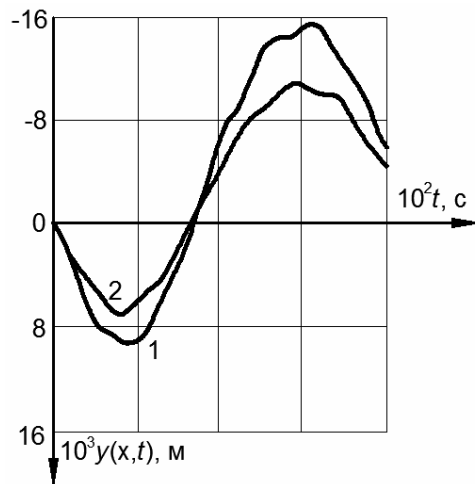


Рисунок 3 – Графіки $y(x, t)$: 1 – $x = l/2$; 2 – $x = l/4$; $c = 8 \cdot 10^5$ Н/м

В обох випадках амплітудні прогини балки у напрямі протилежному імпульсу, більші за переміщення у напрямі дії імпульсу, тобто $\eta > 1$. Цей ефект більш чітко проявляється при зростанні жорсткості опори на рис. 3.

2. Вище розглядали динамічне деформування балки імпульсом, рівномірно розподіленим по її довжині. Щоб перевірити, чи виконується нерівність (11) для інших варіантів розподілу навантаження, припустимо, що воно описується виразом:

$$q(x, t) = q_0 \sin \frac{\pi x}{l} \delta(t),$$

де q_0 – максимальне значення інтенсивності імпульсу.

Для нього, замість (4), отримуємо інтегральне рівняння:

$$Y(t) = \frac{2}{\rho F l} \left[\frac{q_0 l}{2\omega_1} \sin(\omega_1 t) - c \sum_{k=1,3,\dots} \frac{1}{\omega_k} \int_0^t Y(u) \sin(\omega_k(t-u)) du \right], \quad (12)$$

яке теж можна наближено розв'язувати різними методами.

Якщо, по аналогії з попереднім, використати кусково сталу апроксимацію $Y(u)$, то одержимо рекурентне співвідношення:

$$Y_s \left[1 + \frac{4c}{\rho F l} \sum_{k=1,3,\dots} \frac{\sin^2(\omega_k \tau / 2)}{\omega_k^2} \right] = \frac{q_0}{\rho F \omega_1} \sin(\omega_1 s \tau) - \frac{4c}{\rho F l} \sum_{k=1,3,\dots} \frac{\sin(\omega_k \tau / 2)}{\omega_k^2} \times \\ \times \left[\sin(\omega_k s \tau) \sum_{m=1}^{s-1} Y_m \cos\left(\omega_k \left(m - \frac{1}{2}\right) \tau\right) - \cos(\omega_k s \tau) \sum_{m=1}^{s-1} Y_m \sin\left(\omega_k \left(m - \frac{1}{2}\right) \tau\right) \right], \quad (13)$$

де $s = 1, 2, \dots, n$ для обчислення дискретної множини значень: $Y_1, Y_2, \dots, Y_n = Y(t)$.

Але поряд з цим, суто числовим, методом можна побудувати наближений аналітичний розв'язок рівняння (12). З цією метою розглянемо рух допоміжної системи з одним ступенем вільності, що описується диференціальним рівнянням:

$$\frac{d^2 Y^*}{dt^2} + \Omega^2 Y^* = \frac{q_0}{\rho F} \delta(t).$$

При нульових початкових умовах, воно має розв'язок:

$$Y^*(t) = \frac{q_0}{\rho F \Omega} \sin(\Omega t). \quad (14)$$

Підставивши його в (12) одержуємо друге наближення в методі ітерації:

$$Y^{**}(t) = \frac{q_0}{\rho F} \left\{ \frac{1}{\omega_1} \sin(\omega_1 t) - \frac{2c}{\rho F l \Omega} \sum_{k=1,3,\dots} \frac{1}{\omega_k (\Omega^2 - \omega_k^2)} [\Omega \sin(\omega_k t) - \omega_k \sin(\Omega t)] \right\}. \quad (15)$$

Якщо тут в ряді по K обчислювати лише перший член, то $Y^{**}(t) = Y^*(t)$.

Щоб отримати третє наближення, аналогічне (9), треба знову підставити (15) в (12), але в цьому немає практичної потреби, бо збіжність ітерацій досить швидка.

Вирази (14) і (15) дають можливість знайти час $t = t_*$, коли $Y(t) \approx 0$. Із (14) випливає, що:

$$t_* = \frac{\pi}{\Omega},$$

а прогин середини балки на проміжку $t \in [t_*, t_* + \pi / \omega_1]$ подається виразом:

$$Y^*(t) = y\left(\frac{l}{2}, t\right) = -\frac{q_0}{\rho F \omega_1} \sin(\omega_1 (t - t_*)). \quad (16)$$

При цьому амплітуда переміщення вгору становить:

$$\max \left| y\left(\frac{l}{2}, t\right) \right| = \frac{q_0}{\rho F \omega_1}.$$

Отже, відношення амплітуд переміщень η зберігається таким, як і в формулі (11), тобто дорівнює $\frac{\Omega}{\omega_1}$.

У разі використання розв'язку (15) можна більш точно знайти $t = t_*$, а обчислення $Y(t)$, при $t > t_*$, доводиться проводити за формулою (10), в якій:

$$a_k = \frac{q_0}{\rho F} \left\{ \frac{\delta_{k1}}{\omega_1} \sin(\omega_1 t_*) - \frac{2c}{\rho F l \Omega} \frac{1}{\omega_k (\Omega^2 - \omega_k^2)} [\Omega \sin(\omega_k t_*) - \omega_k \sin(\Omega t_*)] \right\};$$

$$b_k = \frac{q_0}{\rho F \omega_k} \left\{ \delta_{k1} \cos(\omega_1 t_*) - \frac{2c}{\rho F l} \frac{1}{(\Omega^2 - \omega_k^2)} [\cos(\omega_k t_*) - \cos(\Omega t_*)] \right\},$$

де δ_{k1} – символ Кронекера.

Таким чином, можна перевірити виконання нерівності (11) і при нерівномірному розподілі імпульсу по довжині балки.

З метою апробації розрахункових формул проведено обчислення $Y(t)$ різними способами при $EJ = 1,2 \cdot 10^6$ Па·м⁴; $\rho F = 13,7$ кг/м; $l = 5$ м, $q = 30$ Нс/м. Одержані для $c = 10^5$ Н/м значення прогинів середини балки записано в табл. 3.

Таблиця 3 – Значення $Y(t)$, обчислені за формулами: (14), (16); (15), (10) і (13)

$10^2 t, \text{с}$	$10^2 Y^*, \text{м}$	$K = 5$	$K = 50$	$K = 1$	$K = 5$	$K = 50$
		$10^2 Y^{**}(t), \text{м}$		$10^2 Y_r(t), \text{м}$		
0,600	1,187	1,183	1,183	1,187	1,183	1,183
1,220	1,701	1,696	1,696	1,701	1,696	1,696
2,440	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000
3,784	-1,874	-1,875	-1,875	-1,874	-1,873	-1,873
4,500	-1,256	-1,257	-1,257	-1,257	-1,258	-1,258

У формулі (13) задавали $n = 2000$, а одержані $Y(t)$ позначали через $Y_r(t)$.

Спостерігається швидка збіжність рядів по K . Тому елементарні формули (14) і (16) дають високу точність розрахунку.

В табл. 4 записано результати обчислень $Y(t)$ для збільшеної в 8 разів жорсткості опори порівняно з попереднім її значенням.

Таблиця 4 – Переміщення середини балки при $c = 8 \cdot 10^5$ Н/м

$10^2 t, \text{с}$	$10^2 Y^*, \text{м}$	$K = 5$	$K = 50$	$K = 1$	$K = 5$	$K = 50$
		$10^2 Y^{**}(t), \text{м}$		$10^2 Y_r(t), \text{м}$		
0,400	0,792	0,768	0,767	0,792	0,796	0,769
0,8165	1,138	1,112	1,112	1,138	1,121	1,121
1,633	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000
2,977	-1,874	-1,878	-1,878	-1,872	-1,866	-1,866
3,500	-1,536	-1,535	-1,535	-1,533	-1,548	-1,549

У цій таблиці, внаслідок збільшення жорсткості опори, більш чітко проявляється динамічний ефект несиметрії пружної характеристики. Відношення амплітуд прогинів балки над опорою, близьке до визначеного в наближеній формулі (11).

Висновки. Дослідження підтвердило, що при імпульсному навантаженні балки, дискретно підкріпленою пружною опорою, яка сприймає лише стискання (однобічна в'язь) максимальні прогини балки в напрямі дії імпульсу на зближення з опорою, можуть бути менші за амплітудні прогини у протилежному напрямі, при вільних коливаннях розвантаженої балки. Цей динамічний ефект є проявом несиметрії пружної характеристики коливальної системи.

Література: 1. Кохманюк С. С. Колебания многопролетных балок на упругих опорах при подвижной нагрузке / С. С. Кохманюк, А. П. Филиппов // Строительная механика и расчет сооружений. – 1965. – № 6. – С. 32-36. 2. Филиппов А. П. Динамическое воздействие подвижных нагрузок на стержни / А. П. Филиппов, С. С. Кохманюк. – Киев : Наукова думка, 1967. – 132 с. 3. Филиппов А. П. Колебания деформируемых систем / А. П. Филиппов. – Москва : Машиностроение, 1970. – 734 с. 4. Филиппов А. П. Деформирование элементов конструкций под действием ударных и импульсных нагрузок / А. П. Филиппов, С. С. Кохманюк, Е. Г. Янютин. – Киев : Наукова думка, 1978. – 183 с. 5. Кисилев В. А. Строительная механика / В. А. Кисилев. – Москва : Стройиздат, 1980. – 616 с. 6. Янютин Е. Г. Задачи импульсного деформирования элементов конструкций / Е. Г. Янютин, И. В. Янчевский, А. В. Воропай, А. С. Шарапата. – Харьков : ХНАДУ, 2004. – 392 с. 7. Сметанкина Н. В. Нестационарное деформирование, термоупругость и оптимизация многослойных пластин и цилиндрических оболочек / Н. В. Сметанкина. – Харьков : Міськдрук, 2011. – 376 с. 8. Ольшанский В. П. Колебания трехслойной балки-полосы при ударе / В. П. Ольшанский, А. П. Филиппов // Прикладная механика. – 1970. – Т. VI, № 12. – С. 92-96. 9. Ольшанский В. П. Колебания стержней и пластин при механическом ударе / В. П. Ольшанский, Л. Н. Тищенко, С. В. Ольшанский. – Харьков : Міськдрук, 2012. – 320 с.

Bibliography (transliterated): 1. Kokhmanyuk S. S. Oscillations of multi-span beams on elastic supports with a movable load / S. S. Kokhmanyuk, A. P. Filippov // Construction mechanics and calculation of structures. – 1965. – № 6. – Pp. 32-36. 2. Filippov A. P. Dynamic effect of moving loads on rods / A. P. Filippov, S. S. Kokhmanyuk. – Kiev : Naukova Dumka, 1967. – 132 s. 3. Filippov A. P. Oscillations of deformable systems / A. P. Filippov. – Moscow : Mechanical Engineering, 1970. – 734 s. 4. Filippov A. P. Deformation of structural elements under impact and impulse loads / A. P. Filippov, S. S. Kohmanuk, E. G. Yanutin. – Kiev : Naukova Dumka, 1978. – 183 s. 5. Kisilev V. A. Construction mechanics / V. A. Kisilev. – Moscow : Stroiizdat, 1980. – 616 p. 6. Yanyutin E. G. Problems of impulse deformation of structural elements / E. G. Yanutin, I. V. Yanchevskii, A. V. Voropai, A. S. Sharapata. – Kharkov : HNADU, 2004. – 392 s. 7. Smetankina N. V. Nonstationary deformation, thermoelasticity and optimization of multilayer plates and cylindrical shells / N. V. Smetankina. – Kharkov : Miskdruk, 2011. – 376 c. 8. Olshanskiy V. P. Oscillations of a three-layer beam-strip upon impact / S. V. Olshanskiy, A. P. Filippov // Applied Mechanics. – 1970. – T. VI, № 12. – Pp. 92-96. 9. Olshanskiy V. P. Oscillations of rods and plates during a mechanical shock / V. P. Olshanskiy, S. V. Olshanskiy, L. M. Tishchenko. – Kharkov : Miskdruk, 2012. – 320 s.

Ольшанський В.П., Ольшанський С.В.

ДЕФОРМУВАННЯ ІМПУЛЬСОМ БАЛКИ, ОДНОБІЧНО ПІДКРІПЛЕНОЇ ПРУЖНОЮ ОПОРОЮ

Розглянуто дію силового імпульсного навантаження на балку, дискретно підкріпленою пружною опорою. Передбачено відставання (відрив) балки від опори, яка під-

дана лише стисканню (за відсутності розтягу). Виділено два етапи деформування балки. На першому вона взаємодіє з опорою (однобічною в'яззю), а на другому – їх контакт відсутній. Переміщення розгорнуто в ряд синусів, що задовольняє умовам вільного опирання кінців балки. Визначення контактної реакції на пружній опорі зведено до інтегрального рівняння типу Вольтера. Побудовано його наближений аналітичний і числовий розв'язки. Показано, що амплітудне переміщення балки в бік стискання опори, куди спрямовано зовнішній силовий імпульс, менше ніж амплітудне переміщення розвантаженої балки в протилежному напрямі, при її вільних коливаннях, що властиво пружним системам з несиметричною силовою характеристикою. Досліджено вплив обчисленої кількості членів в часткових сумах рядів на точність числових результатів. Проаналізовано вплив різних чинників, зокрема жорсткості проміжної дискретної опори, на процес деформування балки.

Ольшанский В.П., Ольшанский С.В.

ДЕФОРМИРОВАНИЕ ИМПУЛЬСОМ БАЛКИ, ОДНОСТОРОННЕ ПОДКРЕПЛЕННОЙ УПРУГОЙ ОПОРОЙ

Рассмотрено силовое импульсное нагружение балки, дискретно подкрепленной упругой опорой. Предусмотрено отставание (отрыв) балки от опоры, которая подвергается лишь сжатию (без растяжения). Выделено два этапа деформирования балки. На первом она взаимодействует с опорой (односторонней связью), а на втором их контакт отсутствует. Прогибы балки разложено в ряд синусов, который удовлетворяет условиям свободного опирания концов балки. Определение контактной реакции на упругой опоре сведено к интегральному уравнению типа Вольтерра. Построено его приближенные аналитическое и численное решение. Показано, что амплитудное перемещение балки в сторону сжатия опоры, куда направлен внешний силовой импульс, меньше, нежели амплитудное перемещение разгруженной балки в противоположном направлении, при ее свободных колебаниях, что свойственно упругим системам с несимметричной силовой характеристикой. Исследовано влияние вычисленного количества членов в частичных суммах рядов на точность числовых результатов. Проанализировано влияние различных факторов, в частности жесткости промежуточной дискретной опоры, на процесс деформирования балки.

V. Olshanskiy, S. Olshanskiy

DEFORMATION BY A PULSE BEAM, ONE-SIDED ABOVE ELASTIC SUPPORT

The force impulse loading of a beam discretely supported by an elastic support is considered. There is a lag (separation) of the beam from the support, which is only compressed (without stretching). Two stages of deformation of the beam are identified. On the first, it interacts with the support (one-way communication), and on the second one there is no contact. The deflections of the beam are decomposed into a series of sines, which satisfies the conditions of free support of the ends of the beam. The determination of the contact reaction on the elastic support is reduced to an integral equation of Voltaire type. Its approximate analytical and numerical solution is constructed. It is shown that the amplitude displacement of the beam toward the compression of the support, where the external force pulse is directed, is smaller than the amplitude of the unloaded beam in the opposite direction, with its free oscillations, which is proper to elastic systems with asymmetric power characteristics. The effect of the calculated number of terms in partial sums of series on the accuracy of numerical results is investigated. The influence of various factors, in particular, the stiffness of the intermediate discrete support, on the deformation process of the beam is analyzed.

Динаміка та міцність машин

УДК 539.3

Ищенко О.А., Ткачук М.А., д-р техн. наук; Грабовський А.В., канд. техн. наук; Ткачук М.М., канд. техн. наук; Скріпченко Н.Б., канд. техн. наук; Мерецька К.О.

КОНТАКТНА ВЗАЄМОДІЯ ЕЛЕМЕНТІВ РОЗДІЛОВИХ ШТАМПІВ: МОДЕЛІ, ЗАКОНОМІРНОСТІ, КРИТЕРІЇ ПРОЕКТНИХ РІШЕНЬ

Вступ. Розвиток сучасного машинобудування неможливий без активного просування прогресивних технологій, обладнання, оснащення та інструменту. Зокрема, однією із домінуючих тенденцій є застосування технологій обробки матеріалів тиском. Дійсно, ці технології є за своєю природою надзвичайно ефективними, оскільки дають можливість істотно знижувати трудомісткість виготовлення деталей, підвищувати коефіцієнт використання матеріалу, а також у багатьох випадках обходитися без наступної механічної обробки, тобто одержувати готові деталі. У той же час одним із вузьких місць при впровадженні цих технологічних процесів є значна вартість технологічного оснащення та інструменту.

Зокрема, для листоштампувального виробництва це пов'язане, наприклад, із виготовленням штампів та ріжучих елементів. Вони повинні володіти високою точністю і стійкістю. З цією метою все більше застосування отримує переналагоджувана оснастка. Вона складається з основного блоку і змінного переналагоджуваного пакета, шляхом заміни якого можна перебудовуватися на виготовлення тієї чи іншої деталі. Цим самим підвищується оперативність і знижується вартість технологічної підготовки виробництва нових виробів, що особливо важливо в умовах превалюючих тенденцій зниження серійності машинобудівного виробництва. При цьому підвищені вимоги до точності та стійкості переналагоджуваних штампів вимагають розробки адекватних, точних і економічних (з точки зору використовуваних обчислювальних ресурсів) математичних і чисельних моделей та методів розрахунку проектно-технологічних параметрів проєктованих штампів за критеріями міцності та жорсткості з урахуванням множинного контакту їхніх елементів.

У той же час існуючі аналітичні та чисельні методики розрахунку елементів штампової оснастки далеко не повною мірою відповідають висунутим вимогам. Зокрема, найбільш відчутним їх недоліком є не зовсім коректне урахування крайових умов у областях спряження окремих елементів досліджуваних штампів, що призводить до істотних похибок у визначенні їх напружено-деформованого стану (НДС). У свою чергу, це призводить або до недостатньої міцності та жорсткості, стійкості та точності штампа, або до завищеної металоємності. Протиріччя, яке склалося між можливостями науки і потребами практики, формує актуальну і важливу науково-практичну задачу розробки нових, більш адекватних, точних і оперативних моделей та методів розрахунку проектно-технологічних параметрів елементів штампової оснастки (ЕШО) за критеріями забезпечення міцності і жорсткості. Розв'язання цієї задачі на прикладі штампів для вирубки-пробивання листового матеріалу складає напрямок досліджень, описаних у роботі.

Аналіз існуючих методів розрахунку напружено-деформованого стану та дослідження контактної взаємодії елементів штампового оснащення. Різні методи дослідження точнісних, жорсткісних, стійкісних, міцнісних характеристик елементів штампової оснастки наведені у роботах В.А. Тітова, І.С. Алієва, В.В. Драгобецького, О.Ф. Тарасова, О.Я. Мовшовича, Є.А. Фролова, Є.І. Заярненка та багатьох дослідників [1–14]. У той же час у цих роботах

© О.А. Іщенко, 2018

ключова компонента – контактна взаємодія – досліджена недостатньо повно. При цьому великий обсяг експериментальних даних не підкріплений чисельними дослідженнями. Це пояснюється недостатньо розвиненими засобами комп'ютерного моделювання, наявними у свій час у цих досліджень.

Певне уявлення про конструктивні особливості та розрахунок розділових штампів дає численна довідкова література, статті та дисертації [1–14]. Зокрема, як зазначається в [1, 9], на сьогоднішній день розроблена і впроваджена у виробництво система переналагоджуваних штампів, яка містить три основних типи конструкцій, що зберігають, однак, основний загальний принцип універсальності та варіативності: універсально-збірні переналагоджувані штампи (УЗПШ); спеціалізовані переналагоджувані штампи (СПШ); універсальні переналагоджувані штампи з механізованим кріпленням пакетів (УПШ-М).

У свій час в ДП «Харківський НДІ технології машинобудування» розроблені розділові переналагоджувані штампи різних габаритів. До комплекту універсально-збірних переналагоджуваних штампів входить один з семи типорозмірів розроблених універсальних блоків і десять відповідних переналагоджуваних пакетів багаторазового використання. Призначений для штампування деталей із листових матеріалів на підприємствах із багатонаменклатурним дрібносерійним і серійним характером виробництва. Закріплення інструменту в пакетах проводиться шляхом заливки посадочних частин пластмасами холодного затвердіння типу АСТ-Т з армуванням об'ємним металевим каркасом. Конструкція переналагоджуваних пакетів дає змогу легко діставати робочі елементи разом з пластмасовими держакми і замінювати їх новими, забезпечуючи багаторазове переналагоджування та використання пакета.

Аналіз результатів огляду літературних джерел дає підставу для наступних висновків.

1. Штампове оснащення є центральним елементом технологічної системи «прес – штамп – формуючі елементи – заготовка». Вона замикає на собі силові потоки у цій системі, має забезпечувати стійкість, міцність, жорсткість і точність виконання технологічних операцій. У зв'язку із цим необхідно визначати розрахунковим шляхом на перших етапах проектних розробок елементів штампової оснастки її НДС під дією зусиль штампування.

2. Аналіз розділових штампів для холоднолистового штампування дає можливість зробити висновок про те, що конструктивно вони складаються із набору контактуючих один з одним під дією зусиль штампування численних елементів блоків та пакетів. Для аналізу напружено-деформованого стану цих деталей штампів потрібно визначити контактний тиск, що діє між цими деталями, який, у свою чергу, залежить від НДС досліджуваних деталей. У результаті отримуємо пов'язану задачу про множинну контактну взаємодію та визначення НДС системи пружних деформівних тіл.

3. Серед усієї сукупності аналітичних і чисельних методів розв'язання задач про контактну взаємодію найбільш доцільним є поєднання можливостей методу скінченних елементів і узагальненого параметричного моделювання. Таке поєднання дає можливість інтегрувати різні параметри у математичну і чисельну модель НДС, зокрема, елементів штампового оснащення, а, відповідно, розв'язувати задачі синтезу, тобто обґрунтування проектно-технологічних параметрів за критеріями стійкості, міцності, жорсткості і точності виконання технологічних операцій штампування.

Як узагальнюючий можна зробити висновок про те, що на теперішній час задача розробки методів аналізу напружено-деформованого стану ЕШО із урахуванням контактної взаємодії та обґрунтування на цій основі раціональних проектно-технологічних рішень при проектних дослідженнях штампів вирішена не повною мірою.

Таким чином, проведений аналіз дав підстави зробити висновок про актуальність і важливість поставленої задачі та визначити завдання досліджень.

Метою роботи є створення удосконалених методів розрахунку міцнісних і жорсткісних характеристик елементів штампової оснастки для обґрунтування їх проектно-

технологічних параметрів за критеріями міцності, жорсткості, стійкості та точності виконання технологічних операцій.

Це передбачає, в свою чергу, вирішення наступних завдань: проведення огляду сучасного стану методів розрахунку штампової оснастки, проектно-технологічних рішень на прикладі розділових штампів (РШ); розробка вдосконаленої математичної моделі НДС елементів РШ з урахуванням множинної контактної взаємодії, а також інтеграція у неї варійованих і контрольованих параметрів, створення удосконалених чисельних моделей НДС контактуючих елементів досліджуваних штампів для розділових операцій на основі розробленої математичної моделі; розв'язання прикладних задач дослідження впливу конструктивних і технологічних параметрів на міцність і жорсткість елементів штампової оснастки, аналіз та узагальнення виявлених фізичних особливостей у розподілі компонент НДС; розрахунково-експериментальні дослідження НДС і контактної взаємодії елементів розділових штампів та розробка обґрунтованих рекомендацій щодо вибору конструктивних і технологічних параметрів штампів.

Математична модель напружено-деформованого стану елементів штампової оснастки. У загальному вигляді задача дослідження міцності, стійкісних, жорсткісних і точнісних характеристик ЕШО виливається в систему диференціальних рівнянь, що утворюють початково-крайову задачу. Система розв'язувальних співвідношень може бути подана у операторному вигляді:

$$L(u, \sigma, p, f, t) = 0. \quad (1)$$

Тут L – оператор початково-крайової задачі, u, σ – вектор переміщень і тензор напружень елементів штампового оснащення, f – масив зовнішніх навантажень, t – час, а p – масив узагальнених параметрів; саме вони визначають варіативність геометричної форми, розмірів, властивостей матеріалу ЕШО, саме завдяки їм вдається проводити різноманітні дослідження для обґрунтування раціональних параметрів РШ.

У розгорненому вигляді співвідношення для визначення НДС ЕШО мають вигляд:

$$\varepsilon_{ij} = 1/2(u_{i,j} + u_{j,i} + u_{i,k} \cdot u_{k,i}), \quad \sigma_{ij,j} + F_i = 0, \quad \sigma_{ij} = C_{ijkl} \varepsilon_{kl}. \quad (2)$$

Тут $*,_i = \partial */ \partial x_i$ – похідна за координатою x_i , $r = \{x_1, x_2, x_3\}^T$ – радіус-вектор точок, утворений набором декартових координат x_1, x_2, x_3 ; u_i , ε_{ij} , σ_{ij} – компоненти вектора переміщень точок досліджуваних об'єктів, тензорів деформацій і напружень відповідно, C_{ijkl} – тензор модулів пружності матеріалів, з яких складаються досліджувані елементи, F_i – компоненти об'ємного навантаження; індекси $i, j, k, l = 1, 2, 3$ (при їх повторенні у виразі діє правило підсумовування за цим індексом).

На відміну від класичних, є крайові умови на поверхнях S_C (з номерами s та g) можливого контакту із зазорами δ_{sg} :

$$\left(u_i^{(s)} n_i^{(s)} + u_k^{(g)} n_k^{(g)} \right) \Big|_{S_C} \leq \delta_{sg}. \quad (3)$$

Ці умови, на відміну від традиційних, мають вигляд нерівностей. Це відразу ж перетворює задачу у нелінійну. При її розв'язанні необхідно визначати і зони контакту, і контактний тиск

$$q = q(r) \Big|_{S_C} \geq 0. \quad (4)$$

Якраз у цьому – основна складність її розв'язання.

Особливістю ЕШО є наявність множинного контакту на поверхнях узгодженої форми, зокрема, на плоских поверхнях. З урахуванням нелінійності задачі (1–4), а також варіативності технічних рішень штампів, приходимо до оперування із величезним масивом скла-

дних задач. Відповідно, різко зростають вимоги до часу і обчислювальних ресурсів. У той же час ці дослідження потрібно проводити оперативно. У результаті стикаємося з центральним протиріччям методологічного плану.

Для розв'язання цієї суперечності були проведені теоретичні розробки у двох напрямках. Перший відноситься до поведінки розв'язку варіаційної задачі. Дійсно, розглянувши задачу мінімізації функціонала повної внутрішньої енергії

$$I(v) = \frac{1}{2} \sum_s \int_{(\Omega_s)} \sigma_{ij}^{(s)} \cdot \varepsilon_{ij}^{(s)} d\Omega - \sum_s \int_{(S_\sigma^{(s)})} \hat{\sigma}_i u_i dS - \sum_s \int_{(S_C)} \sigma_{sj} \cdot v_j \cdot u_s dS \quad (5)$$

на множині

$$K \in \left\{ v^{(s)} : \left(v_i^{(s)} n_i^{(s)} + v_k^{(g)} n_k^{(g)} \right) \Big|_{S_{sg}} \leq \delta_{sg} \right\}, \quad (6)$$

що задається лінійними обмеженнями (3) при нульових δ_{sg} , можна прийти до наступного висновку: якщо за якимось параметром досягається безумовний мінімум, то він зміститься в

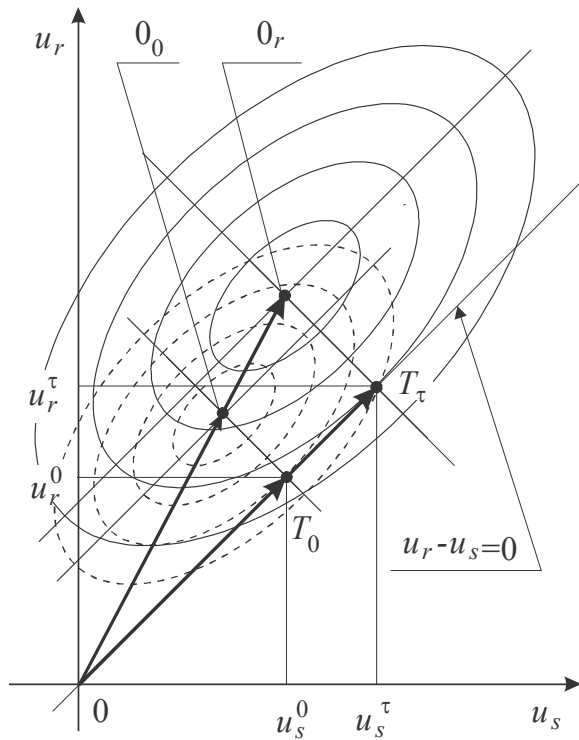


Рисунок 1 – Лінії рівня функції I в перерізі $u_r - u_s$

k раз при зміні зусилля штампування в k раз; якщо ж ми потрапили на обмеження за якимось параметром, то ми там і залишимося, теж змістившись в k разів порівняно із початковим значенням (рис. 1). Таким чином, отримуємо, що з ростом зусиль штампування зона контакту не змінюється, закон розподілу контактного тиску залишається стабільним, а компоненти НДС прямо йому пропорційні. Це дуже важливий результат, тому що дає можливість різко скоротити обсяги чисельних досліджень при збереженні їхньої точності.

Другий напрямок відноситься до часового розподілу компонент НДС. Дійсно, процес штампування за самою своєю суттю є динамічним. Для визначення значущості вкладу інерційних елементів необхідно зіставити частоту збурення від $P_{шт}$ із власними частотами коливань ЕШО. Для цього, відштовхуючись від скінченно-елементного формулювання

$$M\ddot{\mathbf{X}} + C\mathbf{X} = 0, \quad (7)$$

де M , C – матриця мас і жорсткості, а $\mathbf{X}$ – вектор вузлових змінних, що описує стан досліджуваного об'єкта, слід розв'язати задачу про власні частоти ω_i та власні форми коливань λ_i :

$$(C - \omega^2 M) \lambda = 0, \quad \text{Det}(C - \omega^2 M) = 0. \quad (8)$$

Як показали результати подальших чисельних експериментів, частота збудження від кривошипно-шатунних пресів на порядки нижча власних частот коливань базових плит, блоків і штампів у зборі $\nu = 1/T \ll \nu_1 = 1/T_1$. Таким чином, обґрунтовується квазістатична постановка задачі. У результаті запропоновано теоретичні основи аналізу НДС ЕШО із урахуванням не одиничного, а множинного контакту для забезпечення необхідних характеристик міцності, жор-

сткісних, стійкісних і точнісних характеристик РПШ.

Створені математичні моделі знайшли свою реалізацію у вигляді спеціалізованого програмно-модельного комплексу (СПМК), представленого на рис. 2. Він з'єднує, з одного боку, спеціальні модулі, а з іншого, – універсальні пакети типу SolidWorks, Creo, ANSYS.

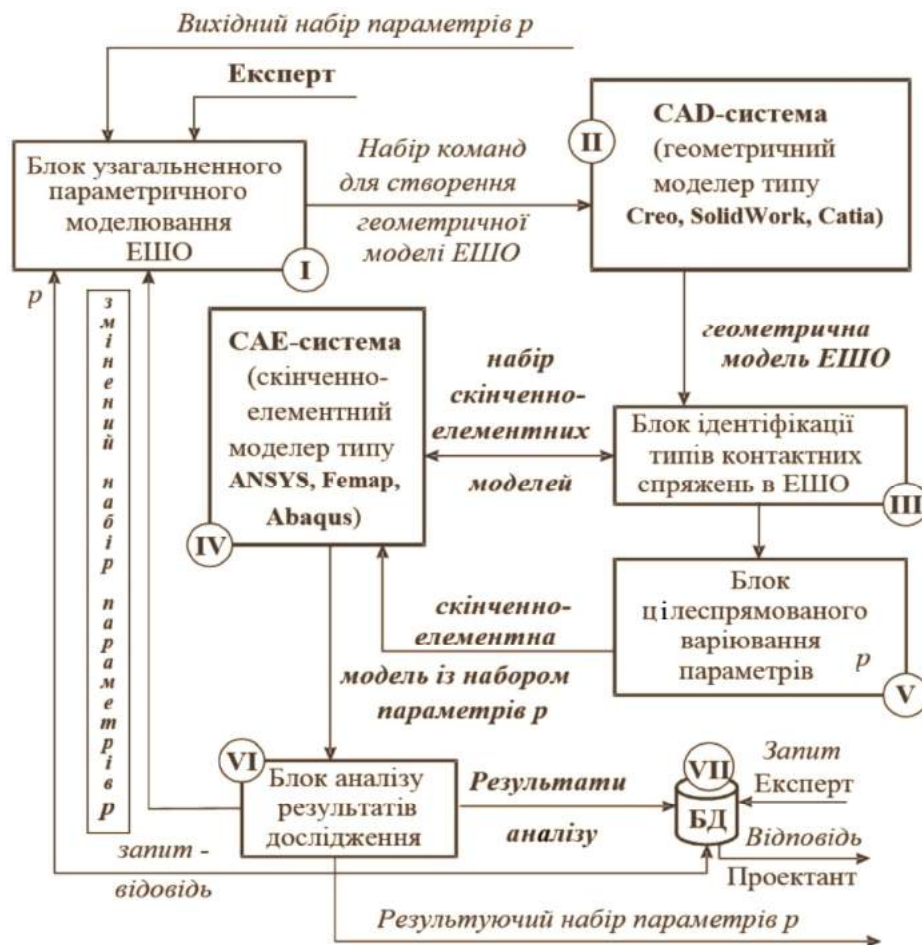


Рисунок 2 – Структура СПМК для дослідження НДС ЕШО із урахуванням контактної взаємодії

Результати розв'язання прикладних задач. У першу чергу були досліджені власні частоти (ВЧК) і власні форми коливаний (ВФК) нижніх базових плит, а також блоків РПШ у зборі. Зіставлення спектрів ВЧК і ВФК (рис. 3, 4) з частотою навантаження і видом навантаження однозначно підтверджує можливість і правомірність квазістатичної постановки задачі аналізу НДС ЕШО.

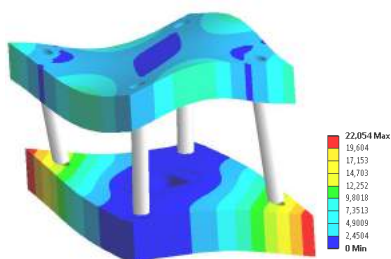
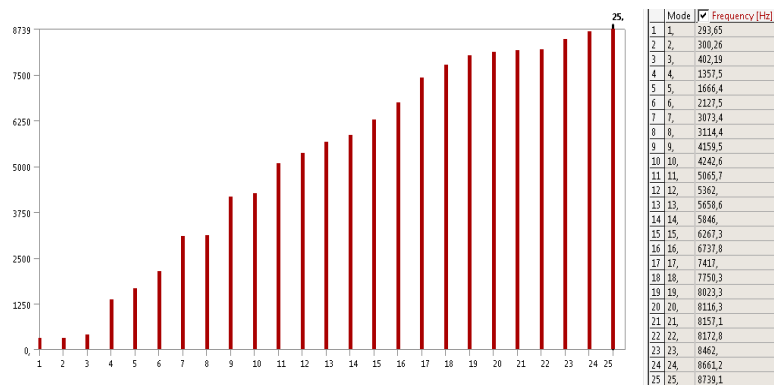


Рисунок 3 – Приклад ВФК блока штампа із частотою 4,24 кГц (Shell-конструктиви)



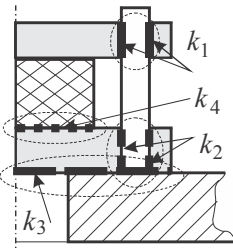
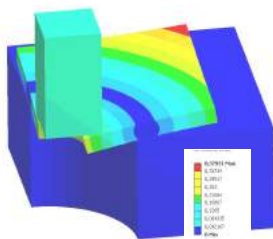
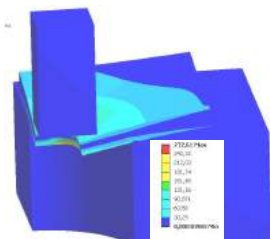


Рисунок 5 – Елементи досліджуваної технологічної системи та відповідні характерні зони контактної взаємодії

Далі були розв'язані задачі про контактну взаємодію ЕШО у різних постановках (рис. 5). Зокрема, досліджено вплив товщини нижньої базової плити та діаметра провального отвору у підштамповій плиті преса на контактний тиск, напруження і переміщення. Встановлено такі закономірності (рис. 6–8): напруження в елементах цієї підсистеми концентруються в зонах їх механічного контакту; напруження і контактний тиск розподіляються на площах контактного сполучення нерівномірно; інтегральні залежності характеристик НДС від варійованих параметрів (у цьому випадку – товщина базової плити і діаметр провального отвору) відповідають «гіперболічному» характеру поведінки (рис. 8, різке зростання при убаванні обсягу матеріалу деталі нижче певної межі, практично незмінна величина – при зростанні цього обсягу вище деякої іншої межі та плавну зміну у перехідному діапазоні). Також встановлено особливості контактної взаємодії напрямних колонок із запресовкою та із заливкою епоксидним компаундом в отвір у нижній базової плиті (рис. 9).



розподіл повних переміщень

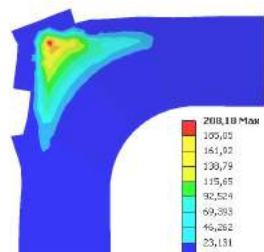


еквівалентні напруження за Мізесом

Рисунок 6 – Результати дослідження НДС елементів штамп



розподіл контактних зон



розподіл контактного тиску

Рисунок 7 – Результати дослідження НДС елементів штамп у сполученні змінного пакету та базової плити

Рисунок 9 – Моделі взаємодії направляючої колонки з нижньою базовою плитою штамп: а – геометрична, б – скінченно-елементна

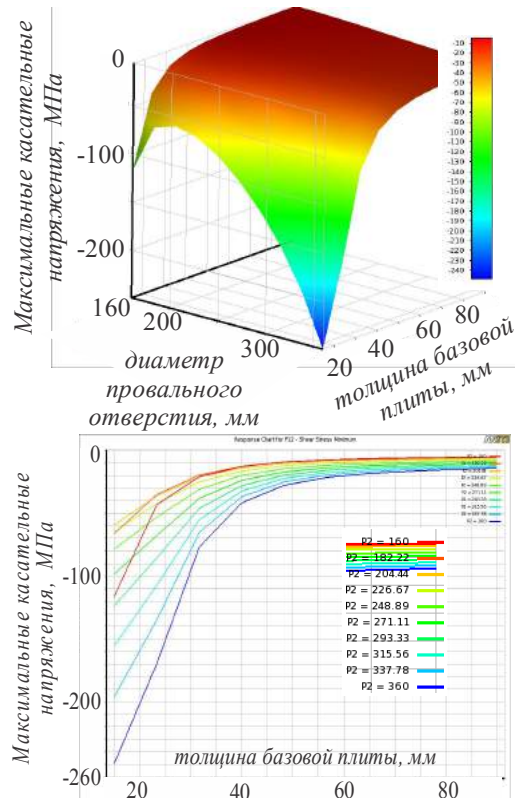
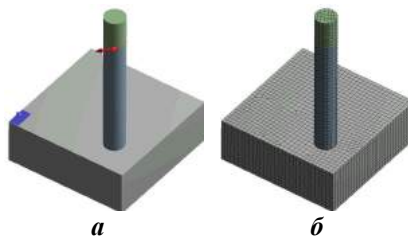


Рисунок 8 – Залежності характеристик НДС від варійованих параметрів: зміна мінімальних (максимальних за величиною) дотичних напружень у базовій плиті штамп

Як видно з представлених графіків і розподілів (рис. 10, 11), для випадку запресовки спостерігаються такі закономірності: найбільш навантаженими від горизонтальних зусиль зонами є області, що примикають до з'єднання колонок з плитами;

контактний тиск у сполученні «колонка – плита» розподіляється нерівномірно, і чим менше натяг, тим більше ця нерівномірність; для випадку з'єднання епоксидною смолою: напруження у цьому випадку набагато нижчі, ніж у разі посадки колонок із натягом; переміщення колонок від дії горизонтальних зусиль вищі, ніж у разі посадки колонок з натягом; розподіл напружень у шарі клейового компаунда після полімеризації та прикладання навантаження у разі посадки колонок з натягом нерівномірний за висотою; незважаючи на більш низький рівень напружень, слід урахувати також і більш низький рівень механічних характеристик матеріалу клейового шару порівняно з властивостями металу, з якого виготовлені колонка і плита; залежності інтегральних характеристик НДС дослідженої підсистеми від усіх змінних параметрів носять приблизно лінійний характер.

На завершення на більш докладній моделі напружено-деформованого стану блоку РПШ досліджено в комплексі поведінку штамп у зборі (рис. 12).

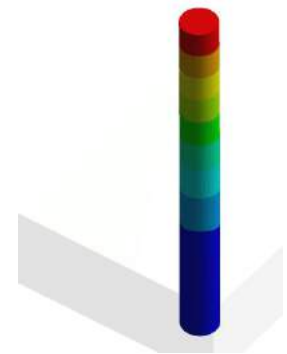


Рисунок 10 – Розподіл повних переміщень у колонці штамп

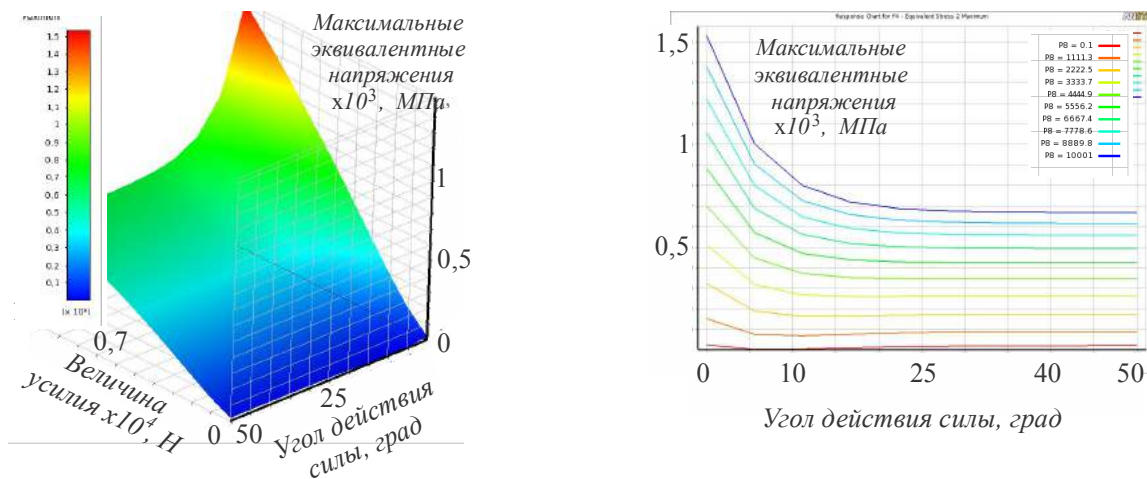


Рисунок 11 – Залежність максимальних еквівалентних напружень від параметрів p_1, p_2

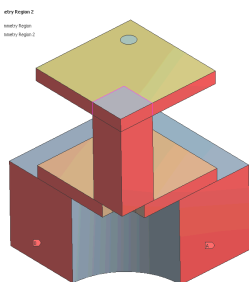


Рисунок 12 – Розділовий штамп: геометрична модель

Як впливає з аналізу отриманих результатів, напружено-деформований стан цієї підсистеми має ті ж особливості, що були встановлені на частинних моделях. Дійсно, підтверджені закономірності (рис. 13), а саме щодо істотно нерівномірного розподілу контактного тиску у сполученнях елементів штампового оснащення, цілком і повністю підтверджуються. Те ж можна сказати і про розподіл повних переміщень, еквівалентних напружень за Мізесом (рис. 14–17).

З усієї системи можна виокремити картини напружено-деформованого стану окремих елементів (див. рис. 13–17). Вони також дають підставу підтвердити прогнозовані особливості НДС, обґрунтовані на частинних моделях: про концентрацію напружень у зонах контактної взаємодії окремих ЕШО та про значні рівні пружних переміщень. На рис. 18 наведені отримані інтегральні залежності. Видно, що із задовільною для практики точністю (похибка становить близько 2,5%) відзначена властивість контактного тиску дотримується.

Таким чином, можна зробити висновок, що якісну картину розподілу компонент напружено-деформованого стану можна проаналізувати за результатами дослідження більш повної моделі штамп, у той же час як кількісні залежності характеристик НДС від варійованих параметрів можна визначати за результатами розрахунку із застосуванням частинних

моделей, що менш громіздкі, а, значить, – і вимагають менше обчислювальних витрат на комп'ютерне моделювання. У результаті забезпечується збалансування отриманих результатів і складності створюваних моделей.

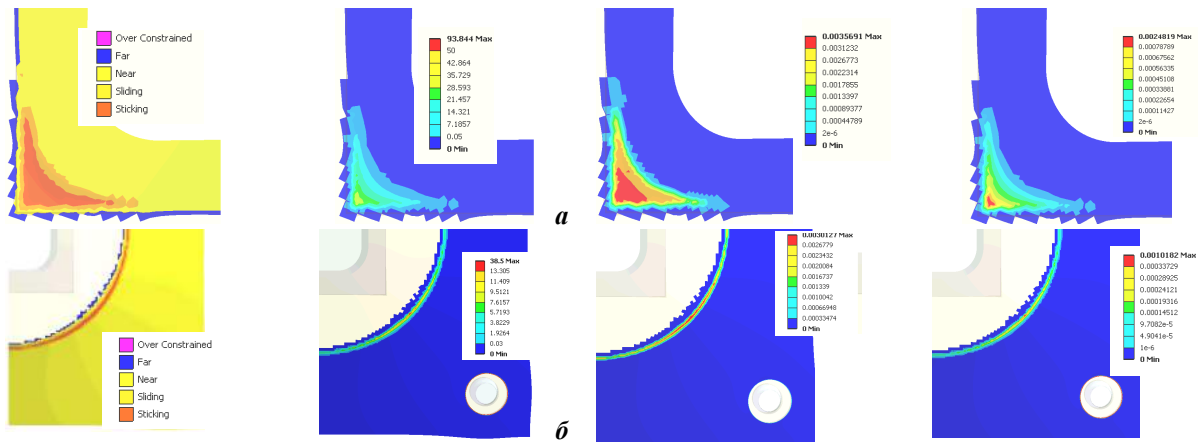


Рисунок 13 – Картини розподілу контактного тиску у зонах: *a* – k_4 , *б* – k_3 ($P_{шт} = 10$ кН) (див. рис. 5)

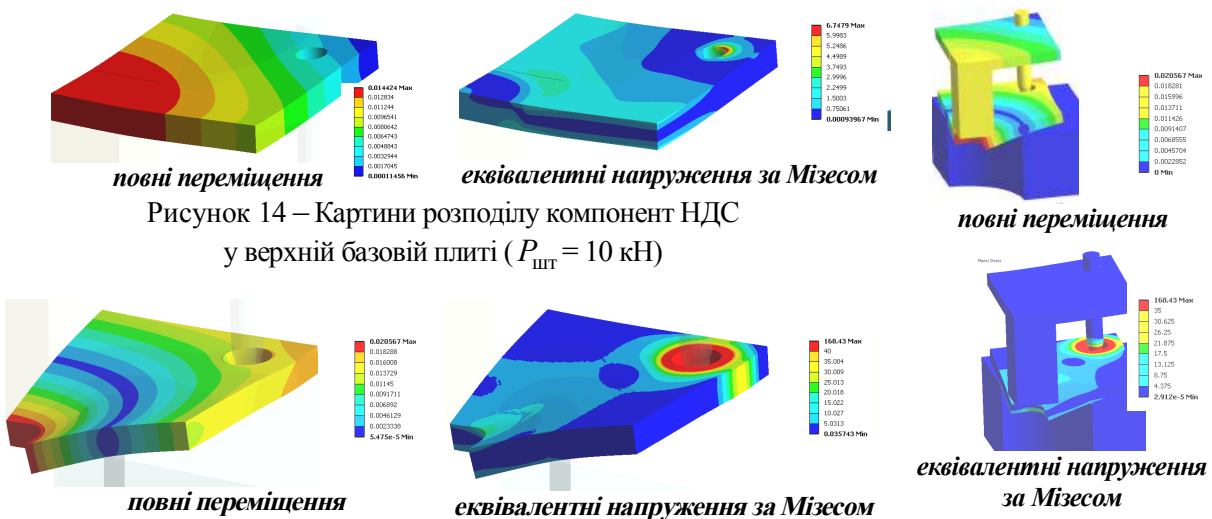


Рисунок 14 – Картини розподілу компонент НДС у верхній базовій плиті ($P_{шт} = 10$ кН)

повні переміщення

Рисунок 16 – Картини розподілу компонент НДС у нижній базовій плиті ($P_{шт} = 10$ кН)

Рисунок 15 – Картини розподілу компонент НДС ($P_{шт} = 10$ кН)

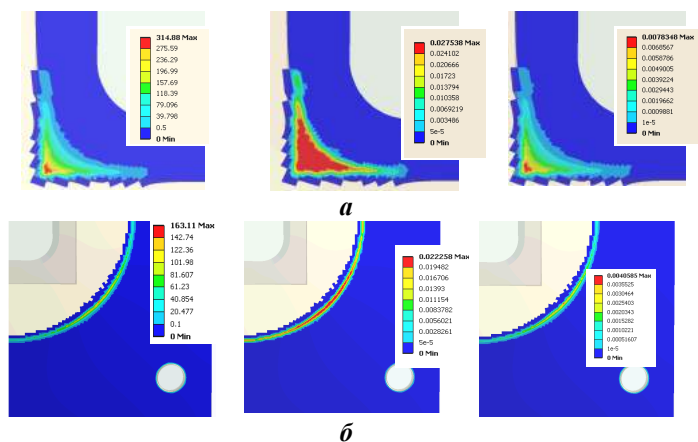


Рисунок 17 – Картини розподілу контактного тиску у зонах: *a* – k_4 , *б* – k_3 ($P_{шт} = 100$ кН)

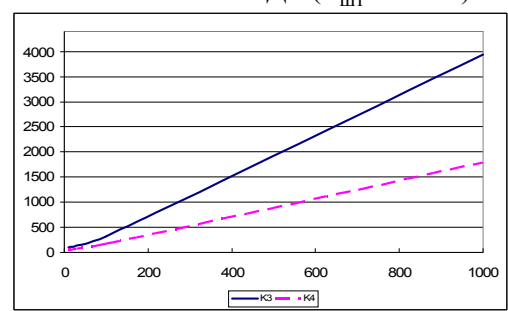


Рисунок 18 – Залежність максимальних контактного тиску (кПа) у сполученнях від величини зусилля штампування (кН) у зонах k_4 , k_3 (див. рис. 5)

Результати експериментальних досліджень. Для обґрунтування точності одержуваних чисельно результатів дослідження напружено-деформованого стану елементів технологічної оснастки вони були зіставлені із даними експериментальних досліджень. При цьому були використані як дані, отримані іншими дослідниками, так і одержувані у ході самостійно проведених експериментів результати. Зокрема, були залучені результати досліджень напружено-деформованого стану базових плит методом спекл-голографічної інтерферометрії, тензометрії і контактних відбитків. Із зіставлення чисельно і експериментально отриманих результатів випливає, що вони знаходяться у повній якісній та задовільній кількісній відповідності (рис. 19, 20). Похибка становить 10-15%.



Рисунок 19 – Загальний вигляд стенду

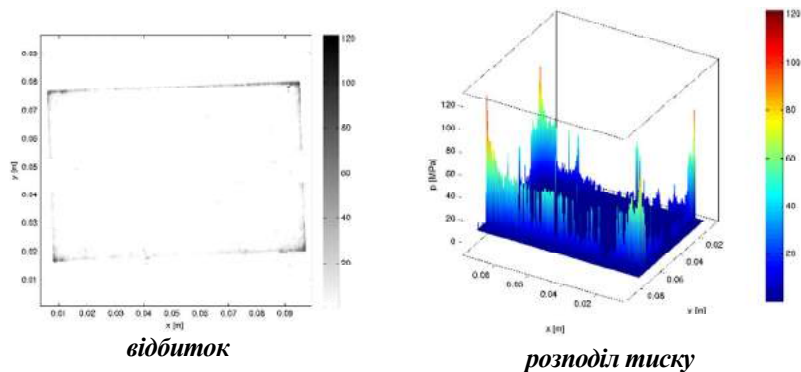


Рисунок 20 – Результати дослідження взаємодії макета пакета із базовою плитою (HSMS плівка):
площа поверхні – 358.08 мм², $P = 5938.11$ Н, $p_{\max} = 121.21$ МПа

Таким чином, можна зробити висновок, що чисельні результати, отримані із застосуванням створених і описаних у дисертаційній роботі скінченно-елементних моделей, знаходяться у задовільній відповідності до експериментально отриманих даних, причому як у ході власних, так і у ході випробувань, проведених іншими дослідниками.

Аналіз результатів досліджень. Отримані результати служать як основа при обґрунтуванні раціональних проектно-технологічних рішень розділових штампів.

Що стосується вимог до стійкості, міцності, жорсткості і точності виконання технологічних операцій, то вони безпосередньо залежать:

– стійкість і міцність – від рівня напружень в основних, найбільш навантажених елементах штампового оснащення $\sigma_3^{\max} \leq [\sigma]$,

– жорсткість і точність штампування – від рівня переміщень і поворотів ЕШО $w_{\max} \leq [w]$; $w'_{\max} \leq [w']$.

Перевагою цього підходу (порівняно із відомими), є висока оперативність і точність, що дуже цінно в умовах стислих термінів і обмежених матеріальних ресурсів при проектуванні технологічної оснастки для штампування деталей на підприємствах в умовах низької серійності виробів і швидкої зміни їхньої номенклатури.

Таким чином, розроблено новий підхід до забезпечення точності та стійкості виконання технологічних операцій вирубування-пробивання за рахунок створення більш адекватних, точних і оперативних методів розрахунку НДС елементів РШ, а також їх удосконалення моделей із урахуванням впливу множинної контактної взаємодії. При цьому отримані наступні результати.

1. Розроблена більш досконала комплексна математична модель НДС елементів штампового оснащення з урахуванням множинної контактної взаємодії, що відрізняється від раніше розроблених тим, що в неї безпосередньо інтегровані, з одного боку, варійовані проектно-

технологічні параметри штампів, а з іншого, – контрольовані міцнісні та жорсткісні характеристики; це дає можливість, на відміну від традиційних методик, шляхом багатоваріантних розрахункових досліджень визначати їх взаємозалежність, а, відповідно, безпосередньо обґрунтовувати раціональні технічні рішення при проектуванні штампів для розділових операцій.

2. Вперше встановлено, що при багатоконтактному сполученні набору елементів РШ, що є багатошаровою конструкцією, зони контактної взаємодії і розподілу контактного тиску практично не змінюються при збільшенні зусиль штампування, а розподіли і максимальні значення контактного тиску практично лінійно залежать від діючих зусиль штампування.

3. За результатами чисельних досліджень НДС елементів розділових штампів установлені уточнені залежності їх міцнісних і жорсткісних характеристик від проектно-технологічних параметрів. Зокрема, виявлено, що варіювання товщини та діаметру провального отвору призводить до різкого збільшення напружень і переміщень точок базових плит при зменшенні об'єму матеріалу плити порівняно з номінальними раціональними значеннями і до незначного падіння – при істотному його зростанні. У зв'язку з цим доцільно вибирати проектні параметри елементів штампів у зоні переходу залежностей напружень і переміщень від варіюваних параметрів від практично горизонтальних ділянок до ділянок підйому.

4. Виявлено, що для реального діапазону варіювання проектних параметрів елементів штампового оснащення нижні власні частоти коливань набагато вищі від частот дії змушуючих зусиль. У результаті встановлена можливість квазістатичної постановки задачі визначення НДС елементів штампового оснащення, що знайшло своє експериментальне підтвердження. Це надає можливість різко інтенсифікувати процес чисельних досліджень при варіюванні номенклатури штампованих деталей. Замість множини розрахункових варіантів на етапі проектування досить один раз розв'язати задачу визначення напружено-деформованого стану ЕШО, а потім поширити отримані результати на множину штампованих деталей шляхом використання лінійної залежності від зусилля штампівки.

5. Вперше встановлено, що при фіксації напрямних колонок і втулок у базових плитах переналагоджуваних штампів за допомогою полімерних компаундів у тонких з'єднувальних шарах, які утворюються при дії експлуатаційних навантажень, реалізується складний напружений стан з різкими градієнтами напружень; у зв'язку з цим критичні значення експлуатаційних навантажень у 2,0-2,5 рази нижче, ніж визначаються за спрощеним аналітичними виразами, або приблизно на рівні, який визначається дослідним шляхом, наприклад, при випресовці закріплених елементів із посадочних отворів плит.

Отримані результати служать основою для створення спеціалізованої комплексної бази даних, де збирається інформація про дослідження НДС елементів штампового оснащення при різних проектно-технологічних параметрах. Це дає можливість оперативно обґрунтувати основні параметри при проектуванні штампів із забезпеченням необхідної точності й стійкості при виконанні технологічних операцій. Крім того, розроблена структура СПМК, який володіє можливістю проводити уточнений аналіз НДС елементів штампів (перевірочний розрахунок) на заключних етапах проектних розробок. Цим самим скорочується обсяг доводочних робіт, а, відповідно, вартість проектування та виготовлення штампового оснащення в цілому.

Висновки. Робота містить опис розв'язання актуальної та важливої для машинобудування, зокрема, стосовно процесів та машин обробки тиском, науково-технічної задачі розробки методів забезпечення характеристик розділових штампів на основі дослідження міцності та жорсткості їхніх елементів на стані проектних досліджень. Розв'язано низку задач та отримані на цій основі нові наукові результати, які дають підставу для наступних висновків.

1. На основі системного підходу виділено технологічні системи різного рівня складності, елементи яких із застосуванням та адаптацією методу параметричного моделювання набувають властивості варіативності проектно-технологічних параметрів,

що, на відміну від традиційних підходів, дає можливість ставити і розв'язувати задачі їх обґрунтування за критеріями забезпечення експлуатаційних характеристик.

2. Для дослідження НДС ЕШО розроблена комплексна математична модель, яка, на відміну від відомих, дає можливість враховувати множинну контактну взаємодію елементів досліджуваних технологічних систем. Крім того, у цю модель інтегрована технологія параметричного моделювання, що дає можливість розв'язувати задачі синтезу на основі більш достовірних нелінійних задач аналізу.

3. Розроблена комплексна модель отримала програмну реалізацію у СПМК, який, на відміну від традиційних засобів комп'ютерного моделювання, надає можливості вирішення не лише одиничних задач аналізу, але й цілих їх серій у автоматизованому режимі. Крім того, забезпечується також відсутня у традиційних комп'ютерних пакетах можливість послідовного ускладнення («наращення» складу і структури) рівня розрахункових моделей. Це створює можливість аналізу ступеня достовірності та області застосування закономірностей, установлених на моделях нижнього рівня: у разі якісного та кількісного «успадкування» результатів розрахунку при застосуванні моделі верхнього рівня забезпечується висока ступінь достовірності та широка область застосування. В іншому випадку цикл ускладнення моделей повторюється. Зокрема, на моделі верхнього рівня (що містить нижню та верхню базові плити, пакет, напрямні колонки і підштампову плиту преса) підтверджені закономірності впливу рівня зусиль штампування, а також конструктивних параметрів на контактний тиск та контактні площадки, на рівень напружень і переміщень та на динамічні характеристики елементів і штампів в цілому.

4. На основі аналізу спектру частот коливань елементів РШ обґрунтовано можливість квазістатичної постановки задачі аналізу НДС ЕШО. Крім того, для системи контактуючих за узгодженими поверхнями елементів розділових штампів установлена справедливості лінійної залежності рівня контактного тиску від зусилля штампування та практично незмінності площадки контакту при їх зміні. Установлені закономірності дають можливість, на відміну від традиційних підходів, проводити не одиничне розв'язання задач аналізу НДС, а групове – для цілої серії матеріалів, товщин та параметрів штампованих деталей.

5. Шляхом розв'язання низки прикладних задач контактної взаємодії ЕШО встановлені закономірності впливу множини варійованих параметрів на їхню міцність, жорсткість, точність і стійкість, що дає можливість розробляти рекомендації з обґрунтування раціональних технічних рішень при проектуванні та виготовленні штампів для розділових операцій холоднолистового штампування. Зокрема, виявлено «гіперболічний» за характером вплив конструктивних параметрів елементів розділових штампів на характеристики НДС. Так, при зміні товщини нижньої базової плити, розмірів змінного пакета або діаметра провального отвору у підштамповій плиті преса напруження та переміщення точок елементів штампів при зміні їхньої маси порівняно з раціональним рівнем або різко зростають (у разі зменшення), або практично не змінюються (у разі збільшення). З іншого боку, технічні параметри (фізико-механічні властивості штампованого матеріалу, фіксуємого матеріалу для заливки напрямних колонок або величини натягу при посадці напрямних колонок) впливають на рівень напружень та переміщень в елементах штампа практично за лінійною залежністю. Установлені залежності, отримані в ході багатоваріантних розрахункових досліджень, що накопичуються в спеціалізованих базах даних, є основою для прийняття проектно-технологічних рішень для розділових штампів.

6. Експериментальні дослідження в цілому підтверджують установлені розрахунковим шляхом закономірності та отримані результати. Отримана повна якісна та задовільна кількісна відповідність даних розрахунків і експериментів. Похибка за

розрахунками контактного тиску, напружень і переміщень знаходиться на рівні 10-15%. При цьому спостерігається повна відповідність тенденцій зміни компонент НДС при варіюванні проектно-технологічних параметрів досліджених штампів.

Запропоновані в роботі підходи, розроблені моделі, встановлені закономірності можуть бути використані в ході наукових досліджень, а також проектних розробок і виготовлення розділових штампів для листоштампувального виробництва з високими експлуатаційними характеристиками стійкості та точності та при забезпеченні їх міцності та жорсткості.

Литература: 1. Заярненко Е. И. Разработка математических моделей и расчеты на прочность разделительных переналаживаемых штампов: дисс... доктора. техн. наук: спец. 01.02.06 и 05.03.05 / Заярненко Евгений Иванович. – Харьков, 1992. – 280 с. 2. Евстратов В.А. Теория обработки металлов давлением / В. А. Евстратов. – Харьков: Вища школа, 1981. – 248 с. 3. Островский В. П. Справочник конструктора по холодной штамповке / В. П. Островский. – М. : Машигиз, 1957. – 287 с. 4. Романовский В. П. Справочник по холодной штамповке / В. П. Романовский. – Л. : Машиностроение, 1979. – 520 с. 5. Попов Е. А. Основы теории листовой штамповки / Е. А. Попов. – М. : Машиностроение, 1968. – 283 с. 6. Каргин Б. С. Исследование напряженно-деформированного состояния в зоне прижимного кольца при штамповке детали «днище» / Каргин Б. С., Липчанский А. А. // Обработка материалов давлением. – Краматорск: ДДМА, 2014. – № 2 (39). – С. 129-133. 7. Фролов Е. А. Экспериментальное исследование напряженного состояния блоков универсально-сборных переналаживаемых штампов методом голографической интерферометрии / Фролов Е. А., Азарков В. В., Корнеев С. В. // Обработка материалов давлением. – 2012. – № 3 (32). С. 218-223. 8. Короткий С. О. Удосконалення процесів одержання листових деталей з буртом на основі використання способу сполученого формування-пробивання: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук: спец. 05.03.05 «Процеси та машини обробки тиском» / Короткий С. О. –Краматорськ, 2010. – 20 с. 9. Дьоміна Н.А. Удосконалення методів розрахунку елементів штампового оснащення на основі аналізу їх напружено-деформованого стану: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук: спец. 05.03.05 «Процеси та машини обробки тиском» / Н. А. Дьоміна –Харків, 2011. – 20 с. 10. Исследование точности изготовления и сборки блоков специализированных переналаживаемых штампов для гибки деталей / Мовшович А. Я., Жолткевич Н. Д., Резниченко Н. К., Кочергин Ю. А., Буденный М. М. // Вестник НТУ «ХПИ». – 2010. – 43. – С. 135– 140. 11. Фролов Е. А. Разработка математических моделей силового взаимодействия базовых элементов универсально-сборных штампов / Е. А. Фролов, А. Я. Мовшович, В. В. Азарков // Открытые информационные и компьютерные интегрированные технологии. – 2011. – № 49. – С. 208–215. 12. Мовшович А. Я. Конструкции и технологические возможности специализированных гибочных штампов // Вісник Національного технічного університету України «Київський політехнічний інститут». Серія «Машинобудування». – № 60. – С. 250–254. 13. Тарасов А. Ф. Влияние конструкции штампа на деформацию элементов штампового блока и рабочего инструмента штампа / А. Ф. Тарасов, С. А. Короткий // Кузнечно-штамповочное производство. – 2006. – № 2. – С. 34–37. 14. Корнилова А. В. Разработка методов обеспечения долговечности силовых деталей кузнечно-прессовых машин и инструмента: дисс... доктора техн. наук: спец. 05.03.05 / Корнилова Анна Владимировна. – Москва, 2009. – 314 с.

Bibliography (transliterated): 1. Zayarnenko E. I. Razrabotka matematicheskikh modelej i raschety na prochnost' razdelitel'nyh perenalazhivaemyh shtampov: diss... doktora. tekhn. nauk: spec. 01.02.06 i 05.03.05 / Zayarnenko Evgenij Ivanovich. – Har'kov, 1992. – 280 s. 2. Evstratov V.A. Teoriya obrabotki metallov davleniem / V. A. Evstratov. – Har'kov: Vishcha shkola, 1981. – 248 s. 3. Ostrovskij V. P. Spravochnik konstruktora po holodnoj shtampovke / V. P. Ostrovskij. – M. : Mashgiz, 1957. – 287 s. 4. Romanovskij V. P. Spravochnik po holodnoj shtampovke / V. P. Romanovskij. – L. : Mashinostroenie, 1979. – 520 s. 5. Popov E. A. Osnovy teorii listovoj shtampovki / E. A. Popov. – M. : Mashinostroenie, 1968. – 283 s. 6. Kargin B. S. Issledovanie napryazhenno-deformirovannogo sostoyaniya v zone prizhimmogo kol'ca pri shtampovke detali "dnishche" / Kargin B. S., Lipchanskij A. A. // Obrabotka materialov davleniem. – Kramatorsk: DDMA, 2014. – № 2 (39). – S. 129-133. 7. Frolov E. A. EHksperimental'noe issledovanie napryazhennogo sostoyaniya blokov universal'no-sbornykh perenalazhivaemyh shtampov metodom golograficheskoy interferometrii / Frolov E. A., Agarkov V. V., Korneev S. V. // Obrabotka materialov davleniem. – 2012. – № 3 (32). S. 218-223. 8. Korotkij S. O.

Udoskonalennya procesiv oderzhannya listovih detalej z burtom na osnovi vikoristannya sposobu spoluchеного formuvannya-probivannya: avtoref. dis. na здобуття наук. ступеня канд. техн. наук: spec. 05.03.05 "Procesi ta mashini obrobki tiskom" / Korotkij S. O. – Kramators'k, 2010. – 20 s. 9. D'omina N.A. Udoskonalennya metodiv rozrahunku elementiv shtampovogo osnashchennya na osnovi analizu ih napruzhenno-deformovanogo stanu: avtoref. dis. na здобуття наук. ступеня канд. техн. наук: spec. 05.03.05 "Procesi ta mashini obrobki tiskom" / N. A. D'omina – Harkiv, 2011. – 20 s. 10. Issledovanie tochnosti izgotovleniya i sborki blokov specializirovannyh perenalazhivaemyh shtampov dlya gibki detalej / Movshovich A.YA., ZHoltkevich N.D., Reznichenko N. K., Kochergin YU. A., Budennyj M. M. // Vestnik NTU "HPI". – 2010. – 43. – S. 135– 140. 11. Frolov E. A. Razrabotka matematicheskikh modelej silovogo vzaimodejstviya bazovyh ehlementov universal'no-sbornykh shtampov / E. A. Frolov, A. YA. Movshovich, V. V. Agarkov // Otkrytye informacionnye i komp'yuternye integrirovannye tekhnologii. – 2011. – № 49. – S. 208–215. 12. Movshovich A. YA. Konstrukcii i tekhnologicheskie vozmozhnosti specializirovannyh perenalazhivaemyh gibochnykh shtampov // Visnik Nacional'nogo tekhnichnogo universitetu Ukraini "Kiivs'kij politekhnichnij institut". Seriya "Mashinobuduvannya". – № 60. – S. 250–254. 13. Tarasov A. F. Vliyanie konstrukcii shtampa na deformaciyu ehlementov shtampovogo bloka i rabocheho instrumenta shtampa / A. F. Tarasov, S. A. Korotkij // Kuznechno-shtampovochnoe proizvodstvo. – 2006. – № 2. – S. 34-37. 14. Kornilova A. V. Razrabotka metodov obespecheniya dolgovechnosti silovykh detalej kuznechno-pressovykh mashin i instrumenta: diss... doktora tekhn. nauk: spec. 05.03.05 / Kornilova Anna Vladimirovna. – Moskva, 2009. – 314 s.

Ищенко О.А., Ткачук М.А., Грабовський А.В., Ткачук М.М., Скрипченко Н.Б., Мерецька К.О.

КОНТАКТНА ВЗАЄМОДІЯ ЕЛЕМЕНТІВ РОЗДІЛОВИХ ШТАМПІВ:

МОДЕЛІ, ЗАКОНОМІРНОСТІ, КРИТЕРІЇ ПРОЕКТНИХ РІШЕНЬ

Для дослідження напружено-деформованого стану елементів штампової оснастки розроблена комплексна математична модель, яка дає можливість враховувати множинну контактну взаємодію елементів досліджуваних технологічних систем. Крім того, у цю модель інтегрована технологія параметричного моделювання, що дає можливість розв'язувати задачі синтезу на основі більш достовірних нелінійних задач аналізу. За результатами чисельних досліджень напружено-деформованого стану елементів штампів установлені уточнені залежності їхніх міцнісних і жорсткісних характеристик від проектно-технологічних параметрів.

Ищенко О.А., Ткачук Н.А., Грабовский А.В., Ткачук Н.Н., Скрипченко Н.Б., Мерецкая К.А.

КОНТАКТНОЕ ВЗАИМОДЕЙСТВИЕ ЭЛЕМЕНТОВ РАЗДЕЛИТЕЛЬНЫХ ШТАМПОВ:

МОДЕЛИ, ЗАКОНОМЕРНОСТИ, КРИТЕРИИ ПРОЕКТНЫХ РЕШЕНИЙ

Для исследования напряженно-деформированного состояния элементов штамповой оснастки разработана комплексная математическая модель, которая дает возможность учитывать множественное контактное взаимодействие элементов исследуемых технологических систем. Кроме того, в эту модель интегрирована технология параметрического моделирования, что позволяет решать задачи синтеза на основе более достоверных нелинейных задач анализа. По результатам многочисленных исследований напряженно-деформированного состояния элементов штампов установлены уточненные зависимости их прочностных и жесткостных характеристик от проектно-технологических параметров.

O. Ishchenko, M. Tkachuk, A. Grabovskiy, M. Tkachuk, N. Skripchenko, K. Meretska

CONTACT INTERACTION OF ELEMENTS SEPARATE STAMPS:

MODELS, LEGISLATION, CRITERIA OF DESIGN SOLUTIONS

To study the stress-strain state of the elements of the die tooling, a complex mathematical model has been developed that makes it possible to take into account the multiple contact interaction of the elements of the technological systems under study. In addition, the technology of parametric modeling is integrated into this model, which allows solving synthesis problems on the basis of more reliable non-linear analysis problems. Based on the results of numerous studies of the stress-strain state of the elements of dies, the exact dependences of their strength and stiffness characteristics on the design parameters have been established.

Транспортне машинобудування

УДК 629.1.032.531.3

Воронцов С.Н., канд. техн. наук; Поторока А.В.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЛЕБАНИЙ КОРПУСА ГУСЕНИЧНОЙ МАШИНЫ С УЧЕТОМ ВЛИЯНИЯ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ ОГРАНИЧИТЕЛЕЙ ХОДА КАТКА

Введение. Одним из путей обеспечения нелинейности подвески, оказывающей благоприятное влияние на плавность хода, является применение демпфирующего гидравлического буфера, вступающего в работу в конце динамического хода опорного катка вместо упругого ограничителя хода. Разнесение демпфирующих элементов на амортизатор и гидравлический буфер позволяет сохранить суммарную работу за цикл, при этом нагрев основных амортизаторов можно существенно снизить.

Основные допущения, принятые для колебательной системы *корпус–система подпрессоривания–профиль неровностей*, которые необходимо учитывать при моделировании движения гусеничной машины для решения задачи плавности хода: ГМ описывается системой с двумя степенями свободы (вертикальные и продольно-угловые колебания корпуса), колебания в поперечной плоскости не рассматриваются; движение осуществляется прямолинейно с постоянной скоростью; массы катков не учитываются; деформация корпуса отсутствует; натяжение гусеницы в рабочей и свободной ветвях считается постоянным и действует лишь на крайние опорные катки [1, 2].

Для получения достоверных результатов математическая модель движения ГМ по неровностям должна учитывать следующие основные нелинейности: нелинейность характеристик упругих и демпфирующих элементов системы подпрессоривания, которая связана как с кинематикой подвески, так и с физикой процесса работы самих элементов; ограничение хода опорных катков, возможность удара направляющим и ведущим колесами о грунт; отрыв опорных катков от грунта на обратном ходе подвески, который связан с наличием демпфирующих элементов [3, 4, 5].

Характеристики телескопических гидравлических амортизаторов моделируются в виде кусочно-нелинейных функций, используя полученные при стендовых испытаниях зависимости. Характеристика гидравлического ограничителя хода моделируется с помощью математической модели.

Математическая модель движения гусеничной машины по неровностям.

Рассмотренные допущения и учет основных нелинейностей в представленной форме позволяют получить математические модели колебаний корпуса ГМ при движении по неровностям, которые обеспечивают достаточную для практических расчетов точность [6, 7].

Движение гусеничной машины можно описать системой из 2-х дифференциальных уравнений, описывающих вертикальные (Z) и продольно-угловые (φ) колебания корпуса ГМ:

$$\begin{aligned} \frac{m\ddot{Z}}{2} &= \sum_{i=1}^{N_K} N_{zpi} + N_{rz} + N_{zz} - \frac{G}{2}; \\ \frac{I\ddot{\varphi}}{2} &= \sum_{i=1}^{N_K} \left\{ N_{zpi} \left[l_{\sigma i} - R \cos \beta_i - \Delta X_i - (H_1 + Z - q_i) \left(\frac{dq_i}{dS} + F^* \right) \right] \right\} - \\ &\quad l_p N_{rz} + l_z N_{zz} + N_{rx} (H_2 + Z - q_p) + N_{zx} (H_2 + Z - q_z), \end{aligned} \quad (1)$$

© С.Н. Воронцов, 2018

где m, I – масса и момент инерции поддресоренной части ГМ; N_{zpi} – полная вертикальная составляющая реакции грунта на опорном катке (для крайних подвесок с учетом влияния натяжения гусеницы); N_K – число опорных катков одного борта; G – вес поддресоренной части ГМ; N_{rz}, N_{zz} – вертикальные реакции на направляющем и ведущем колесах, обусловленные их ударом о грунт; l_{oi} – расстояние от центра тяжести до осей торсионов по горизонтали (берется положительным к носу машины и отрицательным к корме); R – длина балансира; β_i – угол между горизонталью и i -м балансиром в статике; ΔX_i – смещение по горизонтали оси i -го опорного катка, обусловленное движением по неровности; H_1 – расстояние от центра тяжести ГМ до осей катков по вертикали в статике; q_i – высота неровности под i -м катком; dq_i/dS – скорость изменения высоты неровности под i -м катком; F^* – коэффициент сопротивления перекачиванию опорного катка; l_p, l_z – расстояние от центра тяжести до осей направляющего и ведущего колес по горизонтали; N_{rx} – реакция соответственно на направляющем и ведущем колесе, обусловленная их ударом о грунт; H_2 – расстояние от центра тяжести ГМ до грунта по вертикали; q_p, q_z – высота неровности соответственно под направляющим и ведущим колесом.

Полная вертикальная составляющая реакции грунта на опорном катке для торсионной подвески с ГА и гидробуфером может быть представлена в виде:

$$N_{zpi} = \begin{cases} N_{zi} + N_{ai} - N_{zr(1, N_K)}, & \text{при } \psi_i \leq \psi_{гп}; \\ N_{zi} + N_{ai} + N_{gpi} - N_{zr(1, N_K)}, & \text{при } \psi_i > \psi_{гп}, \end{cases} \quad (2)$$

где N_{zi}, N_{ai}, N_{gpi} – вертикальная составляющая реакции грунта на опорном катке, обусловленная действием соответственно торсиона, амортизатора и гидробуфера; $N_{zr(1,2)}$ – величины, на которые соответственно уменьшаются вертикальные реакции на крайних подвесках, обусловленные натяжением гусеницы, ψ_i – угол закрутки i -го торсиона при наезде на неровность; $\psi_{гп}$ – угол закрутки i -го торсиона, при котором балансир касается штока гидробуфера.

Направление реакции грунта N_i зависит от величин dq_i/dS . Вертикальную и горизонтальную реакции N_{zi} можно связать следующим выражением:

$$N_{xi} = N_{zi} \left(\frac{dq_i}{dS} + F^* \right). \quad (3)$$

Вертикальная реакция грунта, обусловленная торсионом имеет вид:

$$N_{zi} = \frac{c_T(\psi_{oi} + \psi_i - \varphi)}{\left\{ R \left[\cos(\beta_i - \psi_i) + \left(\frac{dq_i}{dS} + F^* \right) \sin(\beta_i - \psi_i) \right] \right\}}, \quad (4)$$

где c_T – жесткость торсиона; ψ_{oi} – угол предварительной закрутки торсиона; φ – угол поворота заделки торсиона при колебаниях корпуса.

Вертикальная составляющая реакции грунта, обусловленная действием телескопического амортизатора:

$$N_{ai} = \frac{P_{ai} H_{ai}}{\left\{ R \left[\cos(\beta_i - \psi_i) + \left(\frac{dq_i}{dS} + F^* \right) \sin(\beta_i - \psi_i) \right] \right\}}, \quad (5)$$

где

$$H_{ai} = \frac{R_{ai} D_{ai}}{AB_i} \left[\sin(\gamma_{ai} - \psi_i + \varphi) \right]. \quad (6)$$

При определении кинематических соотношений, определяющих перемещение и скорость перемещения $\mathcal{G}_{гн}$ штока относительно цилиндра i -го гидробуфера, учтем, что его корпус жестко закреплен на корпусе ГМ в точке $O_{гн}$ (рис. 1), а балансиры i -й подвески касаются штока в точке C_1 , при этом в процессе движения балансира вверх точка контакта смещается, а на штоке гидробуфера возникает усилие $P_{гнi}$.

Рассмотрим $\Delta O O_{гн} C_1$ (рис. 2), где точка C_i – это положение штока и балансира в момент времени t , Δl – смещение точки контакта. Как и в случае амортизатора, для определения искомой скорости $\mathcal{G}_{гн}$ найдем вначале $O_{гн} C_i$ как функцию обобщенных координат и неровности q_i , затем полученное выражение продифференцируем по времени.

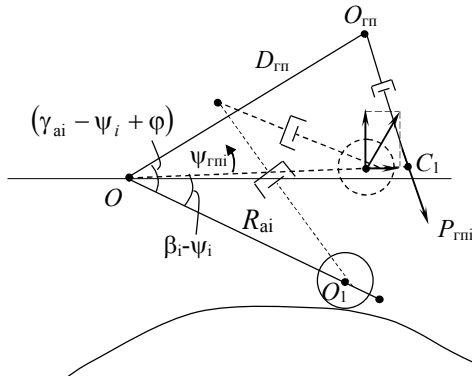


Рисунок – 1 Схема определения реакции грунта, обусловленной действием гидравлического буфера

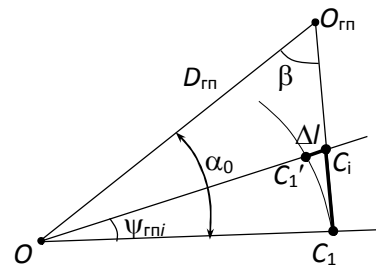


Рисунок – 2 Кинематика работы гидравлического буфера

Из $\Delta O_{гн} O_{гн} C_i$ можно записать:

$$O_{гн} C_i = D_{гн} \frac{\sin(\theta_{гнi})}{\sin(\beta + \theta_{гнi})}, \quad (7)$$

где $\theta_{гнi} = \alpha_0 - \psi_{гнi} + \varphi$.

Значение скорости $\mathcal{G}_{гн}$ рассчитывается по формуле:

$$\mathcal{G}_{гн} = \frac{\partial(O_{гн} C_i)}{\partial \psi_{гнi}} \cdot \frac{d\psi_{гнi}}{dZ_i} \cdot \frac{dZ_i}{dt} + \frac{\partial(O_{гн} C_i)}{\partial \varphi} \frac{d\varphi}{dt}. \quad (8)$$

Значения производных, входящих в выражение (8):

$$\frac{\partial(O_{гн} C_i)}{\partial \psi_{гнi}} = D_{гн} \left\{ \frac{\cos(\beta + \theta_{гнi}) \sin(\theta_{гнi}) - \cos(\theta_{гнi}) \sin(\beta + \theta_{гнi})}{\sin^2(\beta + \theta_{гнi})} \right\}. \quad (9)$$

Значение $\psi_{гнi}$ вычисляется по формуле (9), а значит производная будет равна:

$$\frac{d\psi_{\text{гп}i}}{dz_i} = \frac{1}{R \sqrt{1 - \frac{R \sin(\beta_i) - Z_{li}}{R}}}. \quad (10)$$

$$\frac{\partial(O_{\text{гп}} C_i)}{\partial \phi} = D_{\text{гп}} \left\{ \frac{\cos(\theta_{\text{гп}i}) \sin(\beta + \theta_{\text{гп}i}) - \cos(\beta + \theta_{\text{гп}i}) \sin(\theta_{\text{гп}i})}{\sin^2(\beta + \theta_{\text{гп}i})} \right\}. \quad (11)$$

Подставив в (8) формулы (9)–(11) получим значение $\mathcal{G}_{\text{гп}}$ как функцию обобщенных координат:

$$\mathcal{G}_{\text{гп}} = D_{\text{гп}} \frac{\cos(\beta + \theta_{\text{гп}i}) \sin(\theta_{\text{гп}i}) - \cos(\theta_{\text{гп}i}) \sin(\beta + \theta_{\text{гп}i})}{\sin^2(\beta + \theta_{\text{гп}i})} \times \left\{ \frac{1}{R \sqrt{1 - \frac{R \sin(\beta_i) - z_i}{R}}} \dot{z}_i - \dot{\phi} \right\}. \quad (12)$$

Для нахождения усилия на штоке подрессорника от скорости и перемещения данного штока, необходимо воспользоваться математической моделью его работы.

Рассматривая уравнение равновесия балансира, найдем вертикальную составляющую реакции грунта, обусловленную действием гидравлического подрессорника:

$$N_{\text{gpi}} = \frac{P_{\text{гп}} H_{\text{гп}}}{\left\{ R \left[\cos(\beta_i - \psi_i) + \left(\frac{dq_i}{dS} + F^* \right) \sin(\beta_i - \psi_i) \right] \right\}}, \quad (13)$$

При наличии отрыва опорного катка от грунта полную вертикальную составляющую реакцию грунта N_{zpi} принимают равной нулю. При отсутствии отрыва N_{zpi} вычисляют в зависимости от динамического хода катка и представляют в виде

$$\begin{cases} N_{\text{zpi}} = N_{\text{zi}} + N_{\text{ai}} + N_{\text{gpi}} & \text{при } Z_{li} < D_{li} + \phi R; \\ N_{\text{zpi}} = N_{\text{zi}} + C_1(Z_{li} - D_{li} - \phi R) & \text{при } Z_{li} \geq D_{li} + \phi R; \\ \quad \quad \quad (\text{при } Z_{li} = D_{li} + \phi R); & Z_{li} < D_{2i} + \phi R; \\ N_{\text{zpi}} = N_{\text{zi}} + C_1(D_{2i} - D_{li}) + C_{11}(Z_{li} - D_{2i} - \phi R) & \text{при } Z_{li} \geq D_{2i} + \phi R, \\ \quad \quad \quad (\text{при } Z_{li} = D_{li} + \phi R) \end{cases} \quad (14)$$

где D_{li} – динамический ход i -го опорного катка; $(D_{2i} - D_{li})$ – величина деформации резинового амортизатора i -го опорного катка; C_1 – жесткость данного амортизатора; C_{11} – жесткость грунта.

Выводы. Математическая модель колебаний ГМ позволяет рассчитывать влияние сопротивления гидробуфера на колебания корпуса ГМ при движении по неровностям.

Литература: 1. Математическое моделирование процессов возмущенного движения агрегатов и систем бронетанковой техники / Е. Е. Александров, Д. О. Волонцевич, В. В. Дущенко, Харьков: НТУ «ХПИ». – 2012. – 354 с. 2. Дущенко В. В. Питання удосконалення методології аналізу та синтезу систем підресорювання військових гусеничних і колісних машин / Військово-технічний збірник Академії сухопутних військ ім. П. Сагайдачного. Львів. – 2012. – Вип. 1. – С. 26– 32. 3. Обзор В. С. Развитие систем подрессоривания танков. / В. С. Обзор,

А. С. Стамбровский, Б. Н. Шадов // Зарубежное военное обозрение. –1984. –№.5. – С.54-62.
4. Западногерманский танк «Леопард-2» // Зарубежная военная техника. Обзоры. Бронетанковая техника и вооружение. –1983. –Вып.14(14). –С.14-36. 5. Колебания в транспортных машинах: Монография / Е. Е.Александров, Я. В.Грита и др. –Харьков: ХГПУ, 1996. –256 с. 6. Певзнер Я. М. Исследование на ЭВМ влияния характеристик амортизаторов на колебания автомобиля / Я. М. Певзнер, А. Д. Конев // Автомобильная промышленность. – 1969. – №11. – С.8-11.
7. Дущенко В. В. Постановка задачи оптимизации параметров системы поддрессирования транспортной гусеничной машины / В. В. Дущенко, С. М. Воронцов // Вестник НТУ «ХПИ». Сб. науч. трудов. Сер.:»Транспортное машиностроение. – Х. : НТУ «ХПИ». – 2000. – Вып. 101. – С. 37–41.

Bibliography (transliterated): 1. Matematicheskoe modelirovanie processov vozmushchennogo dvizheniya agregatov i sistem bronetankovoy tekhniki / E. E. Aleksandrov, D. O. Voloncevich, V. V. Dushchenko, Har'kov: NTU «HPI». – 2012. – 354 s. 2. Dushchenko V. V. Pitannya udoskonalennya metodologii analizu ta sintezu sistem pidresoryuvannya vijs'kovih gusenichnih i kolisnih mashin / Vijs'kovo-tekhnichnij zbirnik Akademii suhoputnih vijs'k im. P. Sagajdachnogo. L'viv. – 2012. – Vip. 1. – S. 26– 32. 3. Obzorov V. S. Razvitie sistem podressorivaniya tankov. / V. S. Obzorov, A. S. Stambrovskij, B. N. SHadov // Zarubezhnoe voennoe obozrenie. –1984. –№.5. – С.54-62. 4. Zapadnogermanskij tank «Leopard-2» // Zarubezhnaya voennaya tekhnika. Obzory. Bronetankovaya tekhnika i vooruzhenie. –1983. –Vyp.14(14). –S.14-36. 5. Kolebaniya v transportnyh mashinah: Monografiya / E. E.Aleksandrov, YA. V.Grita i dr. –Har'kov: HGPU, 1996. –256 s. 6. Pevzner YA. M. Issledovanie na EHVМ vliyaniya harakteristik amortizatorov na kolebaniya avtomobilya / YA. M. Pevzner, A. D. Konev // Avtomobil'naya promyshlennost'. – 1969. – №11. – S.8-11. 7. Dushchenko V. V. Postanovka zadachi optimizacii parametrov sistemy podressorivaniya transportnoj gusenichnoj mashiny / V. V. Dushchenko, S. M. Voroncov // Vestnik NTU «HPI». Sb. nauch. trudov. Ser.:»Transportnoe mashinostroenie. – H. : NTU «HPI». – 2000. – Vyp. 101. – S. 37-41.

Воронцов С.Н., Поторока А.В.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЛЕБАНИЙ КОРПУСА ГУСЕНИЧНОЙ МАШИНЫ С УЧЕТОМ ВЛИЯНИЯ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ ОГРАНИЧИТЕЛЕЙ ХОДА КАТКА

Математическая модель движения гусеничной машины по неровностям дополнена соотношениями, которые позволяют учитывать влияние гидравлических ограничителей хода катка. Применение демпфирующего гидравлического ограничителя, вступающего в работу в конце динамического хода опорного катка, позволяет существенно уменьшить нагрузку на амортизаторы.

Воронцов С.М., Поторока А.В.

ВИЗНАЧЕННЯ КОЛИВАНЬ КОРПУСУ ГУСЕНИЧНОЇ МАШИНИ З УРАХУВАННЯМ ВПЛИВУ ГІДРАВЛІЧНИХ ОБМЕЖУВАЧІВ ХОДУ КОТКА

Математична модель руху гусеничної машини по нерівностям доповнена співвідношеннями, які дозволяють враховувати вплив гідрравлічних обмежувачів ходу котка. Застосування демпфуючого гідрравлічного обмежувача, який входить в роботу в кінці динамічного ходу опорного котка дозволяє істотно зменшити навантаження на амортизатори.

S. Vorontsov., A. Potoroka.

DETERMINATION OF THE OSCILLATIONS OF THE CATERPILLAR BODY TAKING INTO ACCOUNT THE INFLUENCE OF THE HYDRAULIC STOPS OF THE ROLLER

The mathematical model of the movement of the caterpillar along the unevenness is supplemented by the relationships that allow one to take into account the effect of the hydraulic stops of the roller's travel. The use of a damping hydraulic limiter, which comes into operation at the end of the dynamic motion of the support roller, can significantly reduce the load on the shock absorbers.

Грабовський А.В., канд. техн. наук; Ткачук М.А., д-р. техн. наук; Мерецька К.О.; Ткачук М.М., канд. техн. наук; Васильєв А.Ю., канд. техн. наук; Бондаренко М.О.; Скрипченко Н.Б., канд. техн. наук

ВПЛИВ ВАРІЙОВАНИХ ПАРАМЕТРІВ НА ВЛАСНІ КОЛИВАННЯ БРОНЕКОРПУСІВ ЛЕГКОБРОНЬОВАНИХ МАШИН

Вступ. Для бронетанкобудування України значну актуальність набули проблеми обґрунтування проектно-технологічних рішень, які забезпечують міцність, жорсткість, довговічність, захищеність, точність здійснення пострілів із бойових модулів та рухливість. Це пов'язане із тим, що на сьогодні, як показує практика бойових дій, у т. ч. – у східних областях України, легкоброньовані машини (ЛБМ) виконують широкий спектр бойових задач. На елементи цих машин діють інтенсивні чинники ураження. Серед зовнішніх чинників можна виділити кінетичні, кумулятивні та фугасні боеприпаси, міни тощо. Серед внутрішніх – реактивні зусилля віддачі при здійсненні пострілів із малокаліберних автоматичних гармат (МАГ), якими оснащені сучасні бойові модулі легкоброньованих машин, а також динамічні зусилля від підвіски у процесі руху на місцевості. Отже, розглядаючи легкоброньовану машину як цілісну систему «бойовий модуль – бронекорпус із системами та агрегатами – підвіска», отримуємо задачу визначення її реакції на дію динамічних зусиль різного спектру частот і амплітуд. На етапі проектних розробок необхідно визначити вплив варійованих параметрів на досліджувану динамічну систему. Зазначені задачі аналізу та синтезу на сьогоднішній день не отримали завершеного розв'язання як для систем загального вигляду, так і для бронекорпусів легкоброньованих машин. Це створює протиріччя між потребами промисловості, у т. ч. – бронетанкобудування, що виростили, та існуючими можливостями теоретичних розробок та програмних засобів моделювання. Відповідно, сформується комплекс задач досліджень, які відображені у цій роботі.

Аналіз стану методів досліджень та проектно-технологічних рішень щодо елементів легкоброньованих машин. У сучасних умовах розробкою та виготовленням легкоброньованих машин займаються різні країни та фірми [1]. Останні десятиліття призвели до появи цілих сімейств бронемашин [2-4], на єдиному шасі можуть монтуватися різні типи бойових машин: лінійна, розвідувальна, командна, ремонтно-евакуаційна, медична тощо [5-6]. Таким чином, з одного боку, маємо множину об'єктів із певним «ядром» спільних технічних рішень. З іншого боку, – на цей об'єкт діє сукупність динамічних впливів із широким спектром амплітуд і частот. Відповідно, система реагує на усі компоненти зовнішнього впливу. Як прикладний результат – тактико-технічні характеристики, які проявляються у ході експлуатації та бойового застосування [7]. Разом із тим у теоретичному плані отримуємо задачу визначення реакції складної системи на дію множини чинників. У літературі [8, 9] описані дослідження впливу окремих чинників ураження на елементи досліджуваних легкоброньованих машин. Разом із тим сформована комплексна проблема вимагає такого ж комплексного підходу до її вирішення, який натеper повною мірою не сформований. Однією із найбільш актуальних є визначення реакції спектра власних частот коливань (ВЧК) та власних форм коливань (ВФК) на варіювання проектно-технологічних параметрів різних елементів ЛБМ. У цій роботі пропонуються нові підходи, моделі та методи розв'язання задач такого типу стосовно бронекорпусів ЛБМ.

© А.В. Грабовський, 2018

Мета роботи – обґрунтування та реалізація підходів дослідження впливу проектно-технологічних параметрів на динамічні характеристики бронекорпусів ЛБМ. Відповідно, виокремлюються окремі задачі досліджень:

- розробка загального підходу до розв’язання поставленої задачі;
- формування параметричної моделі для визначення власних частот коливань та власних форм коливань на прикладі бронекорпусів ЛБМ;
- розробка методів визначення впливу варіювання параметрів на характеристики досліджуваних об’єктів;
- розв’язання низки тестових прикладних задач.

Загальний підхід до вирішення проблеми. Як базовий обрано підхід, що запропонований у роботах [10, 11], та розвинений у подальших роботах [12, 13]. Він полягає у тому, що досліджуваний об’єкт ідентифікується множиною узагальнених параметрів, які об’єднують проектні, технологічні та виробничі чинники, а також режими бойового застосування та властивості засобів ураження. Таким чином, досліджуваний об’єкт може бути проварійованим як із точки зору зміни «внутрішніх» параметрів, так і – «зовнішніх» впливів. Тоді, якщо маємо деяку операторну модель:

$$\Phi(p, u, f, r, t) = 0, \quad (1)$$

де p – множина узагальнених параметрів, u – змінні, що описують досліджувані процеси або стани, f – множина зовнішніх впливів, r, t – просторові та часова координати,

то певні характеристики системи H можуть бути лінеаризовані у околі деякої номінальної точки узагальненого параметричного простору p_0 :

$$H(p_0 + \Delta p) \approx H(p_0) + \frac{\partial H}{\partial p} \cdot \Delta p, \quad (2)$$

де Δp – прирощення параметрів.

Тоді стає можливим, з одного боку, визначати вплив різного набору збурень Δp , спираючись на масив чутливостей $\partial H / \partial p$. З іншого боку, маючи у розпорядженні масив розв’язків (1) за різних наборів $(p_0 + \Delta p)$, із (2) можна обчислити компоненти чутливості. Зокрема, задаючи варіювання кожного із компонентів Δp окремо, визначаються т. з. «реперні» розв’язки [14 - 16], із яких напрями можливо (напрямую із (2)) обчислити компоненти чутливості. Цим самим створюється основа розв’язання задач аналізу і синтезу, зокрема, стосовно бронекорпусів легкоброньованих машин.

Визначення власних частот і власних форм коливань досліджуваних об’єктів. Спектри ВЧК і ВФК є достатньо інформативними характеристиками механічних систем різного типу. Якщо із застосуванням метода скінченних елементів (МСЕ) [17] досліджуваний об’єкт описується деяким скінченним набором вузлових змінних X , то необхідно оперувати із матричними співвідношеннями, наприклад, для визначення ВЧ ω і ВФ λ коливань:

$$(K - \omega^2 M) \lambda = 0, \quad (3)$$

де $X = \lambda \sin(\omega t)$ – деяке власне коливання системи, $K(p), M(p)$ – матриці жорсткостей та мас системи.

Розв’язки (3) мають залежність від p :

$$\lambda = \lambda(p), \omega^2 = \omega^2(p). \quad (4)$$

Цю залежність можна визначити на основі відомих підходів [18, 19].

Альтернативною моделлю може бути використаний підхід, що базується на застосуванні функції Релея [20]:

$$R(\lambda) = \frac{\Pi(\lambda)}{\Gamma^2(\lambda)}, \quad (5)$$

де $\Pi = \frac{1}{2} \lambda^T K \lambda$, $\Gamma^2 = \frac{1}{2} \lambda^T T \lambda$ – квадратичні форми компонент λ .

На одиничній сфері $\lambda^2 = 1$ екстремуми $R(\lambda)$ визначають ВФК λ , а значення функції Релея у цих точках – квадрати власних частот ω .

У роботі пропонується на розвиток підходів, запропонованих у роботах [21], перейти від пошуку умовних екстремумів на сфері у просторі λ розмірністю N до пошуку безумовних екстремумів у просторі μ розмірністю $(N - 1)$:

$$\lambda = \lambda(\mu), \quad \lambda^2 = 1. \quad (6)$$

Залежність (6) може бути визначена із деякого способу параметризації точок на сфері. Тоді маємо із (5, 6):

$$R = R(p, \mu), \quad (7)$$

і умова

$$\partial R / \partial \mu = 0 \quad (8)$$

дає можливість обчислити розв'язки

$$\mu^*(p), \quad \omega^2(p) = R(p, \mu^*), \quad \omega^2(p) = \lambda^2(\mu^*(p)). \quad (9)$$

Пошук розв'язків (9) дає змогу напряму за співвідношеннями (2) визначати їх чутливість до варіювання динамічних властивостей системи або, навпаки, реакцію системи на довільну комбінацію збурень параметрів Δp .

Метод аналізу впливу варіюваних параметрів на характеристики дослідження об'єктів. Для аналізу впливу варіюваних параметрів на характеристики дослідження об'єктів пропонується визначити реакцію спектрів $\omega(p)$ та $\lambda(p)$ на зміну параметрів Δp . Для цього пропонується із співвідношень (8) при зміні окремих складових p визначити матриці чутливостей $\Omega = \partial(\omega^2(p)) / \partial p$ та $\lambda = \partial \lambda / \partial p$.

Тоді:

$$\lambda(p_0 + \Delta p) \approx \lambda(p_0) + \lambda' \Delta p; \quad \omega^2(p_0 + \Delta p) \approx \omega^2(p_0) + \Omega' \Delta p. \quad (10)$$

Крім того, лінеаризації, подібній (10), можуть бути піддані також просторові розподіли, наприклад, прогинів та згинних напружень на резонансних частотах. Відповідно, можуть бути розв'язані задачі про просторове відлаштування вузлових ліній або пучностей прогинів чи напружень.

Таким чином, запропонований підхід, моделі та методи можуть бути застосовані не тільки до розв'язання задач аналізу, але й обґрунтування прогресивних технічних рішень, наприклад, при проектуванні чи модернізації бронекорпусів легкоброньованих машин.

Розв'язання тестових прикладних задач. Розробки, що були запропоновані, були реалізовані при розв'язанні низки тестових прикладних задач. На розвиток робіт [22 - 24] досліджені ВЧК та ВФК стержнів, смуг, пластин та просторових тонкостінних конструкцій – бронекорпусів ЛБМ.

Зокрема, на рис. 1 – 3 наведені приклади об'єктів досліджень із виділеними варійованими параметрами.

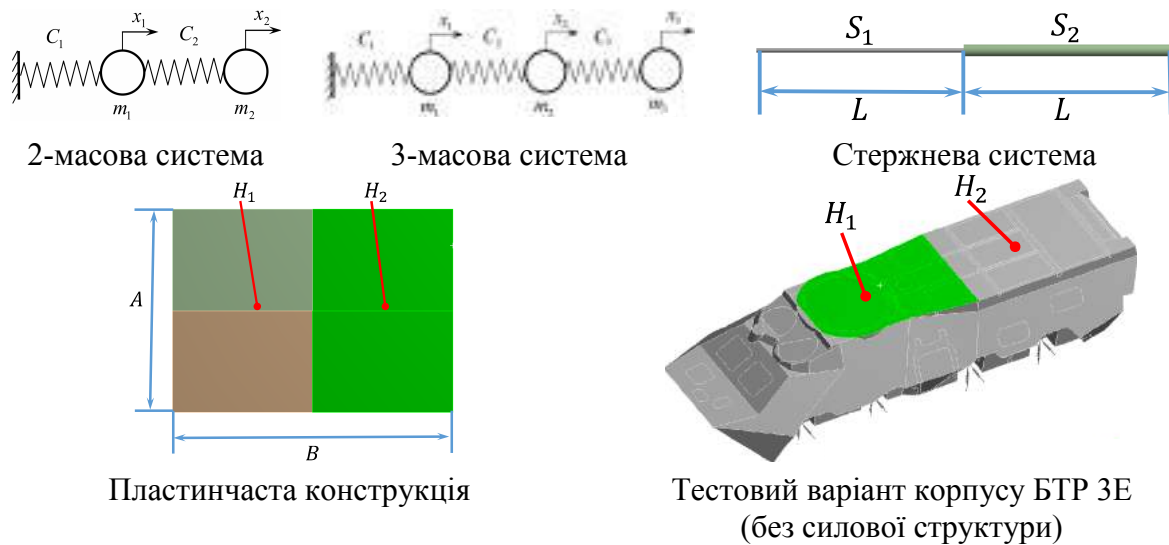


Рисунок 1 – Приклади об'єктів досліджень

На рис. 2 - 4 – ВФК і ВЧК та їхня чутливість до варіювання параметрів p .

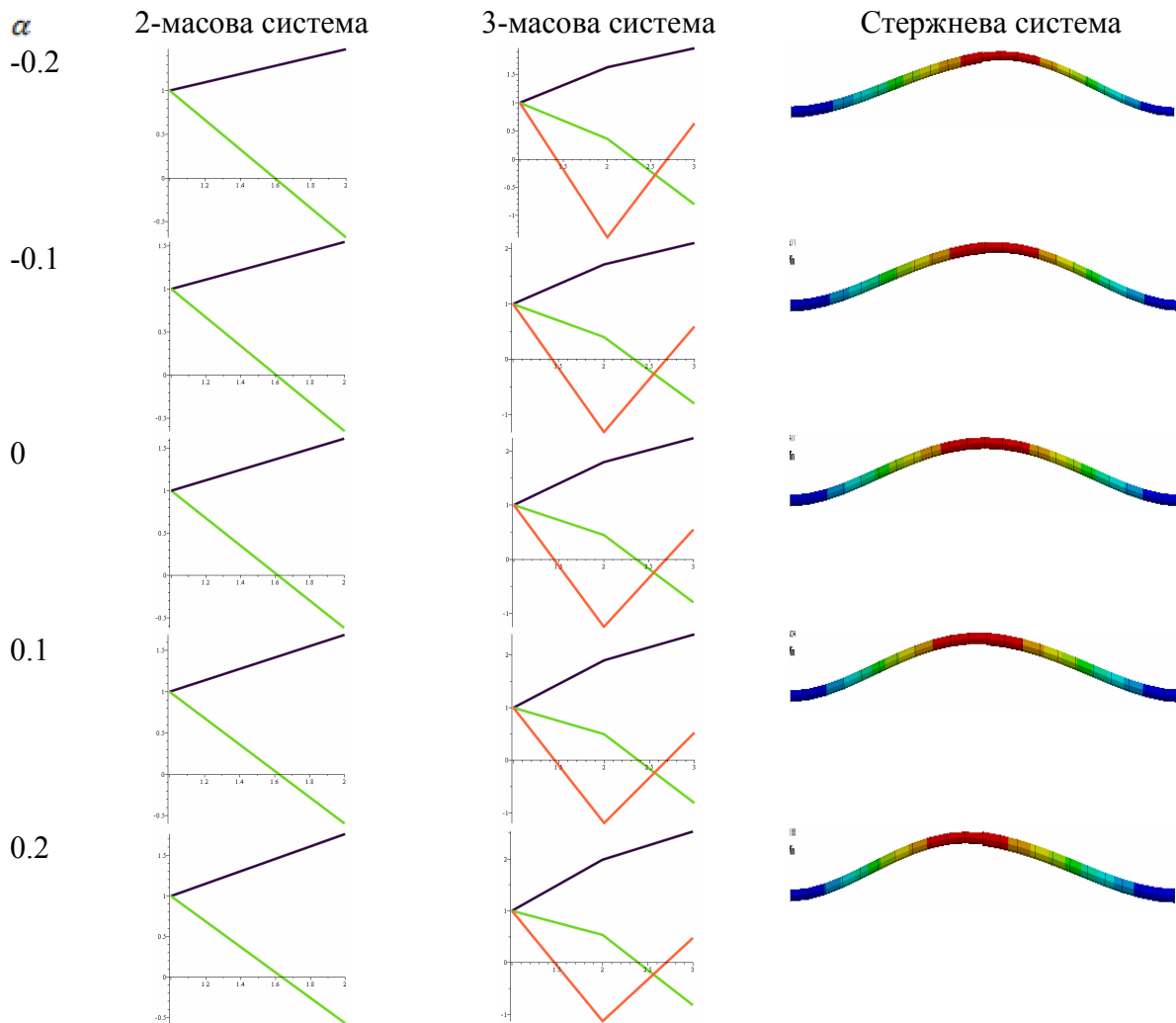


Рисунок 2 – ВФК досліджених об'єктів при варіюванні параметрів $p = p_0(1 + \alpha)$

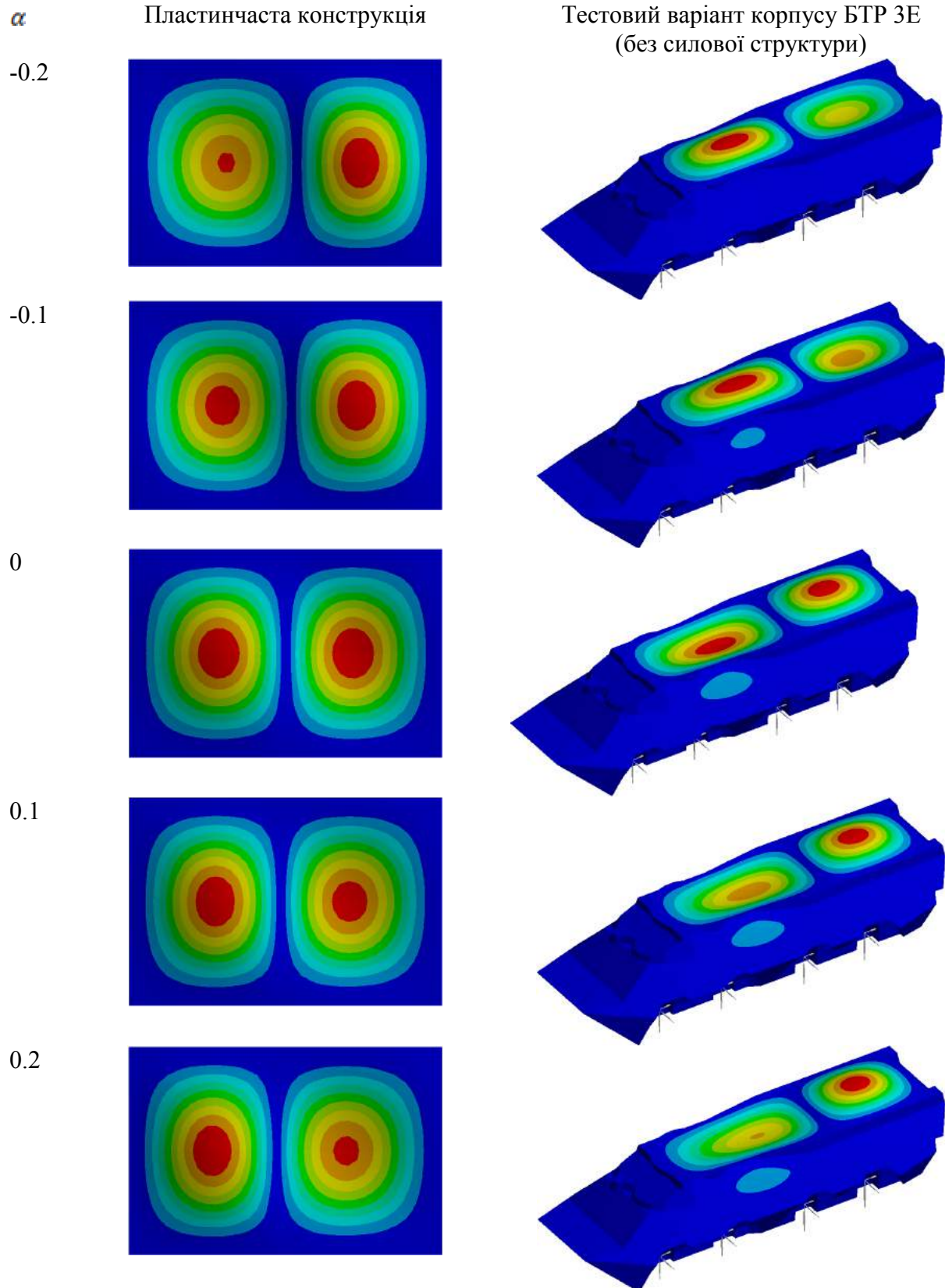
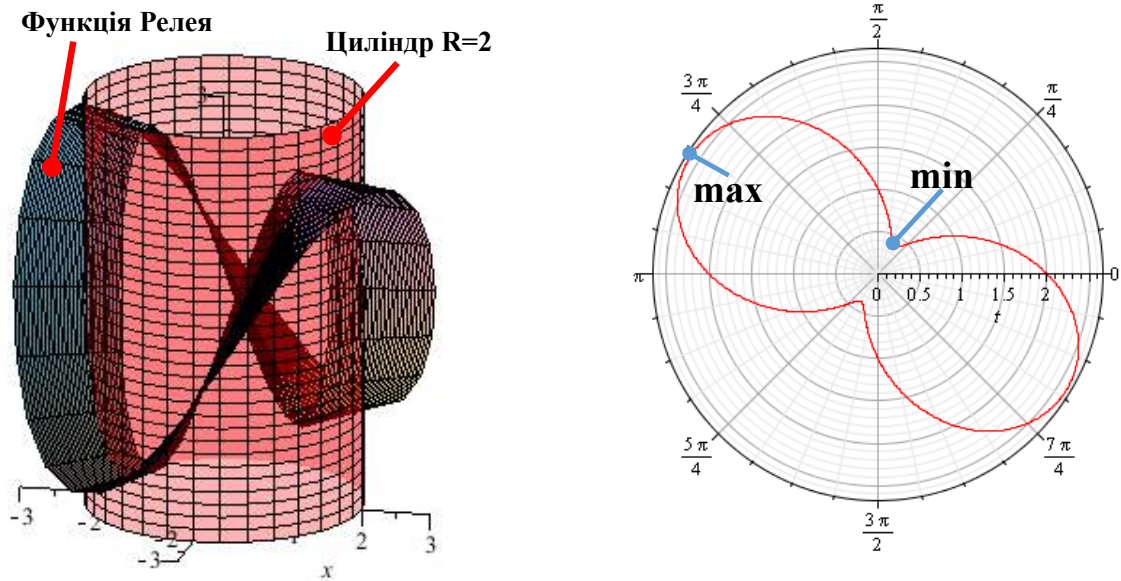
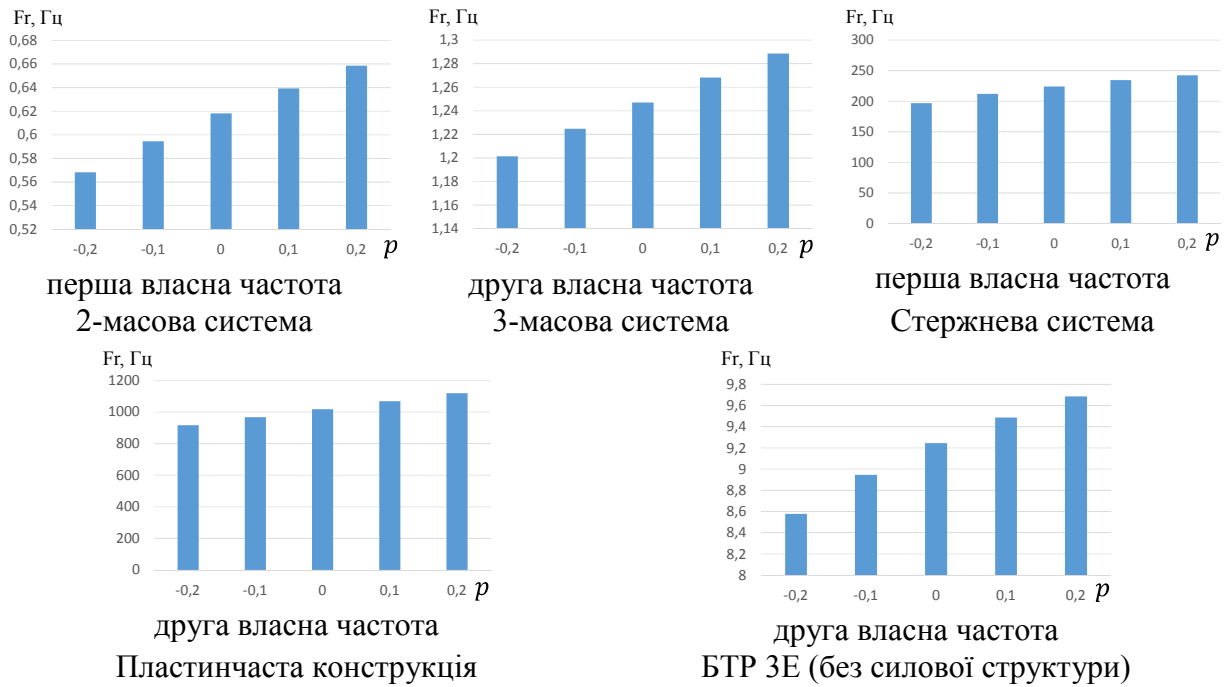


Рисунок 3 – ВФК досліджених об'єктів при варіюванні параметрів
 $p = p_0(1 + \alpha)$



У всіх варіантах безрозмірний параметр α набував значень $\{-0.2, -0.1, 0, 0.1, 0.2\}$.

Як ілюстрації на рис. 5, 6 наведені в циліндричній, полярній та сферичній системах координат функції Релея для дво- та тримасової систем.

Як видно із представлених результатів, підтверджуються прогнозовані тенденції зміни властивостей досліджених об'єктів при варіюванні їхніх параметрів. Зокрема, підтверджується лінійна тенденція зміни власних частот та просторових розміщень

вузлових ліній та зон максимумів переміщень. Це створює основи для обґрунтування технічних рішень, зокрема, бронекорпусів ЛБМ.

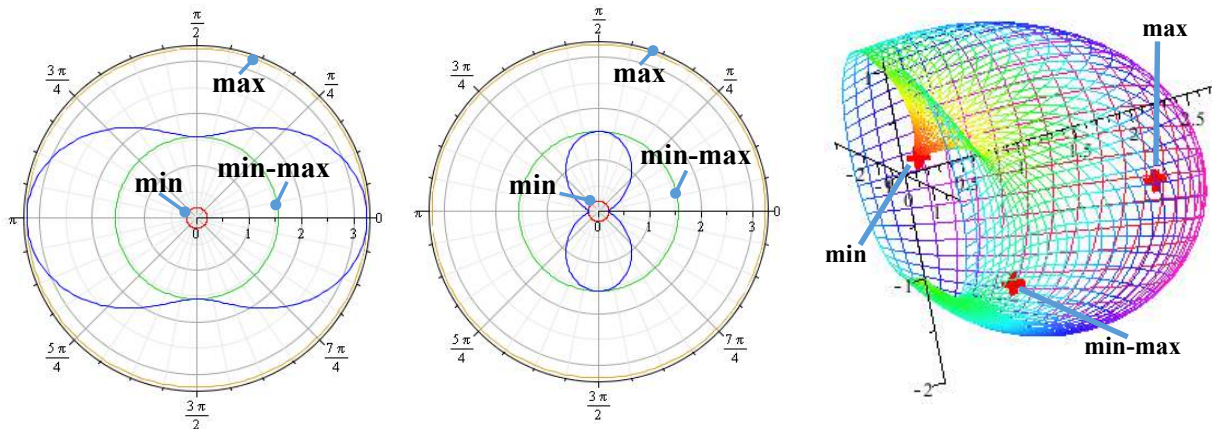


Рисунок 6 – Графічне зображення функції Релея для тримасової системи

Висновки. Отримані результати дають підстави для наступних висновків.

1. Запропонований підхід дає можливість визначати аналітично-чисельним методом реакцію складних систем на варіювання проектних параметрів.
2. Застосування функції Релея у модифікованому вигляді дає можливість шляхом визначення її безумовних екстремумів визначати ВЧК та ВФК об'єктів довільної природи та структури.
3. Для визначення реакції спектрів ВЧК та ВФК на варіювання проектних параметрів запропоновано метод «реперних» розв'язків, згідно якого чутливість визначається шляхом скінчено-різницевого диференціювання.
4. Розв'язання низки тестових прикладних задач дає підстави для констатації високої ефективності, точності та достовірності результатів досліджень. Це дало змогу обґрунтувати прогресивні технічні рішення, зокрема бронекорпусів легкоброньованих машин, які забезпечують підвищення тактико-технічних характеристик легкоброньованих машин.

У подальших дослідженнях планується розширити клас досліджуваних об'єктів.

[illegible]

описания / Н. А. Ткачук, Г. Д. Гриценко, А. Д. Чепурной [и др.] // *Механіка та машинобудування*. – Харків: НТУ «ХПІ». – 2006. – № 1. – С. 57–79. **11.** Ткачук Н. А. Основы обобщенного параметрического описания сложных механических систем / Н. А. Ткачук, А. Д. Чепурной, Г. Д. Гриценко [и др.] // *Вісник Східноукр. нац. ун-ту ім. В. Даля*. – 2007. – №9(115), част. 1. – С. 196–205. **12.** Грабовський, А. В. Забезпечення тактико-технічних характеристик військових гусеничних і колісних машин на етапі проектних досліджень / А. В. Грабовський, А. Ю. Васильєв, М. М. Ткачук [та інші.]. // *Вісник НТУ «ХПІ». Зб. наук. праць. Серія: Нові рішення в сучасних технологіях*. – Харків. – 2016. – №18 (1190). – С. 22–29. – doi:10.20998/2413-4295.2016.18.04. **13.** Хлань, О. В. Теоретичні основи проектно-технологічно-виробничого забезпечення тактико-технічних характеристик бойових броньованих машин / О. В. Хлань, М. А. Ткачук, А. В. Грабовський // *Вісник НТУ «ХПІ», Серія: Нові рішення в сучасних технологіях*. – Харків: НТУ «ХПІ». – 2018. – № 9 (1285). – С. 83–89. – doi:10.20998/2413-4295.2018.09.12. **14.** Танченко А. Ю. Влияние толщины панелей на спектр собственных частот колебаний корпусов транспортных средств специального назначения / А. Ю. Танченко // *Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Машинознавство та САПР*. – Харків: НТУ «ХПІ». – 2013. – №23 (996). – С. 138–145. **15.** Танченко А. Ю. Анализ чувствительности прочностных и динамических характеристик машиностроительных конструкций на основе прямого возмущения конечно-элементных моделей / Н. А. Ткачук, А. Ю. Танченко, А. Н. Ткачук, П. В. Чурбанов, И. Я. Храмова, О. А. Ищенко // *Вісник Національного технічного університету "Харківський політехнічний інститут"*. – Харків: НТУ «ХПІ» – 2012. – №22. – С. 147–169. **16.** Танченко А. Ю. Метод прямого конечного возмущения конечно-элементных моделей при численном исследовании динамических, жесткостных и прочностных характеристик тонкостенных элементов машин строительных конструкций / А. Ю. Танченко, А. В. Литвиненко, А. Д. Чепурной [и др.] // *Вестник Брянского государственного технического университета*. – Брянск: БГТУ. – 2014. – № 4(44). – С.114–124. **17.** Зенкевич О. Метод конечных элементов в технике / О. Зенкевич. – М. : Мир, 1975. – 542. **18.** Гринев В. Б. Оптимизация стержней по спектру собственных значений / В. Б. Гринев, А. П. Филиппов. – К : Наук. думка, 1979. – 211 с. **19.** Симсон Э. А. Методика анализа чувствительности вибрационных параметров механических систем / Э. А. Симсон, С. А. Назаренко, М. В. Трохман // *Восточно-Европейский журнал передовых технологий*. – 2008. – 2/4 (32). – С. 44–47. **20.** Бабаков И. М. Теория колебаний / И. М. Бабаков. – М. : Наука, 1968. – 560 с. **21.** Грабовский, А. В. Чувствительность собственных форм колебаний систем с несколькими степенями свободы к варьированию параметров динамической системы / А. В. Грабовский, Н. А. Ткачук, Н. Н. Ткачук, А. Ю. Танченко, И. В. Мазур // *Вестник НТУ «ХПІ». Серія: Транспортное машиностроение*. – Х. : НТУ «ХПІ». – 2015. – № 43. – С. 25 – 29. **22.** Грабовский, А. В. Влияние варьируемых инерционно-жесткостных параметров на характеристики динамических многомассовых систем / А. В. Грабовский // *Вестник НТУ «ХПІ». Серія: Новые решения в современных технологиях*. – Х. : НТУ «ХПІ». – 2016. – № 12 (1184). – С. 17 - 22. – doi:10.20998/2413-4295.2016.12.03. **23.** Грабовский А. В. Определение чувствительности собственных частот и форм колебаний прямоугольной пластины к варьированию ее инерционно-жесткостных характеристик / А. В. Грабовский // *Вестник НТУ «ХПІ», Серія: Новые решения в современных технологиях*. – Харьков: НТУ «ХПІ». – 2017. – № 7 (1229). – С. 39–48. – doi:10.20998/2413-4295.2017.07.06. **24.** Ткачук Н. А. Анализ чувствительности вибрационных характеристик бронекорпусов к изменению проектно-технологических параметров / Н. А. Ткачук, А. В. Заворотный, А. В. Грабовский, А. В. Литвиненко, В. Ф. Климов, А. С. Богач, И. Я. Храмова, И. П. Пархонюк // *Механіка та машинобудування*. – 2017. – № 1. – С 38–46.

Bibliography (transliterated): **1.** Bojko G. O. Deyaki dani suchasnogo stanu j tendencij rozvitku kolisnih bojovih bron'ovanih mashin / G. O. Bojko, S. P. Bisik // *Vijs'kovo-tekhnichna politika. Ozbroyennya ta vijs'kova tekhnika*. – 2014. – №3. – S. 20–24. **2.** Anipko O. B. K voprosu o klassifikacii lyogkih kolyosnyh i gusenichnyh boevykh bronirovannyh mashin / O. B. Anipko, O. N. Rikunov, E. P. Ponomaryov, G. N. Marenko // *Integrovani tekhnologii promislovosti*. – 2008. – №2. – S. 108–112. **3.** MT-LB i ego modifikacii <https://topwar.ru/9162-mt-lb-i-ego-modifikacii.html> **4.** MT-LB <https://ru.wikipedia.org/wiki/%D0%9C%D0%A2-%D0%9B%D0%91> **5.** HKBM im. O. O. Morozova

<http://morozov.com.ua/> 6. Vasil'ev A. YU. Obzor podhodov dopolnitel'nogo bronirovaniya legkobronirovannykh mashin / A. YU. Vasil'ev, O. E. SHatalov, E. E. Dudar // *Visnik NTU "HPI"*. – 2015. – № 31 (1140). – S. 38-45. 7. CHepkov I. B. Zagal'ni tendencii rozvitku ozbroennyya ta vijs'kovoï tekhniki / CHepkov I. B., Nor P. I. // *Ozbroennyya ta vijs'kova tekhnika*. – 2014. – № 1. – S. 4-13. 8. CHepkov I. B. Model' processa pronikaniya sostavnogo udlinennogo porazhayushchego ehlementa v ehkranirovannuyu pregradu / I. B. CHepkov, S. A. Lavrikov // *Problemy prochnosti*. – 2003. – № 2. – S. 102-111. 9. Bisik S. P. Ocinka vplivu sposobu kriplennyya protiminnogo ekrana na protiminnu stijkist' bojovih bron'ovanih mashin / S. P. Bisik, I. B. CHepkov, V. A. Golub, V. G. Korbach // *Sistemi ozbroennyya i vijs'kova tekhnika*. – 2013. – № 1(33). – S. 8-12. 10. Tkachuk N. A. Konechno-ehlementnye modeli ehlementov slozhnykh mekhanicheskikh sistem: tekhnologiya avtomatizirovannoy generacii i parametrizovannogo opisaniya / N. A. Tkachuk, G. D. Gricenko, A. D. CHepurnoj [i dr.] // *Mekhanika ta mashinobuduvannya*. – Harkiv: NTU "HPI". – 2006. – № 1. – S. 57-79. 11. Tkachuk N. A. Osnovy obobshchennogo parametricheskogo opisaniya slozhnykh mekhanicheskikh sistem / N. A. Tkachuk, A. D. CHepurnoj, G. D. Gricenko [i dr.] // *Visnik Skhidnoukr. nac. un-tu im. V. Dalya*. – 2007. – №9(115), chast. 1. – C. 196-205. 12. Grabovs'kij, A. V. Zabezpechennyya taktiko-tekhnichnih harakteristik vijs'kovich gusenichnih i kolisnih mashin na etapi proektnih doslidzhen' / A. V. Grabovs'kij, A. YU. Vasil'ev, M. M. Tkachuk [ta insh.]. // *Visnik NTU "HPI". Zb. nauk. prac'. Seriya: Novi rishennyya v suchasniy tekhnologiyah*. – Harkiv. – 2016. – №18 (1190). – S. 22-29. – doi:10.20998/2413-4295.2016.18.04. 13. Hlan', O. V. Teoretichni osnovi proektno-tekhnologichno-virobnichogo zabezpechennyya taktiko-tekhnichnih harakteristik bojovih bron'ovanih mashin / O. V. Hlan', M. A. Tkachuk, A. V. Grabovs'kij // *Visnik NTU "HPI", Seriya: Novi rishennyya v suchasniy tekhnologiyah*. – Harkiv: NTU "HPI". – 2018. – № 9 (1285). – S. 83-89. – doi:10.20998/2413-4295.2018.09.12. 14. Tanchenko A. YU. Vliyanie tolshchiny panelej na spektr sobstvennykh chastot kolebanij korpusov transportnykh sredstv special'nogo naznacheniya / A. YU. Tanchenko // *Visnik NTU "HPI". Seriya: Mashinoznavstvo ta SAPR*. – Harkiv: NTU "HPI". – 2013. – №23 (996). – S. 138-145. 15. Tanchenko A. YU. Analiz chuvstvitel'nosti prochnostnykh i dinamicheskikh harakteristik mashinostroitel'nykh konstrukcij na osnove pryamogo vozmushcheniya konechno-ehlementnykh modelej / N. A. Tkachuk, A. YU. Tanchenko, A. N. Tkachuk, P. V. CHurbanov, I. YA. Hramcova, O. A. Ishchenko // *Visnik Nacional'nogo tekhnichnogo universitetu "Harkivs'kij politekhnichnij institut"*. – Harkiv: NTU "HPI" – 2012. – №22. – S. 147-169. 16. Tanchenko A. YU. Metod pryamogo konechnogo vozmushcheniya konechno-ehlementnykh modelej pri chislennom issledovanii dinamicheskikh, zhestkostnykh i prochnostnykh harakteristik tonkostennykh ehlementov mashin stroitel'nykh konstrukcij / A. YU. Tanchenko, A. V. Litvinenko, A. D. CHepurnoj [i dr.] // *Vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta*. – Bryansk: BGTU. – 2014. – № 4(44). – S.114-124. 17. Zenkevich O. Metod konechnykh ehlementov v tekhnike / O. Zenkevich. – M. : Mir, 1975. – 542. 18. Grinev V. B. Optimizaciya sterzhnej po spektru sobstvennykh znachenij / V. B. Grinev, A. P. Filippov. – K : Nauk. dumka, 1979. – 211 s. 19. Simson EH. A. Metodika analiza chuvstvitel'nosti vibracionnykh parametrov mekhanicheskikh sistem / EH. A. Simson, S. A. Nazarenko, M. V. Trohman // *Vostochno-Evropejskij zhurnal peredovykh tekhnologij*. – 2008. – 2/4 (32). – S. 44-47. 20. Babakov I. M. Teoriya kolebanij / I. M. Babakov. – M. : Nauka, 1968. – 560 s. 21. Grabovskij, A. V. CHuvstvitel'nost' sobstvennykh form kolebanij sistem s neskol'kimi stepenyami svobody k var'irovaniyu parametrov dinamicheskoy sistemy / A. V. Grabovskij, N. A. Tkachuk, N. N. Tkachuk, A. YU. Tanchenko, I. V. Mazur // *Vestnik NTU "HPI". Seriya: Transportnoe mashinostroenie*. – H. : NTU "HPI". – 2015. – № 43. – S. 25 – 29. 22. Grabovskij, A. V. Vliyanie var'iruemykh inercionno-zhestkostnykh parametrov na harakteristiki dinamicheskikh mnogomassovykh sistem / A. V. Grabovskij // *Vestnik NTU "HPI". Seriya: Novye resheniya v sovremennykh tekhnologiyah*. – H. : NTU "HPI". – 2016. – № 12 (1184). – S. 17 - 22. – doi:10.20998/2413-4295.2016.12.03. 23. Grabovskij A. V. Opredelenie chuvstvitel'nosti sobstvennykh chastot i form kolebanij pryamougol'noj plastiny k var'irovaniyu ee inercionno-zhestkostnykh harakteristik / A. V. Grabovskij // *Vestnik NTU "HPI", Seriya: Novye resheniya v sovremennykh tekhnologiyah*. – Har'kov: NTU "HPI". – 2017. – № 7 (1229). – S. 39-48. – doi:10.20998/2413-4295.2017.07.06. 24. Tkachuk N. A. Analiz chuvstvitel'nosti vibracionnykh harakteristik bronekorpusov k izmeneniyu proektno-tekhnologicheskikh parametrov / N. A. Tkachuk, A. V. Zavorotnyj, A. V. Grabovskij, A. V. Litvinenko, V. F. Klimov, A. S. Bogach, I. YA. Hramcova, I. P. Parhonyuk // *Mekhanika ta mashinobuduvannya*. – 2017. – № 1. – C 38-46.

Грабовський А.В., Ткачук М.А., Мерецька К.О., Ткачук М.М., Васильєв А.Ю.,
Бондаренко М.О., Скрипченко Н.Б.

**ВПЛИВ ВАРІЙОВАНИХ ПАРАМЕТРІВ НА ВЛАСНІ КОЛИВАННЯ
БРОНЕКОРПУСІВ ЛЕГКОБРОНЬОВАНИХ МАШИН**

У статті описано застосування методу лінеаризації власних частот і форм коливань бронекорпусів легкоброньованих машин за варійованими проектними параметрами. Шляхом цілеспрямованого варіювання параметрів бронекорпусів пропонується відлаштуватися від резонансних режимів збудження. При цьому можна поліпшити розташування зон максимальних значень напружень. Вони можуть бути зміщені від зварних швів тонкостінних елементів. Цим досягається підвищення міцності та жорсткості бронекорпусів. Це дає можливість забезпечити високі технічні та тактико-технічні характеристики легкоброньованих машин, оскільки бронекорпуси є основними силовими, компоновальними та захисними елементами цих машин. У результаті створюються теоретичні основи розв'язання прикладних задач, які виникають при проектуванні, технологічній підготовці та освоєнні виробництва легкоброньованих машин.

Грабовский А.В., Ткачук Н.А., Мерецкая К.О., Ткачук Н.Н., Васильев А.Ю.
Бондаренко М.А., Скрипченко Н.Б.

**ВЛИЯНИЕ ВАРЬИРУЕМЫХ ПАРАМЕТРОВ НА СОБСТВЕННЫЕ КОЛЕБАНИЯ
БРОНЕКОРПУСОВ ЛЕГКОБРОНИРОВАННОЙ МАШИН**

В статье описано применение метода линеаризации собственных частот и форм колебаний бронекорпусов легкобронированных машин по варьлируемым проектными параметрами. Путем целенаправленного варьирования параметров бронекорпусов предлагается отстраиваться от резонансных режимов возбуждения. При этом можно улучшить расположение зон максимальных значений напряжений. Они могут быть смещены от сварных швов тонкостенных элементов. Этим достигается повышение прочности и жесткости бронекорпусов. Это дает возможность обеспечить высокие технические и тактико-технические характеристики легкобронированных машин, поскольку бронекорпусов являются основными силовыми, компоновочными и защитными элементами этих машин. В результате создаются теоретические основы решения прикладных задач, возникающих при проектировании, технологической подготовке и освоении производства легкобронированных машин.

A. Grabovskiy, M. Tkachuk, K. Meretska, M. Tkachuk, A. Vasiliev, M. Bondarenko,
N. Skripchenko

**INFLUENCE OF VARIABLE PARAMETERS ON THE NATURAL OSCILLATIONS OF
HULLS OF LIGHTLY ARMORED VEHICLES**

The article describes the application of the method of linearization of natural frequencies and modes of vibration of armored hulls of lightly armored vehicles with varying design parameters. By deliberately varying the parameters of the armored hulls, it is proposed to rebuild from the resonance excitation modes. In this case, it is possible to improve the arrangement of the zones of maximum stress values. They can be displaced from the weld seams of thin-walled elements. This makes it possible to increase the strength and rigidity of armored hulls. This makes it possible to provide high technical and tactical and technical characteristics of lightly armored vehicles, since armored corps are the main power, layout and protective elements of these machines. As a result, theoretical bases for solving applied problems arising in the design, technological preparation and development of production of lightly armored vehicles are created.

МЕТОДИКА РОЗРАХУНКУ ДИНАМІЧНОЇ НАВАНТАЖЕНОСТІ ГІДРОПНЕВМАТИЧНОЇ ПІДВІСКИ КОЛІСНОЇ ЛЕГКОБРОНЬОВАНОЇ МАШИНИ

Постановка проблеми. При пересуванні колісних легкоброньованих машин (ЛБМ) по пересіченій місцевості з високими швидкостями її система підресорювання (СП) та бронекорпус у місцях кріплення вузлів підвіски зазнають значних динамічних навантажень. Це ж спостерігається і при підриві на вибухових пристроях. В результаті відбувається передчасний вихід вузлів з ладу, втрата рухливості, поява тріщин, порушення герметичності корпусу та втрата машиною плавучості. Таким чином, зниження динамічної навантаженості вузлів підвіски та бронекорпусу з боку ходової частини, при одночасному забезпеченні максимально можливої плавності ходу в умовах пересіченої місцевості, дозволить забезпечити достатній ресурс та високі тактико-технічні характеристики колісних ЛБМ, що обумовлює актуальність даної задачі.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. У роботі [1] проведено аналіз показників рухливості, захищеності і вогневої потужності військових гусеничних і колісних машин та сформульовано фактори впливу СП на їх забезпечення та зростання. Показано, що СП та рівень їх досконалості і можливостей суттєво впливають на дані показники і є вагомим потенціалом їх значного підвищення. У роботі [2] дано оцінку підвісці вітчизняних бронетранспортерів БТР-3, БТР-4 і «Дозор-Б» та зроблено висновок про її невідповідність сучасним вимогам, що зводить до мінімуму підвищення показників рухливості, захищеності та вогневої потужності в результаті встановлення більш потужних двигунів, вдосконалених трансмісії та комплексів озброєння. Відзначено, що перспективними напрямками удосконалення СП даних бронетранспортерів є суттєве збільшення динамічного ходу та енергоємності демпфірувальних пристроїв, застосування гідропневматичної підвіски (ГПП) та використання магнітореологічних еластомірів у шарнірах підвіски з метою реалізації керування її пружними і демпфірувальними характеристиками. У роботі [3] проведено аналіз та вибрано кінематичну схему ГПП колісних бронетранспортерів, що задовольняє сформульованим вимогам. Проведено попередній розрахунок одноступінчастої пневмогідравлічної ресори (ПГР), вибрано заправний тиск і об'єм пневмокамери та побудовано пружну характеристику підвіски для двох крайніх значень показника політропи.

Мета досліджень. Розробити методику розрахунку динамічної навантаженості ГПП та бронекорпусу колісної ЛБМ у місцях кріплення вузлів підвіски, з метою її подальшого використання при параметричній оптимізації СП з метою підвищенні тактико-технічних характеристик даних машин.

Основний зміст. Під розрахунком динамічної навантаженості будемо розуміти розрахунок зусиль, що виникають на штоках ПГР, колесах, у шарнірах важелів підвіски та у місцях їх кріплення до бронекорпусу при пересуванні ЛБМ по пересіченій місцевості з високими швидкостями при наявності пробіїв підвіски.

В загальному випадку, повну вертикальну складову N_{ZPi} реакції на осі i -го колеса до моменту повної деформації буферу стиску можна визначити як:

$$N_{ZPi} = N_{Ri} + N_{Ui} + N_{\text{ш}i}. \quad (1)$$

Тут N_{Ri} – вертикальна складова на осі i -го колеса, обумовлена зусиллям P_{Ri} на штоці ПГР, яке у свою чергу, визначається за допомогою математичної моделі роботи ПГР в залежності від переміщення та швидкості переміщення її штоку (розраховуються з використанням точної кінематичної схеми підвіски по вертикальним переміщенню та швидкості переміщення колеса, в залежності від дорожніх умов, параметрів коливань підресореного корпусу та швидкості руху машини); від даної складової N_{Ri} залежать плавність ходу машини та динамічна завантаженість її ходової частини; N_{Ui} – вертикальна складова на осі i -го колеса, обумовлена роботою буферу стиску до моменту його повної деформації (у разі повної деформації необхідно враховувати наступну деформацію шини та ґрунту під колесом); $N_{\text{III}i}$ – вертикальна складова на осі i -го колеса, обумовлена роботою гумових шарнірів важелів підвіски.

Визначимо вертикальну складову N_{Ri} реакції ґрунту на колесі i -ї підвіски, обумовлену роботою ПГР. Силами інерції важелів, з огляду на їх незначну величину у порівнянні з діючими навантаженнями, будемо нехтувати. Розрахункова схема представлена на рис. 1.

Розглянемо рівновагу всієї підвіски відносно т. В.

$$N_{Ri} \cdot PN_i - P_{Ri} \cdot l_{PRi} - N_{03ni} \cdot l_{03ni} = 0. \quad (2)$$

Розглянемо рівновагу ланки 2 відносно т. С.

$$N_{Ri} \cdot l_{Ri} \cdot \cos \delta_i - N_{32ni} \cdot l_{32ni} = 0, \quad (3)$$

$$\text{де } N_{32ni} = N_{03ni}; \quad \Rightarrow \quad N_{03ni} = \frac{N_{Ri} \cdot l_{Ri} \cdot \cos \delta_i}{l_{32ni}}. \quad (4)$$

Підставимо вираз (4) до виразу (2) та вирішимо рівняння відносно N_{Ri} :

$$N_{Ri} = \frac{P_{Ri} \cdot l_{PRi} \cdot l_{32ni}}{PN_i \cdot l_{32ni} - l_{Ri} \cdot \cos \delta_i \cdot l_{03ni}}. \quad (5)$$

Визначимо реакції у шарнірах важелів підвіски та у місцях її кріплення до бронекорпусу. Реакція на верхній опорі ПГР визначиться як

$$N_{40i} = -N_{04i} = -P_{Ri}. \quad (6)$$

Реакцію на опорі верхнього важеля знайдемо з виразу (4), підставивши туди вираз (5).

$$N_{03ni} = \frac{P_{Ri} \cdot l_{PRi} \cdot l_{Ri} \cdot \cos \delta_i}{PN_i \cdot l_{32ni} - l_{Ri} \cdot \cos \delta_i \cdot l_{03ni}}. \quad (7)$$

Визначимо реакції на опорі нижнього важеля. Для знаходження її тангенціальної складової розглянемо рівновагу ланки 1 відносно т. С.

$$N_{01\tau i} = \frac{P_{Ri} \cdot l_{RCi}}{l_1}. \quad (8)$$

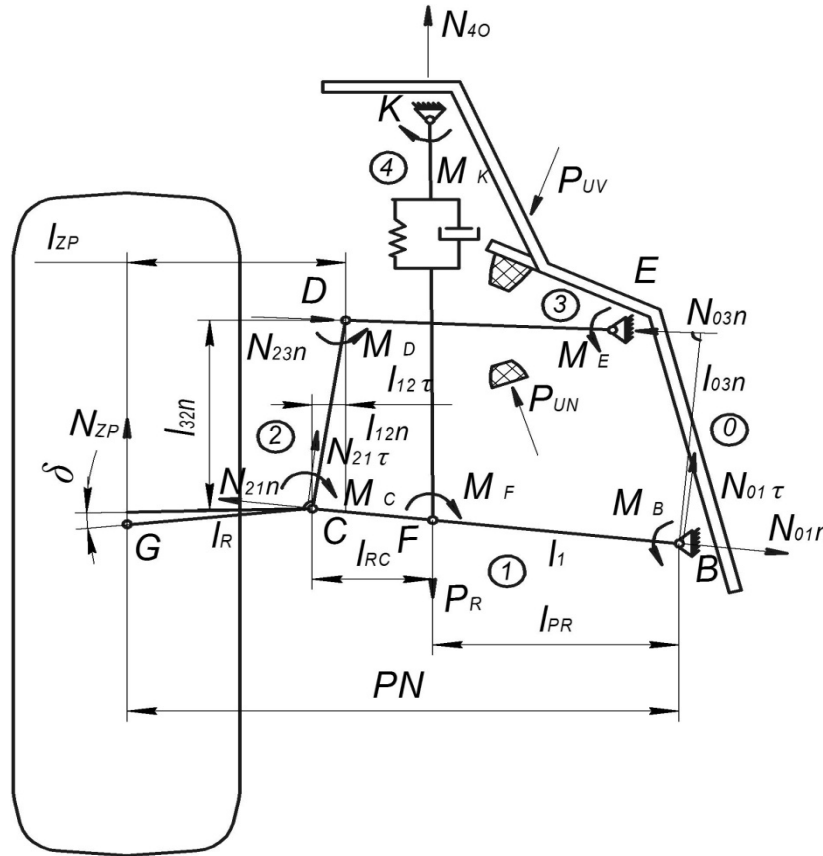


Рисунок 1 – Розрахункова схема зусиль 2-х важільної гідропневматичної підвіски (i -ті індекси не показані)

Для визначення нормальної складової розглянемо рівновагу ланки 2 відносно т. D .

$$N_{Ri} \cdot l_{ZPi} - N_{12\tau i} \cdot l_{12\tau i} - N_{12ni} \cdot l_{12ni} = 0,$$

де $N_{01ni} = N_{12ni}$.

Тоді

$$N_{01ni} = \frac{N_{Ri} \cdot l_{ZPi} - N_{12\tau i} \cdot l_{12\tau i}}{l_{12ni}}. \quad (9)$$

Визначимо $N_{12\tau i}$, розглянувши рівновагу ланки 1 відносно т. F .

$$N_{12\tau i} = -N_{21\tau i}, \quad \text{де} \quad N_{21\tau i} = \frac{N_{01\tau i} \cdot l_{FB}}{l_{CF}}. \quad (10)$$

Усі плечі сил, які було використано у виразах (2) – (10), знаходяться з розрахунку точної кінематики підвіски в процесі руху ЛБМ по нерівностям.

Розглянемо знаходження зусиль, які виникають у підвісці при її пробі. Розрахункова схема представлена на рис. 2. Визначимо складову N_{Ui} повної вертикальної реакції на осі колеса обумовлену деформацією буферу стиску.

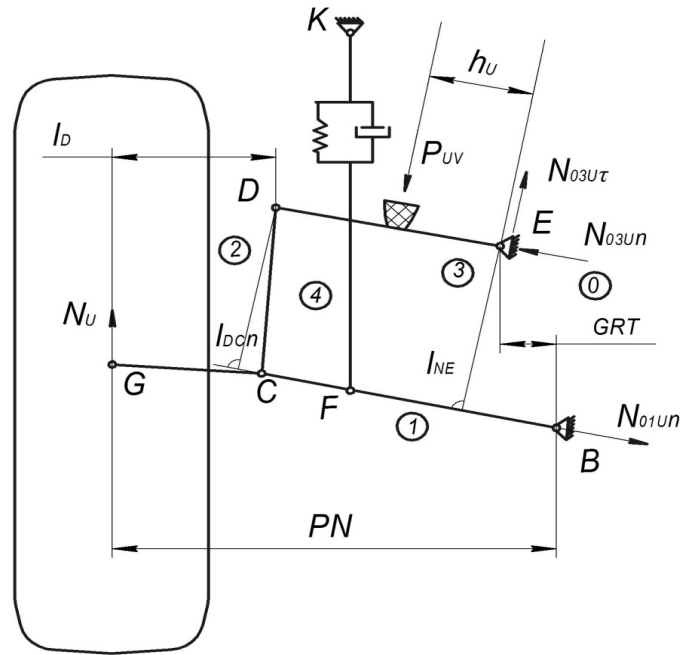


Рисунок 2 – Розрахункова схема зусиль при деформації буферу стиску
(i -ті індекси не показані)

Розглянемо рівновагу всієї підвіски відносно т. E .

$$N_{Ui} \cdot (PN_i - GRT_i) - P_{UWi} \cdot h_{Ui} - N_{01Uni} \cdot l_{NEi} = 0. \quad (11)$$

Суму моментів відносно т. D для ланки 2 запишемо як:

$$N_{Ui} \cdot l_{Di} - N_{01Uni} \cdot l_{DCni} = 0. \quad (12)$$

Вирішимо вираз (12) відносно $N_{0iU_{ni}}$, підставимо у вираз (11) та вирішимо його відносно N_{U_i} .

$$N_{Ui} = \frac{P_{UVi} \cdot h_{Ui} \cdot l_{DCni}}{(PN_i - GRT_i) \cdot l_{DCni} - l_{Di} \cdot l_{NEi}} \dots \quad (13)$$

Зусилля P_{UVi} буферу стиску розраховується по експериментальній пружній характеристиці в залежності від його деформації, яка визначається кінематикою підвіски на даний момент часу.

Визначимо складову N_{III_i} повної вертикальної складової реакції на осі i -го колеса, обумовлену деформацією шарнірів підвіски, використовуючи вираз для балансу роботи:

$$N_{IIIi} = M_{Bi} \cdot \frac{d\psi_{Bi}}{dz_{1i}} + M_{Ci} \cdot \frac{d\psi_{Ci}}{dz_{1i}} + M_{Di} \cdot \frac{d\psi_{Di}}{dz_{1i}} + M_{Ei} \cdot \frac{d\psi_{Ei}}{dz_{1i}} + \quad (14)$$

$$+M_{Fi} \cdot \frac{d\psi_{Fi}}{dz_{li}} + M_{Ki} \cdot \frac{d\psi_{Ki}}{dz_{li}}.$$

Тут z_{li} – динамічний хід i -ї підвіски; $M_{Bi}, M_{Ci}, M_{Di}, M_{Ei}, M_{Fi}, M_{Ki}$ – моменти в шарнірах i -ї підвіски, що виникають при їх повороті відповідно на кути $d\psi_{Bi}, d\psi_{Ci}, d\psi_{Di}, d\psi_{Ei}, d\psi_{Fi}, d\psi_{Ki}$.

Зазначені моменти можна визначити як:

$$M_{\text{ШАР}} = C_{\text{ШАР}} \cdot \psi_{\text{ШАР}}, \quad (15)$$

де $C_{\text{ШАР}}$ – кутова жорсткість шарніра, яка знаходиться за наступним виразом [4]:

$$C_{\text{ШАР}} = \frac{dM_{\text{ШАР}}}{d\psi_{\text{ШАР}}} = \pi \cdot G \cdot b_z \frac{D_H^2 \cdot D_{BH}^2}{D_H^2 - D_{BH}^2}, \quad (16)$$

де G – модуль пружності гуми 2-го роду, b_z – довжина гумової втулки, D_H та D_{BH} – відповідно, зовнішній та внутрішній діаметр гумової втулки.

Величини $\frac{d\psi_{Bi}}{dz_{li}}, \frac{d\psi_{Ci}}{dz_{li}}, \frac{d\psi_{Di}}{dz_{li}}, \frac{d\psi_{Ei}}{dz_{li}}, \frac{d\psi_{Fi}}{dz_{li}}$ і $\frac{d\psi_{Ki}}{dz_{li}}$ визначимо графічно, задаю-

чи приріст динамічного ходу dz_{li} та обчислюючи приріст кута повороту відповідного шарніра. Кути повороту шарнірів визначаються, виходячи з положення важелів підвіски при якому відбувалася затяжка шарнірів.

В процесі роботи підвіски, при повороті її нижнього важеля зі швидкістю $\dot{\psi}_i$, реакцію $N_{\text{ш}}$ необхідно збільшувати на величину $K_{\text{ш}} \cdot \dot{\psi}_i$; де коефіцієнт $K_{\text{ш}}$ характеризує втрати в шарнірах підвіски.

Таким чином, у кожний момент часу, використовуючи точну кінематику підвіски можна розраховувати усі складові вертикальної реакції на колесах i -ї підвіски.

Висновки. Розроблена методика розрахунку динамічної навантаженості 2-х важільної гідропневматичної підвіски та бронекорпусу колісної ЛБМ у місцях кріплення її вузлів, завдяки використанню точної кінематики підвіски, дозволить з високою точністю знаходити моменти та зусилля, що діють.

Подальше використання даної методики при розрахунку параметрів плавності ходу та динамічної завантаженості вузлів і бронекорпусу дозволить при проведенні параметричної оптимізації забезпечити максимально можливу рухливість в умовах пересіченої місцевості, достатній ресурс та високі тактико-технічні характеристики колісних ЛБМ.

Література: 1. Дуценко В. В. Фактори впливу систем підресорювання військових гусеничних і колісних машин на забезпечення зростання показників рухливості, захищеності та вогневої потужності / В. В. Дуценко, Р. А. Нанівський // *Механіка та машинобудування*. – 2017. – №2. – С. 88–98. 2. Дуценко В. В. Оцінка якості систем підресорювання бронетранспортерів БТР-3, БТР-4 і «Дозор-Б» та можливі напрямки їх удосконалення / В. В. Дуценко, А. О. Маслієв, О. М. Ярмач, Г. І. Цимбал // *Механіка та машинобудування*. – 2017. – № 2. – С. 76–88. 3. Дуценко В. В. Вибір кінематичної схеми та попередній розрахунок гідропневматичної підвіски колісних бронетранспортерів / В. В. Дуценко, О. М. Агапов, Ю. В. Горбенко // *Вестник НТУ „ХПІ”*. Сб. науч. трудов. Транспортне машинобудування. – 2013. – Вып. 32. – С. 96–105. 4. Успенский И. Н. Проектирование подвески автомобиля / И. Н. Успенский,

А. А. Мельников. – М. : Машиностроение, 1976. – 168 с.

Bibliography (transliterated): 1. Dushchenko V. V. Faktori vplivu sistem pidresoryuvannya vijs'kovih gusenichnih i kolisnih mashin na zabezpechennya zrostannya pokaznikiv ruhливosti, zahishchenosti ta vognevoi potuzhnosti / V. V. Dushchenko, R. A. Nanivs'kij // *Mekhanika ta mashinobuduvannya*. – 2017. – №2. – S. 88–98. 2. Dushchenko V. V. Ocinka yakosti sistem pidresoryuvannya bronetransporteriv BTR-3, BTR-4 i «Dozor-B» ta mozhlivi napryamki ih udoskonalennya / V. V. Dushchenko, A. O. Masliev, O. M. YArmak, G. I. Cimbal // *Mekhanika ta mashinobuduvannya*. – 2017. – № 2. – S. 76–88. 3. Dushchenko V. V. Vibir kinematichnoi skhemi ta poperednij rozrahunok gidropnevmatichnoi pidviski kolisnih bronetransporteriv / V. V. Dushchenko, O. M. Agapov, YU. V. Gorbenko // *Vestnik NTU „HPI”. Sb. nauch. trudov. Transportne mashinobuduvannya*. – 2013. – Vyp. 32. – S. 96–105. 4. Uspenskiy I. N. Proektirovanie podveski avtomobilya / I. N. Uspenskiy, A. A. Mel'nikov. – М. : Mashinostroenie, 1976. – 168 s.

Дущенко В.В., Ярмач М.С., Маслиев А.О., Цимбал Г.І.

МЕТОДИКА РОЗРАХУНКУ ДИНАМІЧНОЇ НАВАНТАЖЕНОСТІ
ГІДРОПНЕВМАТИЧНОЇ ПІДВІСКИ КОЛІСНОЇ ЛЕГКОБРОНЬОВАНОЇ
МАШИНИ

Розроблено методику розрахунку динамічної навантаженості 2-х важільної гідропневматичної підвіски та бронекорпусу колісної легкоброньованої машини, яка завдяки використанню точної кінематики підвіски, дозволить з високою точністю знаходити моменти та зусилля, що діють. Використання даної методики при розрахунку параметрів плавності ходу та динамічної завантаженості вузлів і бронекорпусу дозволить при проведенні параметричної оптимізації забезпечити максимально можливу рухливість колісних легкоброньованих машин в умовах пересіченої місцевості, достатній ресурс та їх високі тактико-технічні характеристики.

Дущенко В.В., Ярмач Н.С., Маслиев А.О., Цымбал А.И.

МЕТОДИКА РАСЧЕТА ДИНАМИЧЕСКОЙ НАГРУЖЕННОСТИ
ГИДРОПНЕВМАТИЧЕСКОЙ ПОДВЕСКИ КОЛЕСНОЙ ЛЕГКОБРОНИРОВАННОЙ
МАШИНЫ

Разработана методика расчета динамической нагрузки 2-х рычажной гидропневматической подвески и бронекорпуса колесной легкобронированной машины, которая благодаря использованию точной кинематики подвески, позволит с высокой точностью определять действующие моменты и усилия. Использование данной методики при расчете параметров плавности хода и динамической загрузки узлов и бронекорпуса позволит при проведении параметрической оптимизации обеспечить максимально возможную подвижность колесных легкобронированных машин в условиях пересеченной местности, достаточный ресурс и их высокие тактико-технические характеристики.

V. Dushchenko, M. Yarmak, A. Masliev, G. Tsymbal

METHOD OF CALCULATION OF DYNAMIC LOADINGHYDROPNEVMATIC
SURFACE OF COLLASSED LIGHT-BROWNEDCARS

The method of calculating the dynamic load of the 2-lever guiderotatable suspension and armored frame of the wheeled light-armored machine is developed, which, due to the use of the exact kinematics of the suspension, will allow with high precision to determine the moments and forces acting. The use of this technique in calculating parameters of smoothness and dynamic loading of knots and armor corps will allow, in the course of parametric optimization, to ensure the maximum possible movement of the wheeled armored vehicles in the conditions of a rough terrain, sufficient recurs and their high tactical and technical characteristics.

УДК 621.436

Касімов А.М., Серпухов О.В., канд. техн. наук; Коритченко К.В., д-р техн. наук; Пархомчук О.В.

МОДЕЛЮВАННЯ СТИСНЕННЯ ПОВІТРЯНОГО ЗАРЯДУ З ТЕМПЕРАТУРНИМ ГРАДІЄНТОМ У ДИЗЕЛЬНОМУ ДВИГУНІ ТИПУ 6ТД

Постановка проблеми. Потужні дизельні двигуни, які використовуються в якості силових установок на зразках бронетанкового озброєння та техніки, мають різноманітні за способами дії пристрої і системи полегшення пуску в умовах низьких температур. Головним завданням вищевказаних пристроїв і систем є забезпечення надійного самозаймання палива та, відповідно, надійного запуску двигуна. Для вирішення цього завдання до складу пристроїв і систем полегшення пуску в умовах низьких температур входять підігрівачі повітря різноманітних типів дії. Але, як правило всі ці підігрівачі здійснюють підігрівання всього повітряного заряду, що в свою чергу призводить до збільшення часу підігрівання, великих втрат тепла на шляху переміщення повітря до камери згорання двигуна, великих енерговитрат на живлення підігрівачів, і не забезпечують надійного запуску двигунів у холодну пору року в умовах обмеженого часу. Це суттєво знижує бойову готовність танкових підрозділів.

Якщо підігрівати тільки частку повітряного заряду то ефективність роботи і енергоефективність підігрівачів значно зросте, але існує ризик змішування цієї частки з основним повітряним зарядом в циліндрі двигуна під час такту стиску і, як наслідок, не створення в циліндрі двигуна в кінці такту стиску температури, за якої забезпечується надійне самозаймання палива.

Актуальним є завдання прогнозування полів температури, тиску та концентрації компонентів повітряного заряду з початковим температурним градієнтом під час стиснення в циліндрі двигуна.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Моделювання процесів стиснення повітряного заряду проводиться з метою підвищення ефективності робочого процесу у деяких типах поршневих двигунів. Експериментальні дослідження процесу стиснення з охолодженням повітряного заряду виконані в роботі [1]. Запропоновано теоретичне обґрунтування зменшення більш ніж у два рази максимальної температури і тиску в кінці процесу стиснення і більш ніж на 20% витрат роботи на стиснення повітряного заряду за рахунок охолодження заряду шляхом розпилювання води. Але це не є актуальним для дизельних двигунів, у яких вирішальним фактором працездатності є досягнення високої температури в кінці такту стиску, особливо в умовах холодного пуску.

Математична модель, яка описана у роботі [2], дозволяє досліджувати процеси згорання у дизельному двигуні, що відбувається в умовах релаксації енергії коливального збудження у повітряному заряді порівняно з попереднім підігріванням повітряного заряду на вході в циліндр двигуна. В даній моделі досягнуто підвищення тиску на 20 % у ВМТ для коливально-збудженого заряду, що забезпечує підвищення індикаторних показників на режимі холодного пуску не менш, ніж у 1,2 рази у порівнянні з підігріванням повітря за умови однакових витрат енергії. Але використання даної моделі можливе тільки за умови підігрівання всього повітряного заряду, що, як показує практика, є малоефективним і призводить до великих енерговитрат не забезпечуючи надійний запуск холодного двигуна.

© А.М. Касімов, 2018

Таким чином, для оцінки перспективності використання способу полегшення холодного пуску дизельного двигуна шляхом розігрівання лише частки повітряного заряду потребується розробка та чисельне дослідження процесу стиснення повітряного заряду в дизельному двигуні в умовах нерівномірного розігрівання.

Метою роботи є чисельне дослідження зміни полів температури, тиску та концентрації компонентів повітряного заряду з початковим температурним градієнтом під час стиснення.

Постановка задачі моделювання, початкові та граничні умови. В основу вирішення науково-технічної задачі прискореного холодного пуску дизельних двигунів запропоновано формування температурно-градієнтного заряду у його циліндрах [3]. Формування такого заряду здійснюється під час такту впуску за рахунок заповнення циліндру повітрям з різною температурою. Приймалось, що підігрівання заряду здійснювалось поза камерою згорання в результаті змішування холодного повітря з продуктами згорання. Під час такту стиску відбувається теплообмін між повітряним зарядом та стінками камери згорання, а також відбувається процес термодифузії у температурно-градієнтному заряді. Для надійного запалювання палива за таким методом пуску є важливим зростання температурного градієнту під час стиснення. Перевірка наявності умов для пуску двигуна в даній роботі здійснена шляхом чисельного 3D-моделювання процесу стиснення повітряного заряду у всесвітньовідомому та апробованому програмному середовищі ANSYS, ліцензованому в НТУ “ХПІ”. Постановка задачі моделювання здійснювалась стосовно двигуна 6ТД. Цей двигун є безклапанним, двотактним, опозитним із зустрічно-рухомими поршнями. Діаметр циліндра дорівнює 120 мм. Максимальна відстань між поршнями складає 245 мм.

Таким чином моделювалось стиснення газу, що здійснювалось двома поршнями, які синхронно рухаються назустріч один одному (рис. 1). Поршні задавались у вигляді плоских границь 1, 2, що є непроникними для газу, та які рухаються. Перед початком стиснення частина газового заряду 3 являла собою повітря, а інша частина 4 заряду – є суміш повітря з продуктами згорання вуглеців (CO_2 , H_2O , N_2). Витоками газового заряду під час стиснення між поршнем та циліндром нехтувалось.

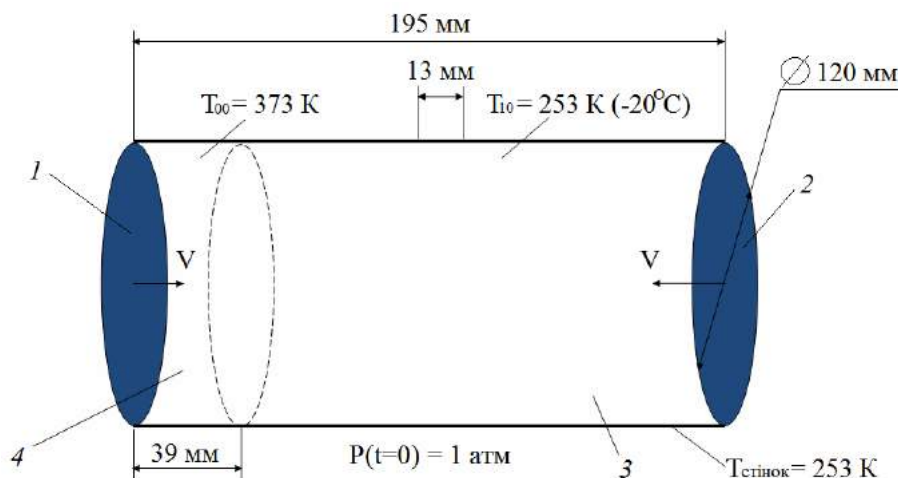


Рисунок 1 – Графічне зображення початкових умов моделювання

Початкова відстань між поршнями перед початком стиснення дорівнювала 195 мм. Ця відстань відповідає кутам закриття впускного та випускного вікон у двигуні 6ТД. Типова частота пускових обертів двигуна дорівнює $100-300 \text{ хв}^{-1}$. Шляхом перерахунку пускової частоти, та з урахування конструкції кривошипно-шатунного механізму, швидкість руху кожного з поршнів задавалась рівнянням $v(t) = 0,943 \cdot \sin(5\pi \cdot (t + 0,056))$ в м/с. Розрахунок здійснювався в інтервалі часу

$\Delta t = 0,144$ с, що дорівнює часу такту стиску за прийнятих пускових обертів. Кінцева відстань між поршнями, що виникає у ВМТ, дорівнювала 13 мм. За цієї відстані кінцевий об'єм відповідає об'єму камери згорання двигуна 6ТД у ВМТ.

Розрахунок проведено за наступних початкових умов. Приймалось, що температура повітря, яке потрапляє у циліндр двигуна (область 3 на рис. 1) дорівнювала 253 К. Температура поверхонь, що формують об'єм стиснення, задавалась сталою на час стиснення та дорівнювала 253 К. Склад, температура та висота шару області підігрітого газу (суміш повітря з продуктами згорання вуглеців, що відповідає області 4 на рисунку 1, приймалися наступними: температура дорівнювала 373 К, висота шару дорівнювала 39 мм, об'ємні частки компонентів суміші повітря з продуктами згорання $\text{O}_2/\text{CO}_2/\text{H}_2\text{O}/\text{N}_2$ відповідали співвідношенням 291/4/5/1190.

Основні рівняння математичної моделі. Для опису процесу стискання повітряного заряду в циліндрі двигуна використано модель однофазної багатокомпонентної течії. Для чисельного дослідження поставленої задачі використовується система рівнянь Нав'є – Стокса [4, 5, 6, 7], яка включає закони збереження маси, імпульсу та енергії нестационарної просторової течії в рамках підходу Ейлера в декартовій системі координат $(x_i, i = 1, 2, 3)$, в загальному вигляді:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_k}(\rho u_k) = 0, \quad (1)$$

$$\frac{\partial(\rho u_i)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_k}(\rho u_i u_k - \tau_{ik}) + \frac{\partial p}{\partial x_i} = 0, \quad (2)$$

$$\frac{\partial(\rho E)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_k}((\rho E + p)u_k + q_k - \tau_{ik}u_i) = 0, \quad (3)$$

де ρ – густина, u – швидкість, t – час, p – тиск, E – енергія, τ – тензор напруг, q – тепловий потік, нижні індекси означають підсумовування за відмінних напрямків.

Тензор напруг розраховувався за виразом

$$\tau_{ik} = -2\mu \left(\frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_k}{\partial x_i} + \frac{\partial u_i}{\partial x_k} \right) - \frac{1}{3} \text{div} \vec{u} \delta_{ik} \right), \quad (4)$$

де μ – динамічний коефіцієнт в'язкості; δ_{ik} – дельта Кронекера.

При обчисленні густини, тиску та ентальпії h шарового повітряного заряду використовуються правила змішування:

$$\frac{1}{\rho} = \sum_{b=1}^B \frac{1}{\rho_b}, \quad (5)$$

$$p = \sum_{b=1}^B p_b, \quad (6)$$

$$h = \sum_{b=1}^B c_b h_b, \quad (7)$$

де c – концентрація компоненти.

Для визначення концентрації компонентів у повітряному заряді система рівнянь (1-7) доповнена рівнянням для визначення концентрацій компонентів:

$$\frac{\partial \rho c_b}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_k} (\rho u_k c_b) = \frac{\partial}{\partial x_k} \left((D_{ij} + D_{ij}^t) \frac{\partial c_b}{\partial x_k} \right), b = 1, 2, \dots, B, \quad (8)$$

де c_b – концентрація b -го компоненту повітряного заряду $\left(\sum_{b=1}^B y_b = 1 \right)$; D_{ij} та D_{ij}^t – коефіцієнти молекулярної і турбулентної дифузії, які підпорядковуються закону Фіка, так що $D_{ij} = D \delta_{ij}$, $D_{ij}^t = \delta_{ij} \frac{\mu_t}{\sigma}$.

Дифузійний тепловий потік моделюється за допомогою рівняння

$$q_k = - \left(\frac{\mu_l}{Pr} + \frac{\mu_t}{\sigma} \right) c_p \frac{\partial T}{\partial x_k}, \quad (9)$$

де μ_l – ламінарна в'язкість; μ_t – турбулентна в'язкість; Pr – число Прандтля; σ – число Шмідта; c_p – питома теплоємність за постійним тиском; T – температура.

Теплофізичні властивості рідкого середовища визначались за рівняннями стану, емпіричними та напівемпіричними залежностями. Тобто використовувались залежності густини, в'язкості, теплопровідності, питомих теплоємностей, коефіцієнтів дифузії компонентів рідкого середовища від тиску, температури і концентрації компонентів середовища.

Для рішення нестационарних рівнянь Нав'є-Стокса використано метод усереднення за Рейнольдсом.

Результати чисельного дослідження. Розподіл температури та концентрації вуглекислого газу CO_2 у повітряному заряді перед початком стиснення представлено на рис. 2. Дослідження цих параметрів дозволяє виявити вплив термічної та концентраційної дифузії на стан повітряного заряду під час його стиснення.

За результатами чисельного дослідження під час стиснення наявність температурного градієнта у повітряному заряді зберігається (рис. 3, 4). Зокрема, за 80 град. до ВМТ у шарі заряду, який мав початкову підвищену температуру 373 К, температура газу зростає до 550 К (рис. 3). У іншій частині заряду, де початкова температура дорівнювала 253 К, температура газу зростає до 400 К. У ВМТ температура шару з попереднім підігріванням досягає 1000 К, а у шарі без підігрівання досягає лише 600 К (рис. 4).

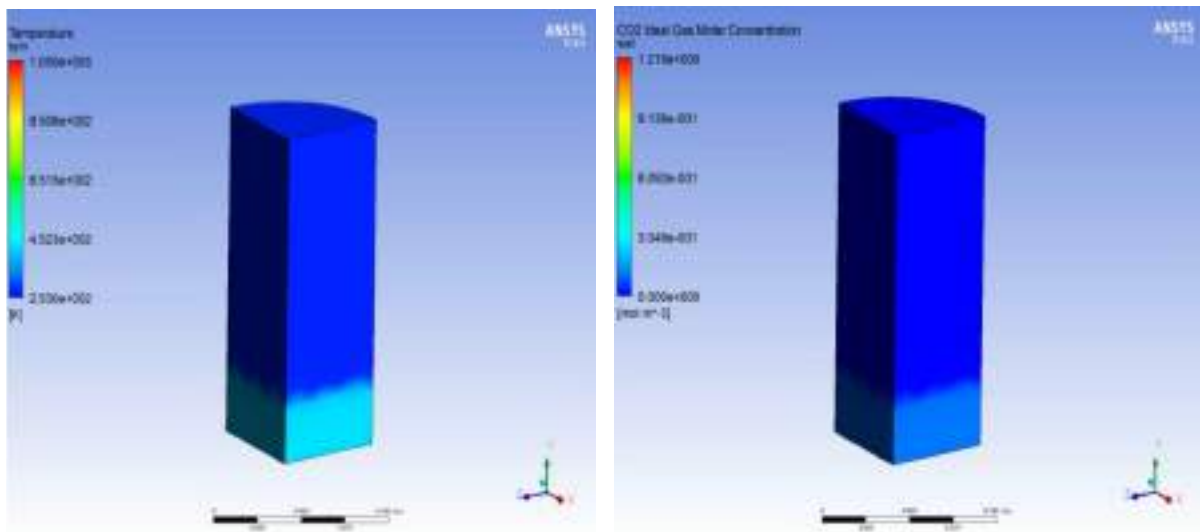


Рисунок 2 – Розподіл температури (ліворуч) та концентрації CO_2 (праворуч) у повітряному заряді перед початком стиснення

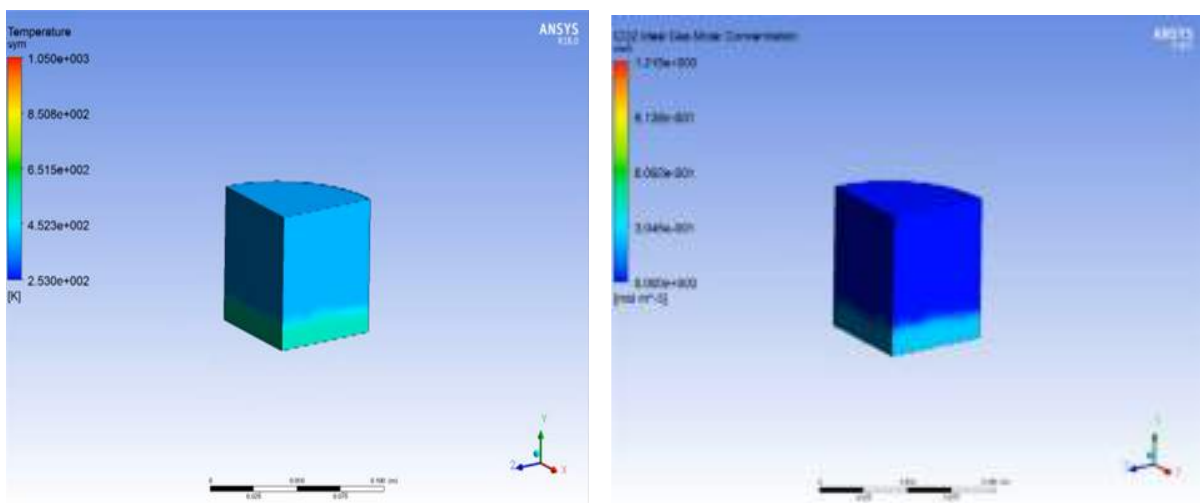


Рисунок 3 – Розподіл температури (ліворуч) та концентрації CO_2 (праворуч) у повітряному заряді за 80 град. до ВМТ

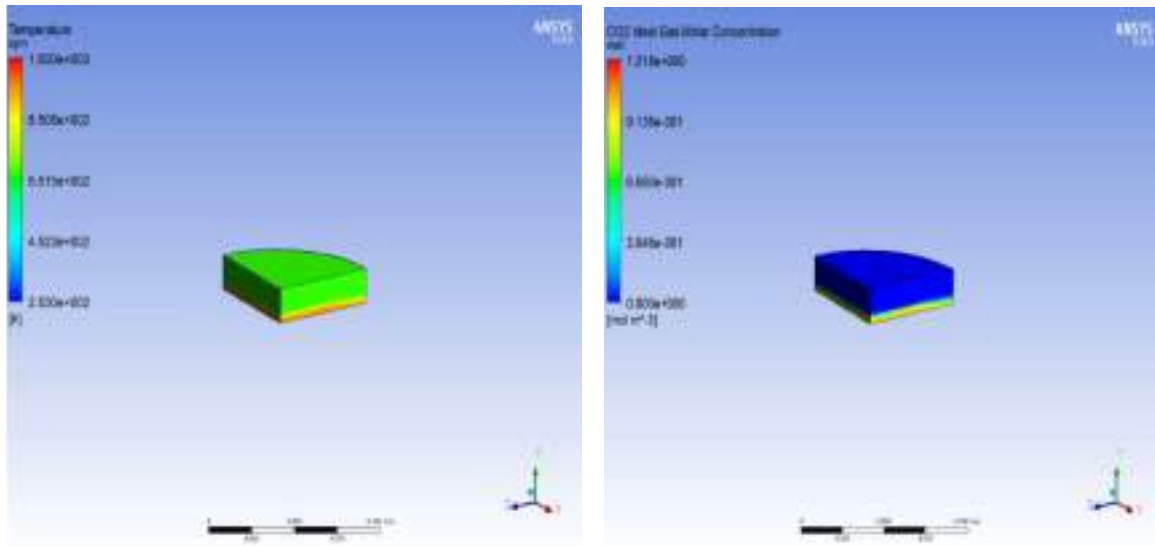


Рисунок 4 – Розподіл температури (ліворуч) та концентрації CO_2 (праворуч) у повітряному заряді у ВМТ

Таким чином, під час стиснення відбувається зростання різниці температур між шарами у заряді з 120 К до 400 К. При цьому, за результатами дослідження полів концентрації, змішування між шарами практично не відбувається.

Як перед початком стиснення, так і під час стиснення тиск у повітряному заряді зростає практично одночасно у різних шарах заряду (рис. 5). За результатами розрахунку маємо, що у двигуні 6 ТД на пускових обертах тиск у ВМТ досягає понад 3,5 МПа, що відповідає експериментальним даним.

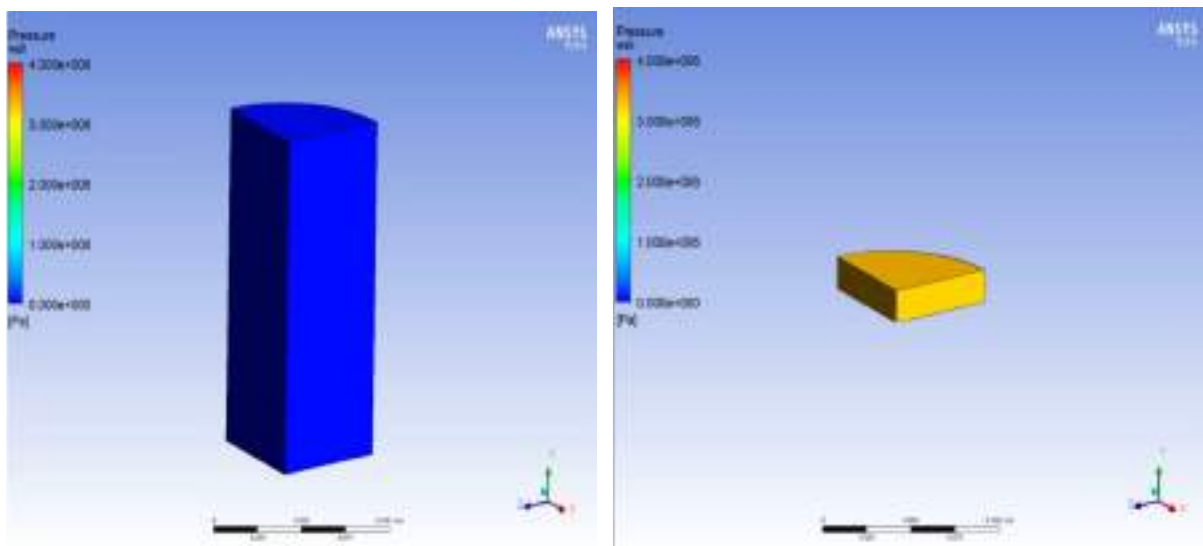


Рисунок 5 – Розподіл тиску газу у повітряному заряді у НМТ (ліворуч) та ВМТ (праворуч)

Відомо, що надійний запуск дизельного двигуна відбувається, коли температура заряду досягає 650 – 850 К. За отриманими результатами маємо, що умови для надійного запалювання палива у циліндрі двигуна виникають лише у шарі заряду з попередньо підвищеною температурою. Тобто, без підігрівання частки повітряного

заряду у двигуні, що досліджувався, умови для пуску двигуна не досягаються.

Таким чином, потрапляння палива у високотемпературний шар заряду призведе до його надійного самозаймання. Згорання палива у цьому шарі забезпечить подальше зростання тиску у камері згорання, чим буде досягнуто умови для самозаймання палива, яке потрапило у низькотемпературний шар заряду.

Висновок. Розроблена математична модель стиснення дозволила здійснити чисельне дослідження зміни полів температури, тиску та концентрації компонентів повітряного заряду з початковим температурним градієнтом у циліндрі двигуна 6ТД. За результатами дослідження виявлено, що під час стиснення повітряного заряду в дизельному двигуні в умовах нерівномірного розігрівання зберігається наявність температурного градієнта у повітряному заряді. За умови, коли температура шару у заряді має початкову температуру 373 К, у кінці такту стиску температура цього шару досягає 1000 К. За рахунок цього створюються умови для надійного самозаймання палива. Виявлено, що під час стиснення змішування між різними за температурою шарами газового заряду практично не відбувається. Тиск у ВМТ на пускових обертах досягає понад 3,5 МПа, що відповідає експериментальним даним.

У подальшому планується дослідження впливу завихрень повітря, що виникають у циліндрі двигуна в момент наповнення його повітряним зарядом внаслідок тангенціального нахилу бокових стінок впускних вікон циліндру [8], на стиснення повітряного заряду в циліндрі двигуна в умовах його нерівномірного розігрівання.

Література: 1. Белоусов Е. В. Моделирование процесса сжатия с охлаждением воздушного заряда путём распыления воды в рабочем цилиндре ДВС / Е. В. Белоусов // Двигатели внутреннего сгорания [Научно-технический журнал. Харьков: НТУ «ХПИ»] – 2006. – №1. – С. 72 – 77. 2. Марченко А. П. Математичне моделювання холодного пуску дизельних двигунів зі збудженням повітряним зарядом / А. П. Марченко, К. В. Коритченко, В. М. Замана, І. І. Сукачов, Ю. І. Кістерний // Вісник Національного технічного університету «ХПІ»: зб. наук. пр. Темат. вип.: Транспортне машинобудування. – Харків : НТУ «ХПІ». – 2011. – № 18. – С. 112 – 119. 3. Заявка на винахід України А2018 02175 від 03.03.2018р. «Пристрій для полегшення запуску дизельних двигунів» / Серпухов О. В., Коритченко К. В., Касімов А. М., Трофименко С. В.; заявник ВІТВ НТУ «ХПІ». 4. Годунов С. К. Численное решение многомерных задач газовой динамики / Годунов С. К., Забродин А. В., Иванов М. Я. и др. [под ред. С. К. Годунова] – М. : Наука, 1976. – 400 с. 5. Пирумов У. Г. Численные методы газовой динамики / У. Г. Пирумов, Г. С. Росляков. – М. : Высшая школа, 1987. – 232 с. 6. Черный Г. Г. Газовая динамика / Черный Г. Г. – М. : Наука, 1988. – 424 с. 7. Сергель О. С. Прикладная газодинамика / О. С. Сергель. – М. : Машиностроение, 1981. – 374 с. 8. Алёхин С. А. Улучшение газодинамических характеристик впускных окон в двухтактном дизеле с противоположно движущимися поршнями типа 6ТД / С. А. Алёхин, В. А. Опалев, П. Я. Перерва // Двигатели внутреннего сгорания [Научно-технический журнал. Харьков: «НТУ ХПИ»] – 2006. – №1. – С. 78 – 81.

Bibliography (transliterated): 1. Belousov E. V. Modelirovanie processa szhatiya s ohlazhdeniem vozdušnogo zaryada putyom raspyleniya vody v rabochem cilindre DVS / E. V. Belousov // Dvigateli vnutrennego sgoraniya [Nauchno-tekhnicheskij zhurnal. Har'kov: NTU «HPI»] – 2006. – №1. – S. 72 – 77. 2. Marchenko A. P. Matematichne modelyuvannya holodnogo puskuz dizel'nih dviguniv zi zbudzhenim povitryanim zaryadom / A. P. Marchenko, K. V. Koritchenko, V. M. Zamana, I. I. Sukachov, YU. I. Kisternij // Visnik Nacional'nogo tekhnichnogo universitetu «HPI»: zb. nauk. pr. Temat. vip.: Transportne mashinobuduvannya. – Harkiv : NTU «HPI». – 2011. – № 18. –

S. 112 – 119. 3. Zayavka na vinahid Ukraïni A2018 02175 vid 03.03.2018r. «Pristrij dlya polegshennya zapusku dizel'nih dviguniv» / Serpuhov O. V., Koritchenko K. V., Kasimov A. M., Trofimenko S. V.; zayavnik VITV NTU «HPI». 4. Godunov S. K. CHislennoe reshenie mnogomernyh zadach gazovoy dinamiki / Godunov S. K., Zabrodin A. V., Ivanov M. YA. i dr. [pod red. S. K. Godunova] – M. : Nauka, 1976. – 400 s. 5. Pirumov U. G. CHislennye metody gazovoy dinamiki / U. G. Pirumov, G. S. Roslyakov. – M. : Vysshaya shkola, 1987. – 232 s. 6. CHernyj G. G. Gazovaya dinamika / CHernyj G. G. – M. : Nauka, 1988. – 424 s. 7. Sergel' O. S. Prikladnaya gazodinamika / O. S. Sergel'. – M. : Mashinostroenie, 1981. – 374 s. 8. Alyohin S. A. Uluchshenie gazodinamicheskikh harakteristik vpusknyh okon v dyuhtaktnom dizele s protivopolozhno dvizhushchimisya porshnyami tipa 6TD / S. A. Alyohin, V. A. Opalev, P. YA. Pererva // Dvigateli vnutrennego sgoraniya [Nauchno-tekhnicheskij zhurnal. Har'kov: «NTU HPI»] – 2006. – №1. – S. 78 – 81.

Касімов А.М., Серпухов О.В., Коритченко К.В., Пархомчук О.В.

МОДЕЛЮВАННЯ СТИСНЕННЯ ПОВІТРЯНОГО ЗАРЯДУ З ТЕМПЕРАТУРНИМ ГРАДІЄНТОМ У ДИЗЕЛЬНОМУ ДВИГУНІ ТИПУ 6ТД

Розроблена математична модель стиснення повітряного заряду з температурним градієнтом в дизельному двигуні. Проведено чисельне дослідження зміни полів температури, тиску та концентрації компонентів повітряного заряду з початковим температурним градієнтом у циліндрі двигуна 6ТД. Виявлено зростання різниці температур між шарами у заряді, що мають різну температуру перед початком стиснення. Підтверджено можливість забезпечення умови для надійного самозаймання палива у разі використання повітряного заряду з температурним градієнтом.

Касимов А.М., Серпухов А.В., Коритченко К.В., Пархомчук А.В.

МОДЕЛИРОВАНИЕ СЖАТИЯ ВОЗДУШНОГО ЗАРЯДА С ТЕМПЕРАТУРНЫМ ГРАДИЕНТОМ В ДИЗЕЛЬНОМ ДВИГАТЕЛЕ ТИПА 6ТД

Разработана математическая модель сжатия воздушного заряда с температурным градиентом в дизельном двигателе. Проведено численное исследование изменения полей температуры, давления и концентрации компонентов воздушного заряда с начальным температурным градиентом в цилиндре двигателя 6ТД. Выявлен рост разницы температур между слоями в заряде, имеющих различную температуру перед началом сжатия. Подтверждена возможность обеспечения условия для надежного самовоспламенения топлива при использовании воздушного заряда с температурным градиентом.

A. Kasimov, O. Serpuhov, K. Korytchenko, O. Parkhomchuk

MODELING OF AIRCRAFT STORAGE WITH TEMPERATURE GRADIENT IN DIESEL ENGINE TYPE 6TD

The mathematical model of compression of an air charge with a temperature gradient in a diesel engine is developed. A numerical study was carried out to change the fields of temperature, pressure and concentration of components of an air charge with an initial temperature gradient in a cylinder of the engine 6TD. The growth of temperature difference between charge layers with different temperature before compression is revealed. The possibility of providing a condition for reliable self-ignition of fuel in the case of using an air charge with a temperature gradient has been confirmed.

ІСТОРІЯ ТА ПЕРСПЕКТИВИ ЗАСТОСУВАННЯ ТАНКОВИХ МІНОМЕТІВ

Постановка проблеми. Висока напруженість, швидкоплинність і динамічність сучасного загальновійськового бою вимагають від танкових та мінометних підрозділів високого рівня організації їх взаємодії й управління. Особливо складним завданням є організація та здійснення підтримки дій танків мінометним вогнем за умов, коли противник знаходиться на малих (до 500 м) відстанях від бойових машин. Така тактична обстановка виникає під час протистояння обслуг переносних протитанкових засобів та екіпажів танків на пересіченій місцевості, в горах, у населених пунктах. В армії Ізраїля це завдання успішно вирішується шляхом оснащення танків мінометами.

Особливістю усіх моделей танків, вироблених Ізраїлем, є наявність в комплексі їх озброєння мінометів калібру 60-мм. Послідовність, з якою Ізраїльські танкобудівники вносять до складу озброєння бойових машин міномети, може свідчити про високу бойову ефективність цих засобів. Разом із цим, іншими країнами танки мінометами не оснащуються.

Аналіз останніх досягнень і публікацій. Авторами наукових публікацій питання, пов'язані із оснащенням сучасних танків мінометними засобами, широко не обговорюються. Перспективи застосування танкових мінометів розглянуті в роботі [1]. Але авторами не розкрито впливу особливостей тактичної обстановки на ефективність застосування танкових мінометів. Тому дослідження доцільності внесення до складу комплексу озброєння сучасних танків мінометних засобів, з урахуванням умов їх бойового застосування, є актуальним завданням.

Мета статті. На основі аналізу останніх досліджень і публікацій, матеріалів електронних ресурсів обґрунтувати перспективи застосування танкових мінометів під час виконання бойових завдань екіпажами танків за різних умов тактичної обстановки.

Основна частина. Дослідження історії розвитку танкового озброєння вказує на те, що ідея оснащення танків мінометами виникла, практично, одночасно з початком бойового застосування цих броньованих машин. На рисунку 1 представлено дослідницький британський важкий танк часів першої світової війни Mk-IV "Tadpole". З боку корми між гусеницями на спеціальній платформі встановлений 81,2-мм міномет Стокса [2].



Рисунок 1 – Дослідницький танк Mk-IV "Tadpole". 1917 рік

У СРСР в 1935 році розглядалась ідея оснащення танка БТ-5 газодинамічним мінометом калібру 165 мм. Очікувалося, що це забезпечить підвищення вогневої міцності танка, додасть йому тактичної самостійності та покращить характеристики БТ-5 як потужного засобу підтримки дій механізованих підрозділів. Грубе наведення міномету забезпечувалось поворотом танка, а точне – поворотом башти у секторі до 30° відносно поздовжньої осі машини. Кут підвищення міномету змінювався в діапазоні від $+40^\circ$ до $+80^\circ$. Вивчалася можливість оснащення міномету спеціальним пристроєм для зручного заряджання. Очікувалось, що це дозволить довести швидкострільність до 4-х пострілів за хвилину. Боєкомплект складав 50 мін. Але, через недосконалість тогочасного газодинамічного міномету, у 1936 році дослідження були припинені [3, 4].

У роки другої світової війни німецькі танки «Тигр», які відправлялися для дій в Тунісі (рис. 2), оснащувалися мінометами "Minenabwurfvorrichtung" для ближнього бою. Чотири міномети встановлювались по кутах корпусу машини, а п'ятий – з лівого боку від центру. На командирських танках п'ятий міномет був відсутній. Міномети стріляли протипіхотними мінами типу S (Schützenminen), які вибухали не від удару об ґрунт, а від натискання на них [5].

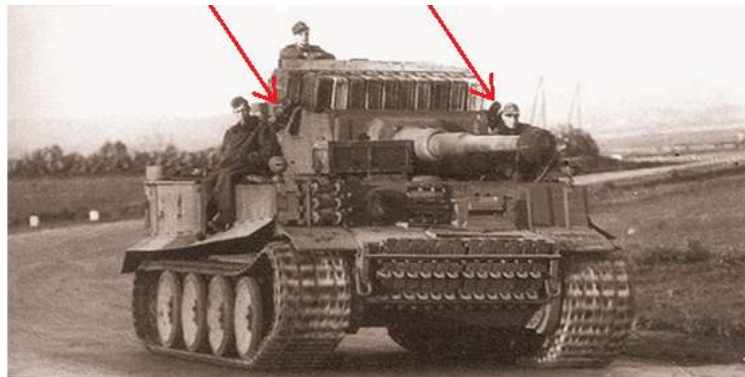


Рисунок 2 – Танк «Тигр», оснащений мінометами для ближнього бою (міномети вказані стрілками) [5]

У 1979 році на озброєння армії Ізраїля був прийнятий основний бойовий танк "Merkava", оснащений мінометом калібру 60-мм Ізраїльської фірми "Soltam". На танках "Merkava Mk.1" міномет кріпиться на правому борту башти поруч з люком командира (рис. 3) [6].



Рисунок 3 – Міномет калібру 60-мм "Soltam" на башті танка "Merkava Mk.1" (міномет вказаний стрілкою) [6]

З відкритого люка командир має можливість вести вогонь з міномету, заряджаючи його через дуло. Боекомплект міномету складається з осколкочно-фугасних, димових та освітлювальних мін загальною кількістю 30 шт.

У ході подальших модернізацій танків "Merkava", міномет було виконано у казнозарядному варіанті [7]. Його перенесли до середини башти та встановили зліва від заряджаючого таким чином, що дуло виступає над корпусом башти (рис. 4) [8]. Заряджання, прицілювання та ведення вогню з міномету здійснює заряджаючий.



а



б

Рисунок 4 – Розміщення міномету калібру 60-мм "Soltam" на танку "Merkava Mk.3":
а – вигляд дула міномету з відкритого люка заряджаючого (міномет вказаний стрілкою) [8];
б – зовнішній вигляд казнозарядного міномету за його розміщення в башті [9]

Танки "Merkava" останньої моделі – "Merkava Mk.4" також оснащені казнозарядним мінометом калібру 60-мм "Soltam", який розміщений поруч із місцем заряджаючого в бойовому відділенні. Вогонь ведеться через отвір у башті та навісному компоненті комплексу активного захисту "Trophy" (рис. 5) [9]. Максимальна дальність стрільби становить 3700 м. [6].



а



б

Рисунок 5 – Розміщення міномету калібру 60-мм "Soltam" на танку "Merkava Mk.4" [9]:
а – отвір для ведення вогню (вказаний стрілкою); *б* – розміщення міномету в башті

Протягом 2002 – 2005 років на замовлення Турції ізраїльською компанією "srael military industries" були виконані роботи з глибокої модернізації танків М60А3. На оновлений танк М60Т "Sabra", відповідно до Ізраїльської доктрини бою, також було встановлено міномет калібру 60-мм "Soltam" [10].

Оснащення танків "Merkava" та "Sabra" мінометом розширило перелік вогневих завдань, які можуть виконувати екіпажі цих бойових машин, за рахунок можливості ведення вогню за навісною траєкторією. Крім підвищення вогневої міці, встановлення на танках мінометів додало бойовим машинам тактичної самостійності, особливо під час дій у населених пунктах, на пересіченій місцевості та за відсутності ефективної артилерійської підтримки.

До недоліків, пов'язаних з оснащенням танків мінометами можна віднести:

- збільшення масо-габаритних характеристик бойових машин, що визначається відповідними показниками міномету та боєкомплекту мін;
- збільшення обсягів технічного обслуговування та ремонту танкового озброєння;
- збільшення вартості виробництва та експлуатації бойових машин;
- необхідність навчання членів екіпажів танків експлуатації мінометного озброєння.

Крім приведених вище, існують недоліки, обумовлені застосуванням в танкових мінометах порохових металевих зарядів. Перша група цих недоліків пов'язана зі старінням пороху в процесі його зберігання:

— зміна балістичних характеристик металевих зарядів відносно початкових [11]. Необхідність оцінювання стану боєприпасів з перевищеним терміном зберігання або тих, що зберігалися з порушенням необхідних умов зберігання, значно ускладнює процес експлуатації озброєння;

— неправильне функціонування металевих зарядів міни під час пострілу [12], що може привести до передчасного виходу з ладу міномету та створення загрози для екіпажу танка;

— підвищення вибухонебезпечності порохових зарядів з перевищеним терміном зберігання або тих, що зберігалися з порушенням необхідних умов зберігання [13].

Інші недоліки пов'язані з неможливістю змінювання потужності порохових зарядів мін з метою точного регулювання енергії кожного пострілу:

— велика тривалість польоту міни за балістичною траєкторією від моменту пострілу до її вибуху. Це дає можливість противнику ефективно визначати місце розташування міномету та вживати заходів з протидії [14];

— тривалий термін, протягом якого на міну, що летить за балістичною траєкторією, впливають фактори зовнішнього середовища (вітер, дощ, сніг). У результаті цього погіршується точність стрільби;

— необхідність регулювання кута підвищення ствола міномету для зміни дальності пострілу. Цим погіршується бойова швидкострільність міномету й ускладнюється завдання щодо автоматизації його прицілювання.

Недоліком порохових зарядів є також високий рівень їх вибухо- та пожежо-небезпечності. Саме загорання порохових зарядів у результаті влучання в них

боєприпасів або під час пожежі часто є причиною підриву боєкомплекту танків [15]. Ця проблема ускладнюється відсутністю ефективної технології гасіння порохових зарядів боєприпасів.

Важливими факторами, які впливають на ефективність бойового застосування танкового міномету, є місце його розміщення на бойовій машині та спосіб заряджання. У випадку, коли міномет з ручним заряджанням встановлений поза бронезахищеним простором танка (рис. 3), для здійснення пострілу один з членів екіпажу повинен відкрити люк, піднятися над баштою та опустити міну в дуло міномету. Увесь цей час він та інші члени екіпажу перебувають за пониженого рівня захищеності тому, що перший може бути уражений вогнем противника безпосередньо, а інші – через відкритий люк. Варіант розміщення казнозарядного міномету з ручним заряджанням у бойовому відділенні танка також має вади. Наявність отвору в башті танка для розміщення дульної частини міномету (рис. 4, 5а) призводить до пониження рівня бронезахищеності екіпажу, а відсутність автоматичного заряджання міномету обмежує його швидкострільність. Для порівняння, відповідно до тактико-технічних характеристик автоматичного міномету 2Б9 (2Б9М) «Васильок», його бойова швидкострільність становить 100 – 120 пострілів за хвилину, а бойова швидкострільність мінами осколкочно-фугасної дії напівавтоматичного казнозарядного міномету 2Б23 “Нона-М1” складає 11 пострілів за хвилину.

Не зважаючи на приведені складнощі, пов’язані із застосуванням для метання боєприпасів енергії розширення порохових газів, на цей час, порохові заряди домінують в системах ствольної артилерії. Альтернативою пороховим зарядам можуть виступати металеві заряди, до складу яких входять суміші горючих газів, що детонують. Авторами [1] як металевий заряд у танкових мінометах запропоновано використовувати суміш пропан-бутану технічного з киснем у стехіометричному співвідношенні. Ініціювання детонації заряду здійснюється за допомогою електричного розряду. Варіант розміщення газодетонаційного міномету на танку представлено на рисунку 6.

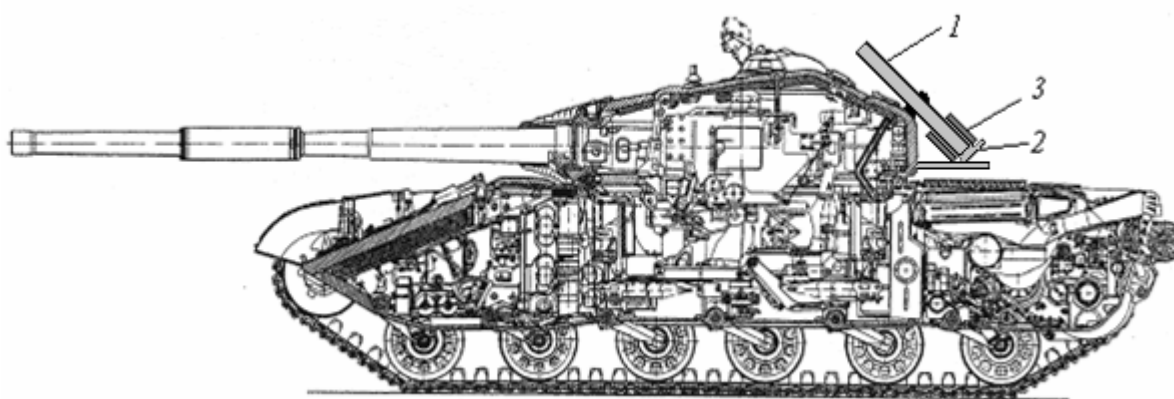


Рисунок 6 – Варіант розміщення газодетонаційного міномету на танку: 1 – міномет; 2 – опорна плита; 3 – електропривід наведення [1]

У такому варіанті забезпечується можливість наведення міномету на ціль за азимутальним кутом поворотом башти у діапазоні від 0° до 360°. Подальше корегування напрямку пострілу відносно напрямку наведення танкової гармати здійснюється

ся в діапазоні кутів, рівному $\pm 10^\circ$ за допомогою електропривода 3.

Під час наведення міномету дальність до цілі визначається за допомогою прицілу-дальноміру. Далі електронно-цифровим обчислювачем розраховується енергія пострілу газового детонаційного заряду. Швидке корегування вогню можливе за точною попадання міни шляхом перенацілення точки наведення у прицілі-дальномірі. Заряджання міномету та постріл проводяться в автоматичному режимі за командою навідника-оператора або командира танка. За таких умов, навідник-оператор та командир танка отримують можливість вести вогонь по різних цілях з різних видів артилерійського озброєння танка окремо один від одного. Зміна дальності пострілу забезпечується шляхом автоматизованого дозування кількості суміші, яка детонує.

Запропоноване технічне рішення дозволяє скоротити час наведення міномету за рахунок автоматизації процесу створення метального заряду із необхідною потужністю та відсутності необхідності механічного регулювання кута підвищення.

Авторами [1] обґрунтована технічна досяжність тактико-технічних характеристик газодетонаційної мінометної системи, що розміщується на танку: калібр – від 50 мм до 82 мм; швидкострільність – не менше, ніж 60 пострілів за хвилину; прицільна дальність стрільби – від 50 до 1500 м.

Приведені тактико-технічні характеристики вказують на можливість розширення переліку бойових завдань, які можуть виконувати екіпажі танків, оснащених газодетонаційним мінометом, у порівнянні з танками з традиційним озброєнням:

- можливість ведення вогню за навісною траєкторією по цілях, які знаходяться за спорудами, в складках місцевості, у лісі, на дахах будівель, на крутих схилах гір та пагорбів на рівнях, що не можуть обстрілюватися з танкової гармати через перевищення максимального кута наведення гармати у вертикальній площині;
- можливість ефективного ураження цілей, які знаходяться на малих, до 500 м, відстанях від танка та не можуть ефективно уражатись пострілами із танкової гармати снарядами осколочно-фугасної дії через часті випадки неспрацювання їх підіривників у результаті відбивання снарядів від поверхні землі;
- забезпечення вогневої підтримки дій підрозділів мінометним вогнем;
- збільшення кількості вогневих завдань, які екіпаж танка може виконувати одночасно шляхом розподілу цілей, що уражаються танковою гарматою та мінометом;
- можливість створення аерозольних завіс на відстанях від танка, що визначаються тактико-технічними характеристиками танкового міномету стосовно дальності пострілу, стрільбою димовими мінами;
- забезпечення освітлення районів ведення бойових дій освітлювальними мінами.

Висновки. На основі аналізу літературних джерел визначено поточний стан розробок танкових мінометів, проведено аналіз переваг та недоліків варіантів оснащення танків мінометами. Шляхом інтегрування до комплексу озброєння бойових машин газодетонаційного міномету з автоматичним заряджанням, у якому як метальний заряд використовується суміш пропан-бутану технічного з киснем, можливо досягти підвищення вогневої міці танків, розширення переліку бойових завдань, які можуть виконувати їх екіпажі за різних умов тактичної обстановки.

Література: 1. Коритченко К. В. Перспективи застосування газових детонаційних систем метання на бронетехніці / К. В. Коритченко, О. В. Сакун, Ю. В. Хілько, О. Ю. Ларін //

Збірник наукових праць ЦНДІ ОВТ ЗСУ. – К. : ЦНДІ ОВТ ЗСУ. – 2016. – № 3 (62). – С 130 – 137. Inv 525. 2. Танки Первой мировой войны : иллюстрированный справочник / [автор С. Л. Федосеев]. – Москва : ООО «Издательство АСТ», 2002. – 288 с. 3. Павлов М. В. Танки БТ / М. В. Павлов, И. Г. Желтов, И. В. Павлов. – Москва : ООО «Издательский центр «Экспринт», 2001. – 224 с. 4. БТ-5 Лёгкий танк [Електронний ресурс]. – Режим доступу : <https://www.aviarmor.net/tww2/tanks/ussr/bt-5.htm> (дата звернення 20.01.2018). 5. Миномёты для ближнего боя [Електронний ресурс]. – Режим доступу : http://www.tankovedia.ru/pulication/minomety_dlya_blijnego_boya (дата звернення 20.01.2018). 6. What is a Mortar Bomb? [Електронний ресурс]. – Режим доступу : <https://defence.pk/pdf/threads/what-is-a-mortar-bomb.475435/page-2> (дата звернення 20.01.2018). 7. Виртуальная энциклопедия бронетехники [Електронний ресурс]. – Режим доступу : <http://pro-tank.ru/brone-world/israil/851-mbt-merkava-mk3> (дата звернення 20.01.2018). 8. Поездки на Меркаве, Merkava Mk3 [Електронний ресурс]. – Режим доступу : <https://www.youtube.com/watch?v=MqUsQot9i3k> (дата звернення 20.01.2018). 9. Тенденции модернизации танка merkava mk-4 [Електронний ресурс]. – Режим доступу : <http://army-news.ru/2012/01/tendencii-modernizacii-tank-merkava-mk-4/> (дата звернення 20.01.2018). 10. Основной Боевой Танк Sabra [Електронний ресурс]. – Режим доступу : <https://topwar.ru/9941-osnovnoy-boevoy-tank-sabra.html> (дата звернення 20.01.2018). 11. Анипко О. Б. Экспериментальное исследование баллистических характеристик 120 мм миномёта при применении метательных зарядов длительных сроков хранения / О. Б. Анипко, А. А. Демченко // Интегровані технології та енергозбереження. – Харків: НТУ «ХПІ». – 2014. – № 2. – С. 6 – 70. 12. Анипко О. Б. Живучесть стволов корабельных артиллерийских установок и геронтологические изменения свойств взрывчатых веществ артбоеприпасов / О. Б. Анипко, П. Д. Гончаренко, В. Л. Хайков // Збірник наукових праць АВМС ім. П. С. Нахімова. – Севастополь: АВМС ім. П. С. Нахімова. – 2012. – № 4. – С. 38 – 51. 13. Нечипорук Н. В. Утилизация непригодных для дальнейшего использования авиационных боеприпасов / Н. В. Нечипорук, М. А. Стеблина, Е. А. Полищук, В. Ю. Колосков // Відкриті інформаційні та комп'ютерні інтегровані технології. – Національний аерокосмічний університет ім. М. С. Жуковського «ХАІ». – 2010. – № 48. – С. 227 – 233. 14. Лісогорський Б. А. Аналіз характеристик радіолокаційних станцій контрбатареїної боротьби / Б. А. Лісогорський, Г. В. Худов // Системи озброєння і військова техніка. – 2014. – № 4 (40). – С. 50 – 54. 15. Кобылкин И. Ф. Возбуждение и распространение взрывных превращений в зарядах взрывчатых веществ / И. Ф. Кобылкин, В. В. Селиванов. – Москва : Издательство МГТУ им. Н. Э. Баумана. – 2015. – 354 с.

Bibliography (transliterated): 1. Korytchenko K. V. Perspektivy zastosuvannia hazovykh detonatsiinykh system metannia na bronetekhniitsi / K. V. Korytchenko, O. V. Sakun, Iu. V. Khilko, O. Iu. Larin // Zbirnyk naukovykh prats TsNDI OVT ZSU. – K.: TsNDI OVT ZSU. – 2016. – № 3 (62). – S 130 – 137. Inv 525. 2. Tanky Pervoi myrovoi voiny : ylliustryrovannyyi spravochnyk / [avtor S. L. Fedoseev]. – Moskva : ООО "Yzdatelstvo AST", 2002. – 288 s. 3. Pavlov M. V. Tanky BT / M. V. Pavlov, Y. H. Zheltov, Y. V. Pavlov. – Moskva : ООО "Yzdatelskyi tsentr "Экспринт", 2001. – 224 s. 4. BT-5 Lëhkyi tank [Elektronnyi resurs]. – Rezhym dostupu : <https://www.aviarmor.net/tww2/tanks/ussr/bt-5.htm> (data zvernennia 20.01.2018). 5. Mynomëty dlia blyzhneho boia [Elektronnyi resurs]. – Rezhym dostupu : http://www.tankovedia.ru/pulication/minomety_dlya_blijnego_boya (data zvernennia 20.01.2018). 6. What is a Mortar Bomb? [Elektronnyi resurs]. – Rezhym dostupu : <https://defence.pk/pdf/threads/what-is-a-mortar-bomb.475435/page-2> (data zvernennia 20.01.2018). 7. Vyrtualnaia entsyklopedyia bronetekhnyky [Elektronnyi resurs]. – Rezhym dostupu : <http://pro-tank.ru/brone-world/israil/851-mbt-merkava-mk3> (data zvernennia 20.01.2018). 8. Pоеzdky na Merkave, Merkava Mk3 [Elektronnyi resurs]. – Rezhym dostupu :

<https://www.youtube.com/watch?v=MqUsQot9i3k> (data zvernennia 20.01.2018). 9. *Tendentsyy modernyzatsyy tanka merkava mk-4 [Elektronnyi resurs]*. – Rezhym dostupu : <http://army-news.ru/2012/01/tendencii-modernizacii-tanki-merkava-mk-4/> (data zvernennia 20.01.2018). 10. *Osnovnoi Boevoi Tank Sabra [Elektronnyi resurs]*. – Rezhym dostupu : <https://topwar.ru/9941-osnovnoy-boevoy-tank-sabra.html> (data zvernennia 20.01.2018). 11. Anytko O. B. *Eksperymentalnoe yssledovanye ballystycheskykh kharakterystyk 120 mm mynometa pry pryimenenyy metatelnykh zariadov dlytelnykh srokov khraneniya* / O. B. Anytko, A. A. Demchenko // *Intehrovani tekhnolohii ta enerhozberezhennia*. – Kharkiv: NTU "KhPI" . – 2014. – № 2. – S. 6 – 70. 12. Anytko O. B. *Zhyvuchest stvolov korabelnykh artylleryyskykh ustanovok y herontolohycheskye yzmeneniya svoistv vzryvchatykh veshchestv artboeprypasov* / O. B. Anytko, P. D. Honcharenko, V. L. Khaikov // *Zbirnyk naukovykh prats AVMS im. P. S. Nakhimova*. – Sevastopol: AVMS im. P. S. Nakhimova . – 2012. – № 4. – S. 38 – 51. 13. *Nechyporuk N. V. Utylyzatsiya nepryhodnykh dlia dalneisheho yspolzovaniya avyatsyonnykh boeprypasov* / N. V. Nechiporuk, M. A. Steblyna, E. A. Polyshchuk, V. Yu. Koloskov // *Vidkryti informatsiini ta kom'piuterni intehrovani tekhnolohii* . – Natsionalnyi aerokosmichnyi universytet im. M.Ie. Zhukovskoho "KhAI" . – 2010 . – № 48 . – S. 227 – 233. 14. *Lisohorskyi B. A. Analiz kharakterystyk radiolokatsiynykh stantsii kontrbatareinoi borotby* / B. A. Lisohorskyi, H. V. Khudov // *Systemy ozbroiennia i viiskova tekhnika* . – 2014. – № 4 (40). – S. 50 – 54. 15. *Kobylkyn Y. F. Vozbuzhdeniye y rasprostraneniye vzryvnykh prevrashcheniy v zariadakh vzryvchatykh veshchestv* / Y. F. Kobylkyn, V. V. Selyvanov. – Moskva : Yzdatelstvo MHTU ym. N. Э. Bauman . – 2015. – 354 s.

Сакун О.В.

ІСТОРІЯ ТА ПЕРСПЕКТИВИ ЗАСТОСУВАННЯ ТАНКОВИХ МІНОМЕТІВ

На основі аналізу літературних джерел обґрунтовано перспективи підвищення вогневої міці танків, розширення переліку бойових завдань, які можуть виконувати їх екіпажі за різних умов тактичної обстановки шляхом інтегрування до комплексу озброєння бойових машин газодетонаційного міномету з автоматичним заряджанням, у якому як металевий заряд використовується суміш пропан-бутану технічного з киснем.

Сакун А.В.

ИСТОРИЯ И ПЕРСПЕКТИВЫ ПРИМЕНЕНИЯ ТАНКОВЫХ МИНОМЕТОВ

На основе анализа литературных источников обоснованы перспективы повышения огневой мощи танков, расширения перечня боевых задач, которые могут выполнять их экипажи в различных условиях тактической обстановки путем интегрирования в комплекс вооружения боевых машин газодетонационного миномета с автоматическим заряджанием, в котором как метательный заряд используется смесь пропан-бутана технического с кислородом.

O. Sakun

HISTORY AND PROSPECTS OF MORTARS APPLICATION FOR TANKS

It was grounded an integration of a gas-detonation mortar equipped with an automatic loading device into a weapon system of armoured vehicles on an investigation of scientific papers. The mixture of propane and oxygen is used as a propellant charge of the mortar. The integration allows rising the tank firepower, expanding the number of combat tasks that can be carried out by their crews under different conditions of a tactical situation.

Управління в технічних системах

УДК 621.436.001: 621.314.12

*Богаевский А.Б., д-р техн. наук; Борисенко А.Н., д-р техн. наук;
Кубрик Б.И., канд. техн. наук; Лавриненко О.В.*

ПЕРСПЕКТИВНЫЕ ТЕХНИЧЕСКИЕ СРЕДСТВА РЕГУЛИРОВАНИЯ МОМЕНТА НАЧАЛА ВПРЫСКА ТОПЛИВА В МОЩНОМ ТРАНСПОРТНОМ ДИЗЕЛЬ-ГЕНЕРАТОРЕ

Введение. Развитие транспортного дизелестроения все в большей степени определяется постоянно ужесточаемыми законодательными нормами на дымность и токсичность отработавших газов и уровень шумности, требованиями максимальной экономии топлива. При этом повсеместно отмечается ухудшение качественных показателей дизельного топлива за счет расширения его фракционного состава и стремления фирм производителей повысить выход топлива из нефти, что создает дополнительные трудности [1]. Поэтому экономические и энергетические показатели дизелей, надежность, шумность работы и токсичность в значительной мере зависят от их топливных систем высокого давления [2].

Одним из направлений улучшения показателей транспортных дизелей является совершенствование процесса управления подачей топлива. Совершенствование процесса управления подачей топлива должно осуществляться с учетом ряда требований, а именно:

- увеличение давлений впрыскивания для повышения тонкости распыливания топлива и обеспечения оптимальной продолжительности впрыскивания;
- оптимизация характеристики впрыскивания (закона подачи топлива) в направлении обеспечения плавного начала впрыскивания и резкого окончания для снижения уровня шума;
- обеспечение оптимальной подачи топлива и момента начала впрыска на пусковых режимах и регулирование момента начала впрыскивания в функции нагрузки и частоты вращения;
- корректирование процесса топливоподачи в зависимости от изменения внешних условий и режима работы;
- повышение точности дозирования топлива;
- обеспечение стабильности параметров топливоподачи в условиях эксплуатации [2].

Реализация мероприятий в этом направлении в значительной степени определяется возможностями совершенствования конструкции и параметров отдельных элементов дизельной топливной аппаратуры и регулятора частоты вращения. Одним из таких мероприятий, продемонстрировавшим высокую эффективность и надежность в эксплуатации, является электронный регулятор типа СУДМ–01 отечественного производства, который был изготовлен серией в 100 комплектов и установлен на различные тепловозные дизели (5Д49 тепловозов 2ТЭ116 и ТЭП70; 10Д100 тепловозов 2ТЭ10; К6С310DR тепловозов ЧМЭ 3). Эффективность электронного регулятора во многом обеспечивает многофункциональное программное обеспечение с оптимальными алгоритмами, за счет использования которого повышается эффективность работы теплового дизеля на всех рабочих режимах в эксплуатации.

© А.Б. Богаевский, 2018

Таким образом, введение возможности регулирования момента начала впрыскивания (пусть даже в ограниченном диапазоне) позволит ощутимо повысить экономичность эксплуатации дизеля тепловоза, что при нынешних ценах на топливо является актуальной задачей.

Целью настоящей работы является обоснование подхода к модернизации системы управления подачей топлива мощного транспортного дизеля, находящегося в эксплуатации, с минимальными затратами.

Основная часть работы. Для каждого режима работы двигателя должен быть угол опережения впрыска топлива, оптимальный для данной угловой скорости и данной нагрузки, и обеспечивающий при прочих равных условиях получение минимума удельного эффективного расхода топлива $g_{e \min}$. Однако выбор угла опережения впрыска не может определяться только одним условием – получением минимального расхода топлива.

Изменение угла опережения впрыска приводит к изменению не только эффективной мощности N_e и удельного эффективного расхода топлива g_e , но и максимального значения давления сгорания p_z , скорости нарастания давления в цилиндре двигателя, т. е. жесткости его работы, и целого ряда других факторов, ограничивающих возможности выбора. Значения угла опережения впрыска экспериментально подбирают с учетом всех перечисленных выше (и возможных других) факторов.

Для транспортных дизелей, работающих в широком диапазоне скоростных и нагрузочных режимов, выбор угла опережения впрыска оказывается достаточно сложной задачей, так как оптимальное значение угла опережения впрыска зависит не только от нагрузки и угловой скорости коленчатого вала, но и от типа камеры сгорания и сорта топлива.

В то же время перспективным для модернизации управления подачей топлива тепловозных дизелей представляется использование идеи построения системы, получившей название система PPN (насос–трубопровод–форсунка от англ. Pump–pipe–nozzle). Система PPN разрабатывалась с целью увеличения давлений впрыскивания для повышения тонкости распыливания. Предполагается, что дизель с этой системой имеет отдельное устройство по регулированию угла опережения впрыска.

По сравнению с общепринятой системой подачи топлива, использующей отдельные насосы, управление количеством топлива через управляющую рейку и винтовой паз было заменено управляемым электромагнитом, который практически может определять начало и конец фазы подачи [3]. Управляемый электромагнитом клапан конструктивно расположен между форсункой и топливным насосом высокого давления (ТНВД). Плунжер насоса имеет форму правильного цилиндра без винтового паза для рейки. Положение отсечных кромок плунжера относительно наполнительных и отсечных отверстий втулки плунжера в рассматриваемой конструкции не регулируется. Параметром включения электромагнита клапана является давление топлива, которое определяется кулачковым валом. Выключение электромагнита клапана осуществляется через время, которое вычисляется системой автоматического регулирования частоты вращения. Таким образом обеспечивается изменение цикловой подачи и регулирование частоты вращения.

При прохождении тока управляемый электромагнит после достижения необходимого давления открывает клапан и топливо из пространства над плунжером подается на форсунку через топливопровод высокого давления (ТВД). При отсутствии тока в электромагните клапан перекрывает путь топливу к форсунке, определяя таким образом количество подаваемого топлива. Кроме того, предъявляются определенные требования к форме кулачков распределительного вала.

Принцип работы такой системы иллюстрируется рисунком 1.

Модернизация такой системой мощных транспортных дизелей в условиях эксплуатации требует создавать принципиально новые ТНВД, новый приводной кулачковый вал и соответственно проводить длительные опытно-конструкторские работы и многочисленные испытания (о чем упоминалось выше).

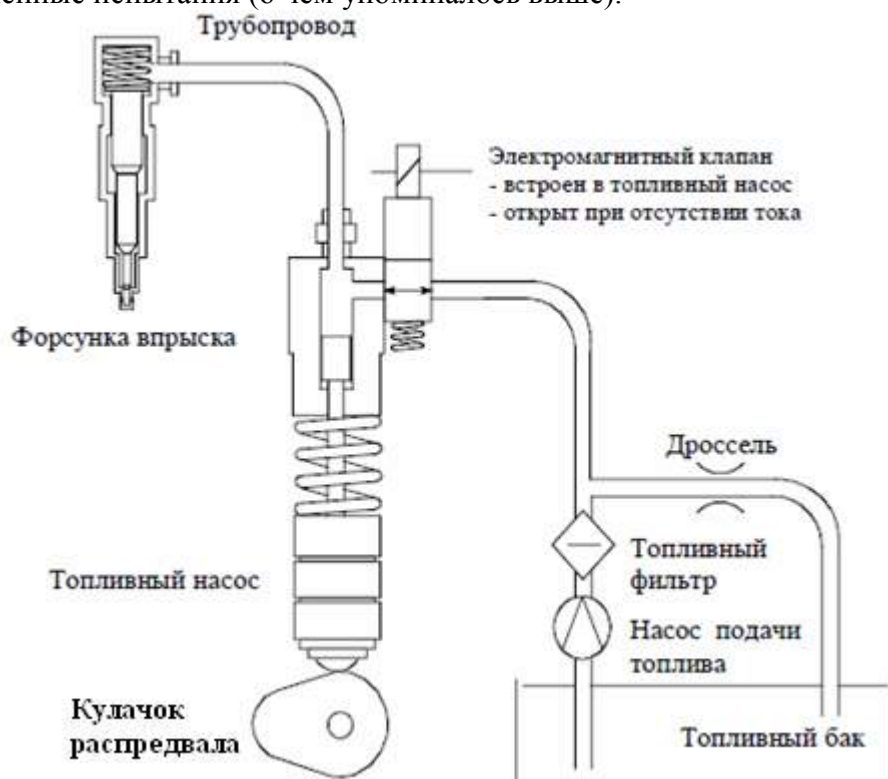


Рисунок 1 – Принцип работы системы PPN

В то же время необходимо отметить, что система типа PPN допускает ограниченное регулирование момента начала впрыска топлива в пределах прямого хода приводного кулачка распределительного вала. Распределительный вал механически связан с коленчатым валом дизеля, а значит каждый приводной кулачок ТНВД имеет фиксированный геометрический угол по отношению к верхней мертвой точке (ВМТ) соответствующего цилиндра. В случае использования для модернизации идеи работы системы типа PPN, данный угол может с помощью электрического управления клапаном уменьшаться в зависимости от частоты вращения и величины нагрузки. Для электрического управления необходимо установить на модернизируемом дизеле датчик ВМТ. Регулирование момента начала впрыска в пределах прямого хода приводного кулачка необходимо производить по сигналу с датчика ВМТ.

Модернизировать в этом случае необходимо лишь верхнюю часть корпуса ТНВД, в которую встраивается клапан, управляемый электромагнитом. Конструкция форсунки, плунжера, ТВД остаются без изменений, что немаловажно при серийном внедрении предлагаемого мероприятия. Для обеспечения максимального диапазона регулирования подачи топлива и момента начала впрыска необходимо управляющую рейку установить в положение максимальной подачи топлива.

Это устройство является модернизированным вариантом технического решения, предложенного в [4], где показано, что в установившемся скоростном режиме работы двигателя фаза впрыскивания топлива определяется в виде

$$\theta = \left(t_u + \frac{K_p M_H K_V}{K_U} \right) \omega, \quad (1)$$

где t_u – длительность импульса задержки после захода поршня в ВМТ, M_H – момент нагрузки дизеля, K_p – коэффициент пропорциональности между длительностью импульса топливоподачи и моментом нагрузки, K_U – коэффициент преобразования напряжения в высокую тактовую частоту, K_V – коэффициент преобразования тактовой частоты следования импульсов в напряжение, ω – угловая скорость коленчатого вала двигателя.

График формирования фазы топливоподачи показан на рис. 2.

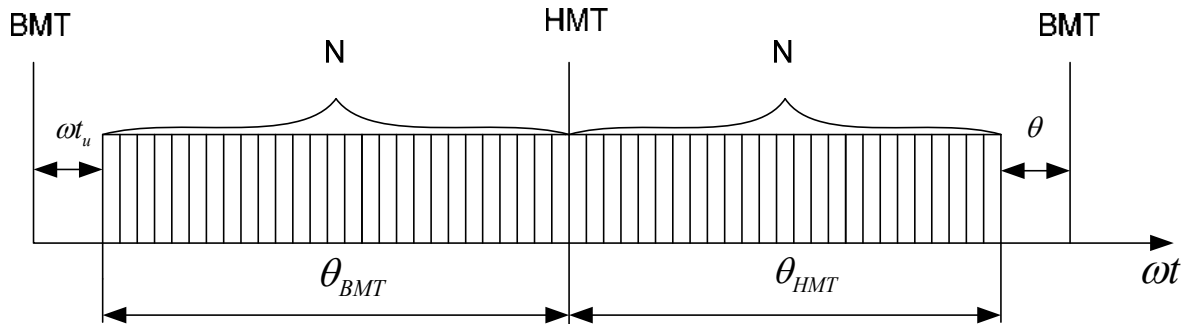


Рисунок 2 – График формирования фазы топливоподачи

Исследуем теперь процесс формирования фазы топливоподачи в переходных скоростных режимах работы дизель–генератора, когда его коленчатый вал вращается с угловым ускорением ε . В этом случае оказывается, что время движения поршня из ВМТ в нижнюю мертвую точку (НМТ) отличается от времени его движения в обратную сторону (из НМТ в ВМТ) и тогда

$$\theta = \pi - \theta_{HMT} = \pi - \left[\frac{(\omega_0 + \omega_{HMT}) \left(\frac{\omega_{HMT} - \omega_0}{\varepsilon} - t_H \right) - \frac{2K_p M_H K_V \omega_0}{K_U}}{\omega_{HMT} + \omega_{BMT}} \right] \times \left\{ \omega_{HMT} + \frac{\varepsilon}{2} \left[\frac{(\omega_0 + \omega_{HMT}) \left(\frac{\omega_{HMT} - \omega_0}{\varepsilon} - t_H \right) - \frac{2K_p M_H K_V \omega_0}{K_U}}{\omega_{HMT} + \omega_{BMT}} \right] \right\}, \quad (2)$$

где ω_0 , ω_{BMT} – угловая скорость вала при заходе поршня в ВМТ в начале и в конце данного оборота, ω_{HMT} – угловая скорость при заходе поршня в НМТ.

Из (1) и (2) видно, что при прочих равных условиях фазы топливоподачи в установившихся и переходных скоростных режимах разные и это свидетельствует о наличии методической погрешности формирования этой фазы, которая равна:

$$\delta_1 = \frac{\pi - S_1 \left(\omega_{HMT} + \frac{\varepsilon}{2} S_1 \right)}{\omega_{BMT} \left(t_H + \frac{K_p M_H K_V}{K_H} \right)} - 1, \quad (3)$$

где $S_1 = (\omega_0 + \omega_{HMT}) \left(\frac{\omega_{HMT} - \omega_0}{\varepsilon} - t_H \right) - \frac{2K_p M_H K_V \omega_0}{K_U}$, $\omega_{BMT} = \sqrt{\omega_0^2 + 4\varepsilon\pi}$.

Следовательно, методическая погрешность является функцией многих параметров $\delta = f(\omega_0, \varepsilon, t_H, K_U, M_H, K_p, K_V)$. В качестве примера для конкретного режима ее график показан на рис. 3.

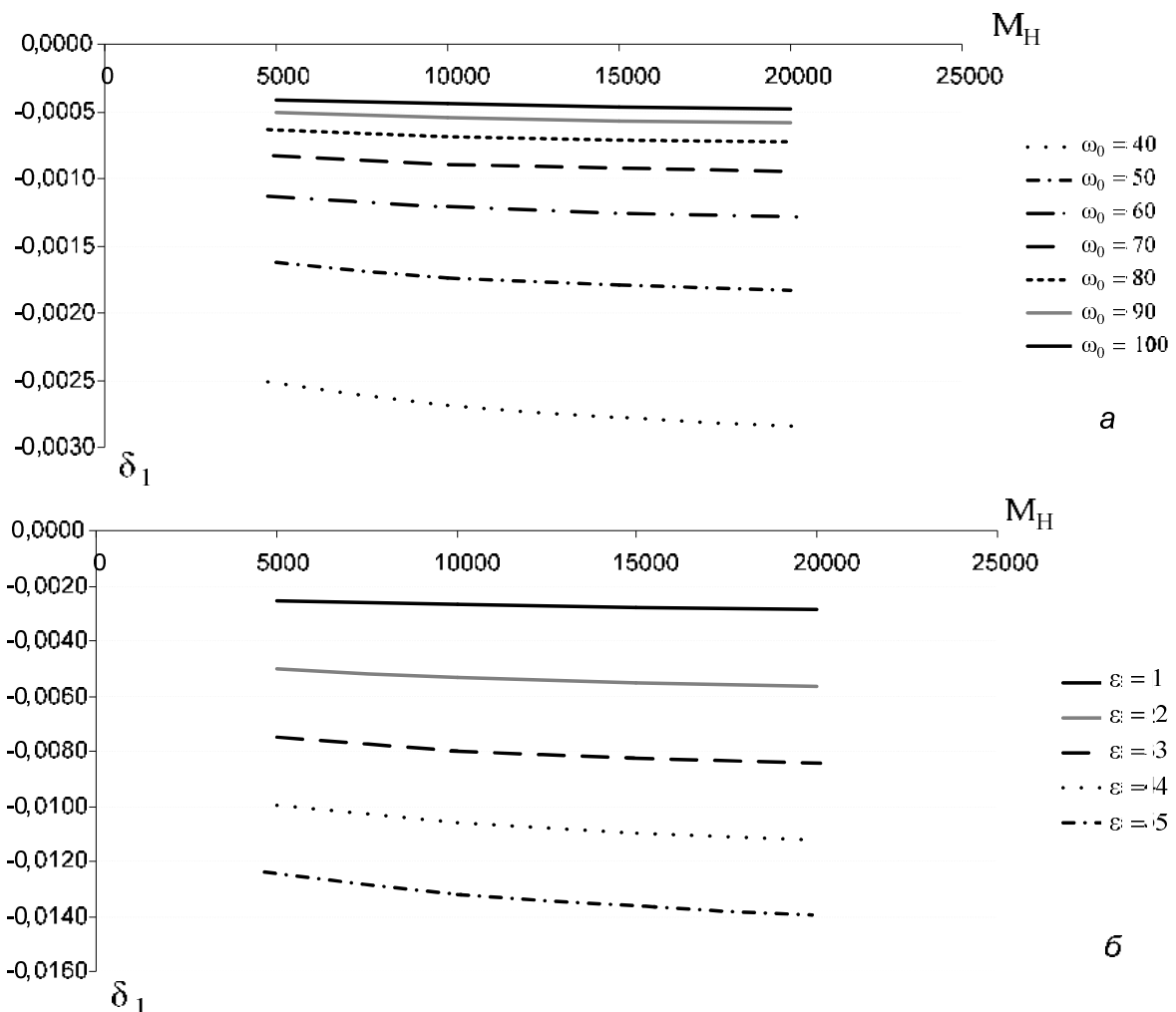


Рисунок 3 – Зависимость относительной методической погрешности линейного преобразования режимных параметров в фазу топливоподачи в функции момента нагрузки; а– при различных начальных угловых скоростях коленчатого вала ДГ; б – при различных угловых ускорениях коленчатого вала ДГ

Представленные графики получены для дизель–генератора 5Д49 с номинальной мощностью 2200кВт и частотой вращения 1000 об/мин и показывают, что при положительном угловом ускорении вала относительная погрешность отрицательна, в таких режимах работы время движения поршня из НМТ в ВМТ меньше, чем из ВМТ в НМТ.

Экспериментальный образец усовершенствованной системы с доработанным механическим ТНВД и микроконтроллерным управлением прошел испытания на стенде ГП «Завод им. В.А. Малышева» для одноцилиндровой секции мощного дизель-генератора железнодорожного назначения. Испытания продемонстрировали способность системы регулировать момент начала подачи топлива в функции нагрузки и частоты вращения в пределах прямого хода приводного кулачка.

Разработанные конструктивные элементы для доработки корпусных деталей ТНВД управляющего электромагнита позволяют выполнять все работы на мощностях украинских предприятий (в частности харьковских), что существенно повлияет на итоговую цену системы в случае ее внедрения в эксплуатацию. Модернизацию дизеля предлагаемой системой можно будет выполнить в период какого-нибудь текущего планового ремонта, т.е. не выводя дизель (а соответственно и транспортное средство) из эксплуатации. По предварительным оценкам экономическая эффективность от экономии топлива составит до 10 %. Для сравнения – экономическая эффективность от внедрения электронного регулятора составляет $(5\div 6)\%$ [5].

Выводы. Таким образом, предложен перспективный подход к усовершенствованию системы управления подачей топлива мощного дизель – генератора транспортного назначения. Особенностью предлагаемых решений является возможность внедрения их без вывода дизеля из эксплуатации, минимальные доработки отдельных элементов существующей топливной системы и существенная ожидаемая эксплуатационная экономия топлива.

Литература: 1. Горбаченко В. К. Электронные системы управления подачей топлива в дизелях: обзорная информация / В. К. Горбаченко, В. В. Курманов, М. В. Мазинг. – М. : ЦНИИ-ТЭИАвтотром, 1989. – 52 с. 2. Казачков Р. В. Проектирование топливных систем высокого давления: учебное пособие / Р. В. Казачков – Х. : ХГПУ, 1994. – 308 с. 3. Система управления для систем электронно-управляемой подачи топлива PPN – PNU – CR. Версия MVC 01 – 10/20: руководство MV 99 002-rus / 04-03. - HEINZMANN GmbH, Schöna (Schwarzwald) Germany, 2003. – 55 с. 4. Борисенко А. М. Теорія і практика комп'ютеризованих інформаційно-вимірювальних систем для управління та діагностики дизель-генераторів: автореф. Дис. на здобуття наукового ступеня докт. техн. наук: спец. 05.13.05 «Комп'ютерні системи та компоненти» / А. М. Борисенко. – Київ, 2010. – 31 с. 5. Богаевский А. Б. Оценка возможности снижения расхода топлива дизель – генератора маневрового тепловоза за счет совершенствования управления / А. Б. Богаевский, А. Н. Борисенко, М. С. Войтенко // Двигатели внутреннего сгорания. – 2013. – № 1. – С. 105 – 109.

Bibliography (transliterated): 1. Gorbachenko V. K. Elektronnyye sistemy upravleniya podachei topliva v dizelyakh: obzornaya informatsiya / V. K. Gorbachenko. V. V. Kurmanov.

M. V. Mazing. – M. : TsNIITEIAvtoprom. 1989. – 52 s. 2. Kazachkov R. V. Proyektirovaniye toplivnykh sistem vysokogo davleniya: uchebnoye posobiye / R. V. Kazachkov – Kh.: KhGPU. 1994.– 308 s. 3. Sistema upravleniya dlya sistem elektronno-upravlyayemoy podachi topliva PPN – PNU – CR. Versiya MVC 01 – 10/20: rukovodstvo MV 99 002-rus / 04-03. - HEINZMANN GmbH. Sch?nau (Schwarzwald) Germany. 2003. – 55 s. 4. Borisenko A. M. Teoriya i praktika komp'yuterizovaniykh informatsiynno-vimiryuvalnykh sistem dlya upravlinnya ta diagnostiki dizel-generatoriv: avtoref. Dis. na zdobuttya naukovoogo stupenya dokt. tekhn. nauk : spets. 05.13.05 "Komp'yuterni sistemi ta component" / A. M. Borisenko. – Kiiv. 2010. – 31 s. 5. Bogayevskiy A. B. Otsenka vozmozhnosti snizheniya raskhoda topliva dizel – generatora manevrovogo teplovoza za schet sovershenstvovaniya upravleniya / A. B. Bogayevskiy. A. N. Borisenko. M. S. Voytenko // Dvigateli vnutrennego sgoraniya. – 2013. – № 1. – S. 105 – 109.

Богаєвський О.Б., Борисенко А. М., Кубрик Б.І., Лавріненко О. В.,

ПЕРСПЕКТИВНІ ТЕХНІЧНІ ЗАСОБИ РЕГУЛЮВАННЯ МОМЕНТУ ПОЧАТКУ ПОДАЧІ ПАЛИВА В ПОТУЖНОМУ ТРАНСПОРТНОМУ ДИЗЕЛЬ-ГЕНЕРАТОРІ

Виконано технічне обґрунтування способу модернізації системи управління подачею палива в потужному транспортному дизель – генераторі в умовах експлуатації. Основа способу – доопрацювання штатного механічного паливного насоса високого тиску регулюючим клапаном, який управляється електромагнітом. З'являється можливість обмеженого управління моментом початку подачі палива в залежності від частоти обертання і навантаження.

Богаевский А.Б., Борисенко А.Н., Кубрик Б.И., Лавриненко О.В.

ПЕРСПЕКТИВНЫЕ ТЕХНИЧЕСКИЕ СРЕДСТВА РЕГУЛИРОВАНИЯ МОМЕНТА НАЧАЛА ВПРЫСКА ТОПЛИВА В МОЩНОМ ТРАНСПОРТНОМ ДИЗЕЛЬ-ГЕНЕРАТОРЕ

Выполнено техническое обоснование способа модернизации системы управления подачей топлива в мощном транспортном дизель-генераторе в условиях эксплуатации. Основа способа – доработка штатного механического топливного насоса высокого давления регулирующим клапаном, который управляется электромагнитом. Появляется возможность ограниченного управления моментом начала подачи топлива в зависимости от частоты вращения и нагрузки.

A. Bogaevskij, A. Borisenko, B. Kubrik, O. Lavrinenko

PERSPECTIV TECHNICAL DEVICES OF ADJUSTMENT OF THE TORQUE OF BEGIN INJECTING FUEL IN A POWER TRANSPORT DIESEL- GENERATOR

The technical justification of the way of modernization of the control system Fuel supply in a powerful transport diesel- generator under operating conditions. The basis of the method is the completion of a regular high-pressure mechanical fuel pump with a control valve, which is controlled by an electromagnet. There is the possibility of limited control of the timing of the start of fuel delivery, depending on the speed and load.

АНАЛИТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ СУЩЕСТВУЮЩИХ СИСТЕМ ПОПОЛНЕНИЯ БОЕКОМПЛЕКТА РСЗО БМ-21 «ГРАД» И СРАВНЕНИЕ ИХ С ТРАНСПОРТНО-ЗАРЯЖАЮЩЕЙ МАШИНОЙ РАЗРАБОТКИ ГП «ХКБМ»

Введение. В настоящее время с учетом опыта локальных военных конфликтов в мире и антитеррористической операции в Украине определена возрастающая роль реактивных систем залпового огня (далее по тексту – РСЗО) [1]. При объективной необходимости повышения их коэффициента военно-технического уровня в целом, динамика боевого применения этих систем, прежде всего, требует сокращения времени всех составляющих функционального алгоритма РСЗО [2, 3].

Массогабаритные характеристики реактивных снарядов (далее по тексту – РС) большинства РСЗО уже являются критическими, с точки зрения эргономики и имеют тенденцию к дальнейшему увеличению. К примеру, наиболее распространенный РС РСЗО БМ-21 «Град» – это почти 70кг при длине около 3-х метров [2]. Вышеназванные параметры РС требуют механизации манипуляций ими при зарядании пакета направляющих пусковой установки, что привело к возникновению двух вариантов решения названной задачи.

Анализ последних достижений и публикаций. Рассмотрим существующие варианты и технические решения, обеспечивающие механизацию зарядания, реализованные мировыми производителями военной техники на РСЗО типа «Град» [2, 3]:

Вариант 1. Зарядание пакета направляющих (далее-ПН) пусковой установки из механизированного стеллажа (далее – МС), размещенного на боевой машине (за счет применения длиннбазового шасси), пакетом или рядами (например – «Норинко» Китай, рис. 1).



Рисунок 1 – «Норинко» Китай

Вариант 2. Замена пустого (или полупустого) ПН боевой машины (далее по тексту – БМ) на заряженный с транспортно – заряжающей машины (далее по тексту – ТЗМ), с помощью манипулятора, установленного на БМ или ТЗМ (например – «Т - 122 Sakarya» Турция, рис. 2).

© Г.П. Гращенко, 2018



Рисунок 2 – «Т-122 Sakarya» Турция

Как видно из приведенного материала, оба варианта решают задачу по исключению большей части ручных операций, т.е. облегчения для боевого расчета РСЗО процесса заряжания и, соответственно, сокращения его времени.

Однако достигнутая цель не в полной мере соответствует функциональному циклу боевой работы РСЗО. При проведении залпа, последовательность схождения ракет, для устойчивости стреляющей машины происходит не по рядам, а согласно схеме залпа, как показано на диаграмме залпа (рис. 3). Таким образом, при проведении неполного залпа, будут отсутствовать полностью пустые ряды в пакете направляющих, что видно на сравнительной таблице схода РС относительно рядов и нумерации труб стеллажа (рис. 4). Это значит, что заряжание ТЗМ рядами или всем пакетом по варианту 1 невозможно при неполном расходе боезапаса, а по варианту 2 – неиспользованные РС останутся в демонтированном ПН. Кроме того, в 1 варианте не выполняются требования по безопасной эксплуатации, а именно: условие ограничения усилия заряжания одного РС (и обязательное разряжение проблемной направляющей) в связи с тем, что пакетный переключник, рассчитанный на усилие перекладки ряда или пакета РС, вероятно, не почувствует возрастание усилия перекладки одного из них.

Что же касается варианта 2, то обеспечение надежного крепления сменных ПН зависит от погодных условий (снег, обледенение и др.), времени суток и «человеческого фактора», не говоря уже о рисках, вызываемых многократными циклическими динамическими нагрузками на узел стыковки при пусках РС и высокими требованиями к нему по сохранению параметров прицеливания после замены ПН.

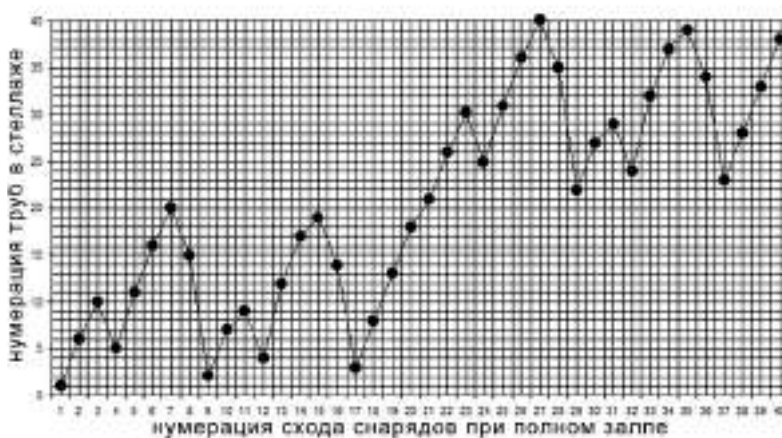


Рисунок 3 – Диаграмма залпа

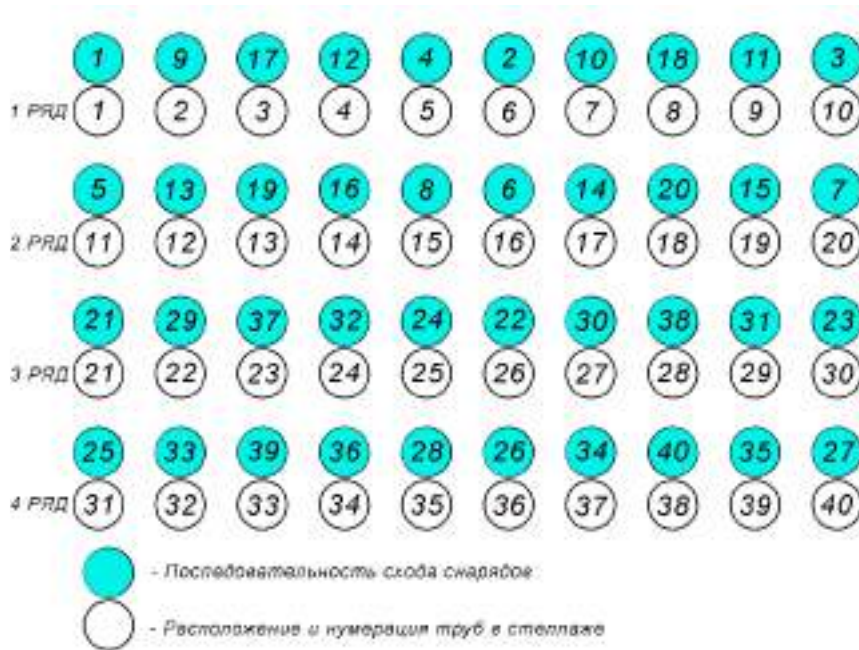


Рисунок 4 – Последовательность схода РС в БМ-21 относительно рядов и нумерации труб стеллажа

Цель статьи. Целью статьи является решение задачи уменьшения времени подготовки РСЗО к стрельбе и возобновление этой готовности в полном объеме после полного или частичного расхода боезапаса, а также повышение эксплуатационного удобства и независимости процесса заряжания и пополнения боекомплекта от «человеческого фактора».

Основной материал. При создании модернизированной РСЗО, в целом и устройства заряжания ее ТЗМ в частности (рис. 5), учтены результаты анализа существующих систем.



Рисунок 5 – Транспортно-заряжающая машина

В части заряжания решены следующие задачи:

1. Дополнительный боезапас РС перевозится отдельно в стеллаже, установлен-

ном на ТЗМ (шасси КрАЗ 6322) и заряжается в ПН БМ с помощью устройства заряджания.

2. Стеллаж обеспечивает возможность размещения в нем и заряджания из него 2-х боекомплектов РС (80шт.).

3. Устройство заряджания (далее – УЗ ТЗМ) обеспечивает возможность стыковки стеллажа с ПН БМ и полного или выборочного заряджания в него РС в течение 7 мин., без учета времени подготовки ТЗМ, путем применения компактного спирального механизма перекладки, также имеющего возможность дозирования толкающего усилия, что позволяет выполнить вышеприведенные требования по безопасности заряджания; кроме того УЗ имеет механическую и электрическую блокировки перекладки РС в заряженную трубу ПН, что повышает безопасность процесса.

В процессе проверки и отладки УЗ ТЗМ реализован комплекс мероприятий, повышающих простоту и надежность процессов стыковки МС ТЗМ с ПН БМ и перекладки РС, а также поэтапно пройдены следующие схемы оптимального взаимного расположения БМ и ТЗМ, а также методики их стыковки (рис. 6):

1. Произвольное (ТЗМ кормой подъезжает к БМ).
2. Соосное (ТЗМ кормой подъезжает к БМ).
3. Перпендикулярное (ПН БМ повернут на 90°, стеллаж по курсу ТЗМ, БМ проезжает возле кормы ТЗМ до совмещения меток стеллажа и ПН).
4. Угловое (ПН БМ повернут на 90°, стеллаж повернут на 15° от оси ТЗМ, БМ проезжает возле кормы ТЗМ до совмещения меток стеллажа и ПН).
5. Параллельное (ПН БМ и стеллаж ТЗМ повернуты относительно продольных осей машин на 90°, БМ проезжает возле ТЗМ до совмещения меток ПН и стеллажа).

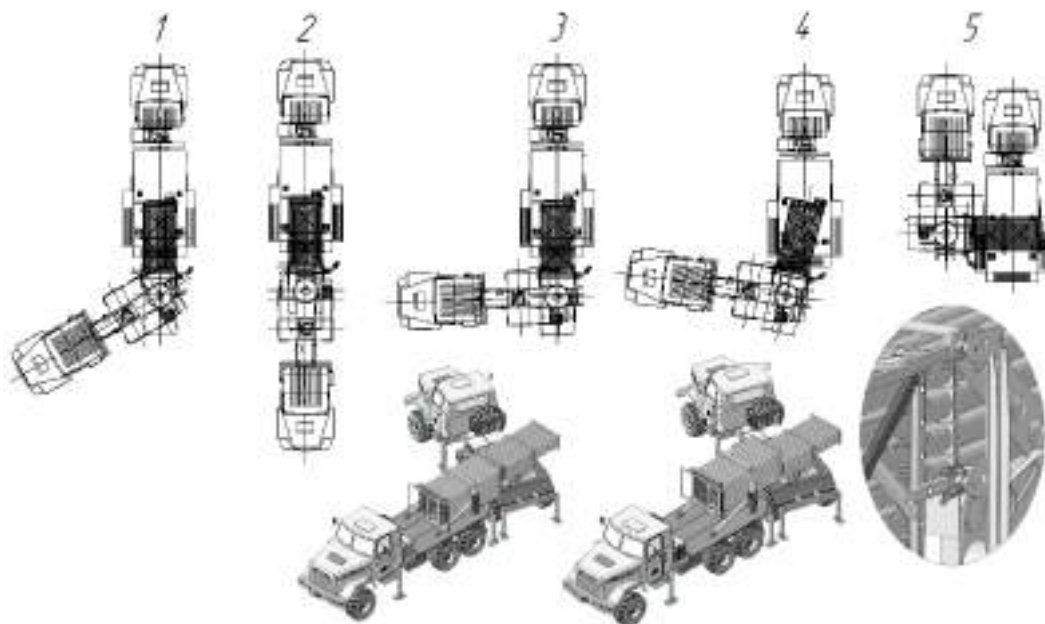


Рисунок 6 – Схемы взаимного расположения

На данный момент с положительным результатом реализована схема 3, т.е. практически подтверждены принципиальная работоспособность выбранного направле-

ния и выполнение поставленных задач в части механизации процесса заряжания полностью за 7 мин., без учета времени разворачивания оборудования и выборочного дозаряжания БМ с ТЗМ (6 сек. на зарядание одной трубы ПН).

Выводы. Таким образом, в процессе разработки и отладки варианта заряжания, предложенного ГП «ХКБМ», создана конструкция уже имеющая ряд преимуществ в сравнении с существующими вариантами, а именно:

1. возможность выборочного заряжания;
2. предотвращение «тугого» заряжания;
3. предотвращение перекладки РС в заряженную трубу ПН.

Кроме того, это УЗ потенциально обладает функциональной «гибкостью» при использовании гибких конструктивных элементов, что позволит интегрировать предлагаемую ТЗМ в другие РСЗО при незначительной доработке БМ (установка стыковочных замков и задних аустригеров).

По желанию Заказчика возможна установка УЗ ТЗМ вместе с ПН БМ на длинноразмерные шасси, имеющие высокий уровень проходимости, аналогично первому варианту, с сохранением всех преимуществ предлагаемой конструкции.

Литература: 1. Шунков В. Н. *Ракетное оружие* Минск: Попурри, 2001. – 527 с. 2. Александр Карпенко. *Современные реактивные системы залпового огня*. <http://docplayer.ru/27403934-Sovremennye-reaktivnye-sistemy-zalpovogo-ognya.html>. 3. *Искусство войны* <http://gods-of-war.pp.ua/?p=301>.

Bibliography (transliterated): 1. SHunkov V. N. *Raketnoe oruzhie* Minsk: Popurri, 2001. – 527 s. 2. Aleksandr Karpenko. *Sovremennye reaktivnye sistemy zalpovogo ognya*. <http://docplayer.ru/27403934-Sovremennye-reaktivnye-sistemy-zalpovogo-ognya.html>. 3. *Iskusstvo vojny* <http://gods-of-war.pp.ua/?p=301>.

Гращенко Г.П., Кроленко О.І., Сливар Є.Я., Кас'ян Р.В., Андрус С.Г.

**АНАЛІТИЧНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ІСНУЮЧИХ СИСТЕМ ПОПОВНЕННЯ
БОЄКОМПЛЕКТУ РСЗО БМ-21 «ГРАД» І ПОРІВНЯННЯ ЇХ ІЗ ТРАНСПОРТНО-
ЗАРЯДЖАЮЧОЮ МАШИНОЮ РОЗРОБКИ ГП «ХКБМ»**

У статті розглянуті шляхи оптимізації процесу заряджання реактивних систем залпового вогню на основі дослідження наявних механізмів, вирішуючих дане завдання на існуючих реактивних системах світових виробників, а також результатів практичної перевірки оригінальних конструкторських рішень, способу й методики розроблених ГП «ХКБМ»

Ge. Grashchenkov, A.Krolenko, E. Slivar, R.Kasyan, S. Andrus

**ANALYTICAL INVESTIGATION OF EXISTING SYSTEMS OF MLRS BM-21 GRAD
AMMUNITION UPLOAD AND THEIR COMPARISON WITH THE TRANSPORTER
LOADER DESIGNED BY SE "KMDB"**

The article considers ways to optimize the uploading process of rocket launcher systems based on research of available mechanisms, that solve this problem on existing rocket systems of world manufacturers, as well as the results of practical testing of original design solutions, the method and methodology developed by the State Enterprise "KMDB".

ВИЗНАЧЕННЯ КОМПЛЕКСНОГО ПОКАЗНИКА БОЄГОТОВНОСТІ ВІЙСЬКОВОЇ ТЕХНІКИ З УРАХУВАННЯМ КОЕФІЦІЄНТУ ОПЕРАТИВНОСТІ

Постановка проблеми. Успішне виконання завдань, покладених на війська досягається підтриманням постійної бойової готовності з'єднань, військових частин і підрозділів. Виконання службово-бойових завдань підрозділами неможливо без застосування військової техніки.

Одним з найважливіших напрямків підвищення бойової готовності і мобільності військ є своєчасне і якісне рішення задач їхнього технічного оснащення. Достатня кількість і відповідна якість озброєння і військової техніки складають матеріальну базу високої бойової готовності військових формувань.

Тактика застосування військ вимагає їх швидкого маневрування, їхнього блискавичного зосередження, чи розосередження, перегрупування для успішного проведення стрімких операцій. Великий вплив на якісне виконання цих завдань має оснащення військ сучасною бронетехнікою та автомобільною технікою, що забезпечить високий рівень оперативної і тактичної мобільності військ.

У зв'язку з різким підвищенням вартості озброєння і військової техніки через їхнє значне ускладнення, а також збільшенням матеріальних витрат на забезпечення бойової підготовки і бойових дій військ, необхідне ретельне наукове обґрунтування військово-економічних рішень, у тому числі і при розробці, випробуваннях, виробництві й експлуатації озброєння і військової техніки. При цьому, необхідно оцінити сучасний рівень бойової готовності техніки до виконання завдань, та спрогнозувати майбутній рівень бойової готовності при проведенні заміни техніки.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Науковою основою досліджень оцінки рівня бойової готовності техніки до виконання завдань є: теорія ефективності застосування військової техніки, теоретичні основи забезпечення живучості військової техніки, теорія надійності виробів техніки, теорія ймовірностей та математична статистика. Основні залежності, які використовуються при визначенні рівня готовності техніки до використання за призначенням, наведені в роботах [1, 4, 8, 9, 10, 11, 12]. Ефективність застосування військової техніки, теорія надійності виробів техніки та теоретичні основи забезпечення живучості військової техніки розглянуто в джерелах [2, 3, 7]. Теорія ймовірностей та математична статистика наведені у роботах [5, 6].

Але у відомих роботах не наведені залежності та данні по оцінці рівня готовності військової техніки до виконання бойових завдань та не коректно виражений коефіцієнт оперативності, як складова комплексного показника боєготовності.

Мета статті. Обґрунтувати залежність визначення рівня бойової готовності техніки до виконання завдань з урахуванням запропонованого коефіцієнту оперативності.

Виклад основного матеріалу. Боєготовність військової техніки характеризується великою кількістю показників, що на неї впливають. У залежності від режиму

експлуатації окремим видам військової техніки встановлюють кілька ступенів боєготовності, а також порядок і терміни переводу з одного ступеня в інший [11].

У статті [1, 6, 10, 11] розглянуто бойову готовність, як складну подію (визначає ступінь підготовленості військової техніки до використання її за призначенням при виконанні бойових задач), що складається із кількох незалежних подій, які відтворені одночасно. До цих подій, що відбуваються у визначений час t , відносяться наступні властивості:

- військова техніка має певну ступінь боєздатності;
- військова техніка має певну живучість;
- військова техніка має певну надійність;
- мається в наявності підготовлений розрахунок;
- мається в наявності бойовий комплект;
- маютьься в наявності засоби забезпечення;
- техніка укомплектована запасними частинами і експлуатаційною документацією.

Кожна з розглянутих властивостей має свої показники – їх кількісні характеристики, а кожна подія – свою ймовірність [3].

З урахуванням розглянутих властивостей, у [1, 6, 10, 12] запропоновано при перевірці бойової готовності в якості показника бойової готовності військової техніки використовувати комплексний показник боєготовності $K_{БГ}$, який обчислюється наступним чином:

$$K_{БГ} = K_{БЗ} \cdot K_{Г} \cdot K_{Оп} \cdot K_{Р} \cdot K_{Бк} \cdot K_{Заб} \cdot K_{Ук} , \quad (1)$$

де $K_{БЗ}$ – коефіцієнт боєздатності; $K_{Г}$ – коефіцієнт готовності; $K_{Оп}$ – коефіцієнт оперативності; $K_{Р}$ – коефіцієнт, який враховує наявність підготовленого розрахунку; $K_{Бк}$ – коефіцієнт, який враховує наявність бойового комплекту; $K_{Заб}$ – коефіцієнт, який враховує наявність засобів забезпечення; $K_{Ук}$ – коефіцієнт укомплектованості запасними частинами і експлуатаційною документацією.

Серед одиничних показників бойової готовності коефіцієнт оперативності має вирішальне значення через те, що визначає здатність військової частини, чи підрозділу, враховуючи комплекс всіх заходів, привести себе в готовність у визначений час.

$$\begin{aligned} K_{Оп} &= 1 ; T_{ПБЗi} \leq T_{ПБЗНj} ; \\ K_{Оп} &= 1 - e^{-\frac{T_{ПБЗj}}{T}} ; T_{ПБЗi} > T_{ПБЗНj} ; \\ T &= T_{ПБЗi} - T_{ПБЗНj} ; \end{aligned} \quad (2)$$

де $T_{ПБЗi}$ – поточний час приведення в повну боєздатність; $T_{ПБЗНj}$ – нормативний час приведення в повну боєздатність; T – час запізнення.

При розрахунку даної моделі було обрано за основу часовий показник для приведення підрозділу в бойову готовність $T_{ПБЗНj} = 240$ хв, розраховано значення показників $K_{Оп}$, T , $T_{ПБЗi}$, $K_{БГ}$ (табл. 1) та побудовано графік залежності $K_{Оп}$ та $K_{БГ}$ від $T_{ПБЗi}$ (рис. 1).

Таблиця 1 – Данні розрахунків значень K_{On} та $K_{БГ}$

№ з/П	K_{On}	T , хв.	$T_{ПБЗi}$, хв.	$T_{ПБЗHj}$, хв.	$K_{БГ}$
1.	0,999	1	241	240	1
2.	0,982	60	300	240	0,924
3.	0,887	110	350	240	0,835
4.	0,777	160	400	240	0,731
5.	0,681	210	450	240	0,641
6.	0,603	260	500	240	0,567
7.	0,539	310	550	240	0,507
8.	0,487	360	600	240	0,458

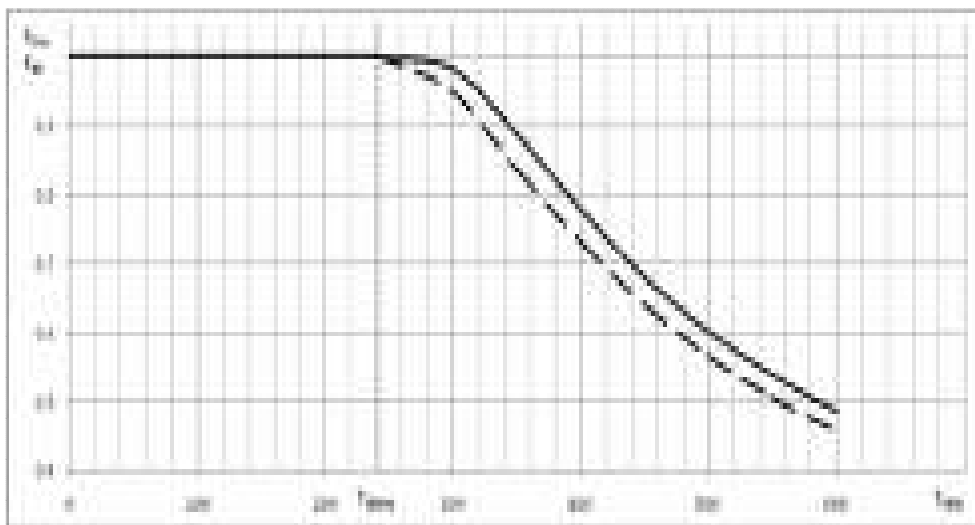


Рисунок 1 – Графік залежності K_{On} та $K_{БГ}$ від $T_{ПБЗi}$

Згідно графіку (рис. 1) та таблиці 1, при $T_{ПБЗi} \leq T_{ПБЗHj}$, $K_{On} = 1$. При досягненні показника $T_{ПБЗi}$ значення 241 хв, коефіцієнт знижується і при значенні $T_{ПБЗi} = 600$ хв, $K_{On} = 0,487$.

Також, необхідно враховувати той факт, що навіть при досить високому значенні множників залежності (1), наприклад:

$$K_{БЗ} = K_{Г} = K_{р} = K_{Бк} = K_{заб} = K_{ук} = 0,99,$$

комплексний показник боєготовності техніки $K_{БГ}$ військової частини (підрозділу) при $K_{On} = 0,487$ становить 0,458.

Використовуючи такий же підхід, проведені розрахунки і побудовані графіки залежності при різних значеннях множників залежності (1). З умови високої готовності військових частин і підрозділів виберемо наступний інтервал 0,98-0,96 для множників комплексного показника боєготовності K_m залежності (1). Щоб не розглядати кожен множник окремо наведемо припущення, що множники в інтервалі 0,98-0,96 матимуть однакове значення. Дане припущення при розглянутому підході істотно не впливає на остаточний розрахунок.

При розрахунку даної моделі за основу був обраний часовий показник з тим же значенням $T_{ПБЗHj} = 240$ хв. Результати розрахунку зведені в таблицю 2 і побудовані графіки залежностей K_{On} і $K_{БГ}$ від $T_{ПБЗi}$ (рис. 2).

Таблиця 2 – Результати розрахунків значень K_{On} і $K_{БГ}$

K_m	№ з/п	T , хв.	$T_{ПБЗi}$, хв.	$T_{ПБЗHj}$, хв.	K_{On}	$K_{БГ}$
0,98	1.	1	241	240	1	1
	2.	60	300	240	0,982	0,869
	3.	110	350	240	0,887	0,785
	4.	160	400	240	0,777	0,689
	5.	210	450	240	0,681	0,603
	6.	260	500	240	0,603	0,534
	7.	310	550	240	0,539	0,477
	8.	360	600	240	0,487	0,431
0,97	1.	1	241	240	1	1
	2.	60	300	240	0,982	0,818
	3.	110	350	240	0,887	0,739
	4.	160	400	240	0,777	0,647
	5.	210	450	240	0,681	0,567
	6.	260	500	240	0,603	0,502
	7.	310	550	240	0,539	0,449
	8.	360	600	240	0,487	0,406
0,96	1.	1	241	240	1	1
	2.	60	300	240	0,982	0,769
	3.	110	350	240	0,887	0,694
	4.	160	400	240	0,777	0,608
	5.	210	450	240	0,681	0,533
	6.	260	500	240	0,603	0,472
	7.	310	550	240	0,539	0,422
	8.	360	600	240	0,487	0,381

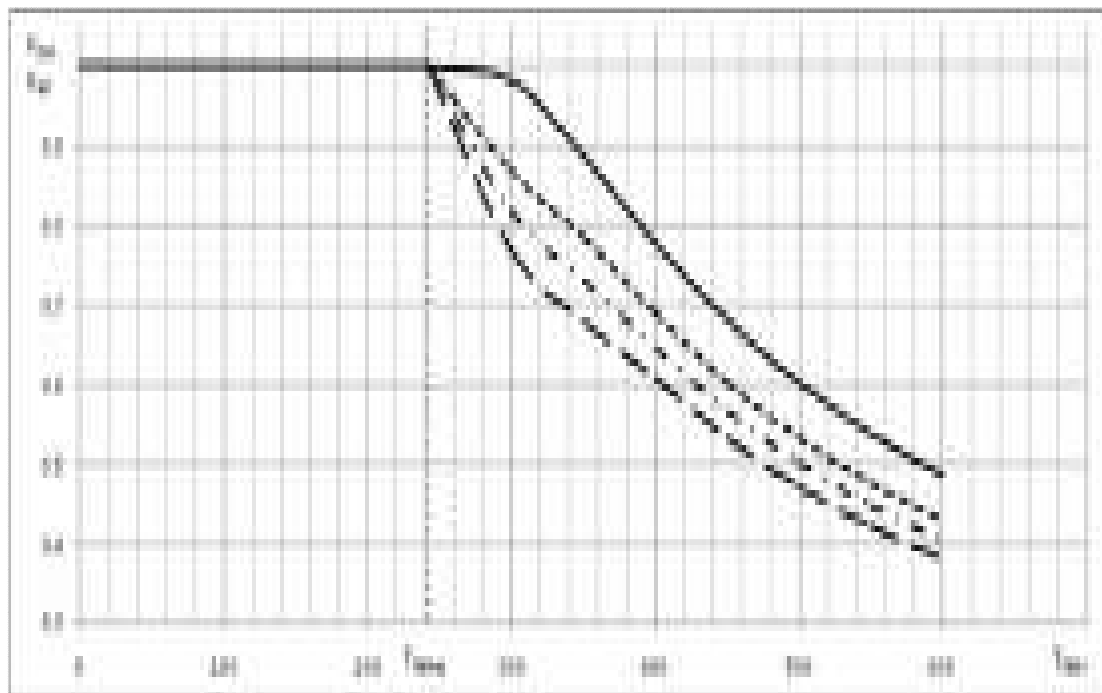


Рисунок 2 – Графік залежностей K_{On} і $K_{БГ}$ від $T_{ПБЗi}$

З аналізу результатів (табл.2, рис.2) можна помітити, що найбільш різка зміна значень $K_{БГ}$ від $T_{ПБЗ}$ відбувається при початковій відмінності значення поточного часу приведення в повну боєздатність від нормативного часу приведення в повну боєздатність. При подальшому збільшенні інтервального часу запізнення, зміна значень коефіцієнту боєготовності від поточного часу приведення в повну боєздатність відбувається не так значно. Однак простежуються наступні тенденції (табл. 3):

- при обраному значенні поточного часу приведення в повну боєздатність $T_{ПБЗi}$ зі зменшенням значень K_m зменшується значення $(K_{БГn} - K_{БГn-1})$;
- зі збільшенням значення поточного часу приведення в повну боєздатність $T_{ПБЗi}$ з вибраною величиною K_m зменшується значення $(K_{БГn} - K_{БГn-1})$;
- зі збільшенням значень $T_{ПБЗi}$ і зменшенням значень K_m зменшується значення $(K_{БГn} - K_{БГn-1})$.

Таблиця 3 – Результати розрахунків значень $K_{БГ}$ від $T_{ПБЗi}$ і K_m

$T_{ПБЗi}$, хв.	K_m			
	0,99	0,98	0,97	0,96
241	1	1	1	1
300	0,924	0,869	0,818	0,769
$K_{БГn} - K_{БГn-1}$		0,055	0,051	0,049
350	0,835	0,785	0,739	0,694
$K_{БГn} - K_{БГn-1}$		0,050	0,046	0,045
400	0,731	0,689	0,647	0,608
$K_{БГn} - K_{БГn-1}$		0,042	0,042	0,039
450	0,641	0,603	0,567	0,533
$K_{БГn} - K_{БГn-1}$		0,038	0,036	0,034
500	0,567	0,534	0,502	0,472
$K_{БГn} - K_{БГn-1}$		0,033	0,032	0,030
550	0,507	0,477	0,449	0,422
$K_{БГn} - K_{БГn-1}$		0,030	0,028	0,027
600	0,458	0,431	0,406	0,381
$K_{БГn} - K_{БГn-1}$		0,027	0,025	0,025

Таким чином, розрахункове значення комплексного показника боєготовності $K_{БГ}$ залежить від значень поточного часу приведення в повну боєздатність $T_{ПБЗ}$, а за допомогою залежностей (1, 2) можна визначити комплексний показник боєготовності техніки $K_{БГ}$ військової частини (підрозділу), при перевірці бойової готовності, більш точно.

Висновки. В результаті проведених досліджень можна зробити наступні висновки:

1. Запропонована залежність (2), яка дозволяє оцінити сучасний рівень бойової готовності військової техніки до виконання завдань.

2. Залежність для оцінки рівня бойової готовності військової техніки до виконання завдань (1) дозволяє визначити вплив на неї коефіцієнту оперативності та намітити шляхи забезпечення високого рівня бойової готовності військової техніки з урахуванням часу приведення у бойову готовність.

Література: 1. Іванченко А. О. Обґрунтування залежності для визначення показника боєготовності військової техніки [Текст] / А. О. Іванченко, А. В. Ковтун, В. О. Табуненко // АВВ МВС У: науково-технічний журнал Збірник наукових праць – Х. : Збірник наукових праць, 2014. – Вип. 1(23). – С. 63 – 66. 2. Надёжность и эффективность в технике. Справочник в 10 т. Т.1. Методология. Организация. Терминология. М. : Машиностроение. – 1986. – 224с. 3. Харченко В. С. Теорія надійності та живучості елементів і систем літальних комплексів [Текст] / В. С. Харченко, А. П. Батуков, І. В. Лисенко - Х. : ХВУ. – 1997. – 403 с. 4. Технические основы эффективности ракетных систем [Текст]. М. : Машиностроение. – 1990. – 254 с. 5. Вентцель Е. С. Теория вероятностей [Текст] / Е. С. Вентцель, Л. А. Овчаров. – М. : Наука, 1973. – 368 с. 6. Демидов Б. А. Методы военно – научных исследований [Текст] / Б. А. Демидов – Х. : МО. – 1990. – 673 с. 7. Анилович В. Я. Надёжность машин в задачах и примерах [Текст] / В. Я. Анилович, А. С. Гринченко, В. Л. Литвиненко – Х. : Око. – 2001. – 319 с. 8. Про затвердження Порядку організації та експлуатації автомобільної техніки, іншого майна номенклатури автомобільної служби Національної гвардії України [Текст] / Наказ Командувача Національної Гвардії України від 27.12.2017 р. №900. 9. Іванченко А. О. Выбор критерия оценки эксплуатационной надёжности автомобилей [Текст] / А. О. Іванченко, И. К. Шаша, И. В. Rogozin // ХУПС: наукове періодичне видання – Х. : Збірник наукових праць – 2014. – Том 3(40). – С. 149 – 151. 10. Шмаков О. М. Службово-бойова діяльність сил охорони правопорядку [Текст] / О. М. Шмаков // НТУ ХПІ: науково-технічний журнал – Х. : Механіка та машинобудування. – 2013. – Том 1. – С. 76 – 80. 11. Головня С. Б. Розробка рекомендацій щодо покращення процесу оцінювання рівня технічної готовності транспортних засобів прикордонного загону [Текст] / С. Б. Головня // НАДПСУ: наукове видання – Хмельницький. : Збірник наукових праць. – 2014. – №1(61). – С 292-303. 12. Удосконалення системи експлуатації автобронетанкової техніки Національної гвардії України, шифр «Шлях» [Текст]: звіт про НДР (закл.) / Національна академія Національної гвардії України; керівн. І. К. Шаша; викон.: А. О. Іванченко [та ін.]. – Держ. реєстр. № 0115U002862. – Х., 2015. – 200 с.

Bibliography (transliterated): 1. Ivanchenko A. O. Obtruntuvannya zalezhnosti dlya viznachennya pokaznika boegotovnosti vijs'kovoї tekhniki [Tekst] / A. O. Ivanchenko, A. V. Kovtun, V. O. Tabunenko // AVV MVS U: naukovu-tekhnichnij zhurnal Zbirnik naukovih prac' – H. : Zbirnik naukovih prac', 2014. – Vip. 1(23). – S. 63 – 66. 2. Nadyozhnost' i ehffektivnost' v tekhnike. Spravochnik v 10 t. T.1. Metodologiya. Organizaciya. Terminologiya. M. : Mashinostroenie. – 1986. – 224s.

3. Harchenko V. S. Teoriya nadijnosti ta zhivuchosti elementiv i sistem lital'nih kompleksiv [Tekst] / V. S. Harchenko, A. P. Batukov, I. V. Lisenko - H. : HVU. – 1997. – 403 s. 4. Tekhnicheskie osnovy ehffektivnosti raketnyh sistem [Tekst]. M. : Mashinostroenie. – 1990. – 254 s. 5. Ventcel' E. S. Teoriya veroyatnostej [Tekst] / E. S. Ventcel', L. A. Ovcharov. – M. : Nauka, 1973. – 368 s. 6. Demidov B. A. Metody voenno – nauchnyh issledovanij [Tekst] / B. A. Demidov – H. : MO. – 1990. – 673 s. 7. Anilovich V. YA. Nadezhnost' mashin v zadachah i primerah [Tekst] / V. YA. Anilovich, A. S. Grinchenko, V. L. Litvinenko – H. : Oko. – 2001. – 319 s. 8. Pro zatverdzhennya Poryadku organizacii ta ekspluatatsii avtomobil'noi tekhniki, inshogo majna nomenklaturi avtomobil'noi sluzhbi Nacional'noi gvardii Ukraini [Tekst] / Nakaz Komanduvacha Nacional'noi Gvardii Ukraini vid 27.12.2017 r. №900. 9. Ivanchenko A. O. Vybory kriteriya ocen-ki ehkspluatatsionnoj nadyozhnosti avtomobilej [Tekst] / A. O. Ivanchenko, I. K. SHa-sha, I. V. Rogozin // HUPS: naukovye periodichne vidannya – H. : Zbirnik naukovih prac' – 2014. – Tom 3(40). – S. 149 – 151. 10. SHmakov O. M. Sluzhbovo-bojova diyal'nist' sil ohoroni pravopo-ryadku [Tekst] / O. M. SHmakov // NTU HPI: naukovotekhnichnij zhurnal – H. : Mekhanika ta ma-shinobuduvannya. – 2013. – Tom 1. – S. 76 – 80. 11. Golovnya S. B. Rozrobka rekomendacij shchodo pokrashchennya procesu ocinyuvannya rivnya tekhnichnoi gotovnosti transportnih zasobiv prikordon-nogo zagonu [Tekst] / S. B. Golovnya // NAD-PSU: naukovye vidannya – Hmel'nic'kij. : Zbirnik naukovih prac'. – 2014. – №1(61). – S. 292-303. 12. Udoshonalennya sistemi ekspluatatsii avtobro-netankovoï tekhniki Nacional'noi gvardii Ukraini, shifr «SHlyah» [Tekst]: zvit pro NDR (zakl.) / Nacional'na akademiya Nacional'noi gvardii Ukraini; kerivn. I. K. SHasha; vikon.: A. O. Ivanchenko [ta in.]. – Derzh. reestr. № 0115U002862. – H., 2015. – 200 s.

Іванченко А.О., Шаповал О.М., Бойков І.В.

ВИЗНАЧЕННЯ КОМПЛЕКСНОГО ПОКАЗНИКА БОЄГОТОВНОСТІ ВІЙСЬКОВОЇ ТЕХНІКИ З УРАХУВАННЯМ КОЕФІЦІЄНТУ ОПЕРАТИВНОСТІ

Розглянуто поняття боєготовності військової техніки. Обґрунтовано використання в комплексному показнику боєготовності військової техніки коефіцієнту оперативності.

Иванченко А.О., Шаповал А.Н., Бойков И.В.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОМПЛЕКСНОГО ПОКАЗАТЕЛЯ БОЕГОТОВНОСТИ ВОЕННОЙ ТЕХНИКИ С УЧЕТОМ КОЭФФИЦИЕНТА ОПЕРАТИВНОСТИ

Рассмотрено понятие боеготовности военной техники. Обосновано использование в комплексном показателе боеготовности военной техники коэффициента оперативности.

A. Ivanchenko, O. Shapoval, I. Boykov

DETERMINATION OF COMPLEX INDICATOR WORKING OF MILITARY EQUIPMENT WITH HARMONIZATION CODE OF OPERATIVITY

The concept of combat readiness of military equipment is considered. The use of the operational coefficient in the complex indicator of combat readiness of military equipment is substantiated.

ПРОЦЕС ВИПАРОВУВАННЯ ПОВЕРХНЕВОГО ШАРУ ТВЕРДОГО МАТЕРІАЛУ НА ПРИКЛАДІ САЖОВОГО ФІЛЬТРУ ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГУНА АВТОМОБІЛЬНОЇ ТЕХНІКИ

Постановка проблеми. Будь-яка речовина може перебувати в трьох агрегатних станах - твердому, рідкому і газоподібному. Тверда речовина зберігає форму, а рідке розтікається і приймає форму посудини. Однак це визначення недостатньо для характеристики стану речовини. Для металевої поверхні рідкий стан настає після нагрівання до температури плавлення. Зворотний перехід настає в міру зниження температури, і металева поверхня приймає твердий стан. Тому можна розглядати твердий стан металевої поверхні як застигле або загусле рідкий стан. Отже, перехід з одного стану в інший відбувається при певній температурі і супроводжується зміною властивостей матеріалу.

Однак в техніці зустрічаються випадки, коли має місце нестационарне температурне поле в твердому матеріалі. Такі випадки трапляються в конструкціях техніки, коли відбувається короткочасне підвищення температури на поверхні і температура нагрівання не доходить до температури плавлення металу. Таким чином, утворюються рухомі кордону на поверхнях матеріалу: одна схильна до різкого підвищення температури і зворотна, на якій не відбувається значного підвищення температури. В результаті фізико-хімічних процесів, що відбуваються на поверхні і в шарах, прилеглих до цієї поверхні, твердий матеріал переходить з одного фазового стану в інше з виділенням або поглинанням теплоти.

Процес нагрівання поверхні матеріалу характеризується тим, що відбуваються різні фізико-хімічні перетворення поверхневого шару матеріалу. Даним перетворенням супроводжує зона підготовчих процесів, які протікають в конденсованій фазі. При цьому в конденсованій фазі на різних видаленнях поверхні матеріалу від температури горіння з різною інтенсивністю відбувається втрата газоподібних, рідких і твердих продуктів теплового розкладання матеріалу конструкції. У процесі теплового розкладання матеріалу конструкції поверхнева частина твердого матеріалу може безпосередньо переходити з твердого стану в газоподібний, минаючи рідку фазу.

Таким чином, процес підвищення температури на поверхні матеріалу являє собою складний процес, який може відбуватися в газоподібному конденсованій фазі в конструкціях техніки.

У звичайних умовах при температурах близьких до навколишнього повітря випаровування твердих матеріалів настільки повільно, що втрати їх можуть не враховуватися. Перехід з твердого стану в газоподібний стан відбувається при певній температурі і супроводжується різкою зміною властивостей металевих поверхонь конструкції.

Аналіз літературних джерел. У ряді робіт [1-7] процеси випаровування поверхні матеріалів описуються за допомогою рівняння Клапейрона - Клаузіуса. Дане рівняння є термодинамічним рівнянням, яке відноситься до процесів переходу речовини з однієї фази в іншу (випаровування, плавлення, сублімація, поліморфне перетворення та ін.). Згідно рівняння Клапейрона - Клаузіуса теплота фазового переходу при рівноважно протікаючому процесі визначається наступним виразом:

© І.В. Бойков, 2018

$$L = T \cdot \frac{dP}{dT} \cdot (V_1 - V_2) , \quad (1)$$

де T – температура переходу (процес ізотермічний); dP/dT – значення похідної від тиску по температурі при даній температурі переходу; $(V_1 - V_2)$ – зміна обсягу речовини при переході його з першої фази в другу.

Використовуючи рівняння Клапейрона - Клаузіуса можна уявити діаграму станів системи в координатах P, T (рис.1). На цій діаграмі показані криві, які поділяють різні стани матеріалу. Стан матеріалу в залежності від значень P, T може перебувати в одному з трьох агрегатних станів - твердому, рідкому, газоподібному. Самі криві є зонами рівноважного стану двох фаз станів. Точки, що лежать праворуч або ліворуч від кривих, характеризують фазний стан матеріалу. При цьому є точка (потрійна точка) яка описує рівноважний стан відразу трьох фаз: твердої, рідкої і газоподібної.

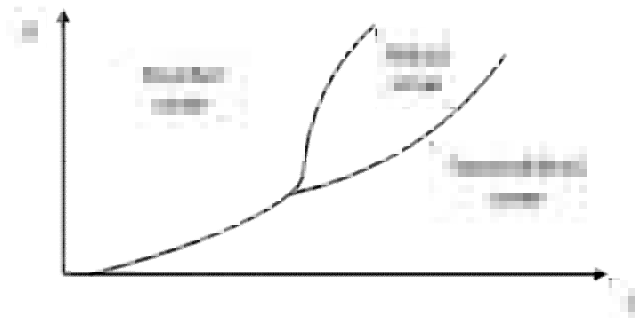


Рисунок 1 – Области станів матеріалу від температури і тиску

Рівняння Клапейрона - Клаузіуса може служити для розрахунку будь-якої з величин, що входять в рівняння, якщо інші відомі. Однак для вирішення рівняння Клапейрона - Клаузіуса необхідно знати, як змінюються з температурою і тиском величини L, V_1 і V_2 , що представляє складну задачу. Зазвичай цю залежність встановлюють емпірично і після цього вирішують рівняння Клапейрона - Клаузіуса чисельно.

В роботі [8] проблема теплообміну формулюється в умовах плоскої задачі про випаровуванні поверхні тіла, теплофізичні властивості якого вважаються постійними з використанням асимптотичного інтегрування по Лапласа. Розглядається стаціонарний режим виносу маси матеріалу, коли хвиля розриву газового потоку від твердого тіла рухається з постійною швидкістю. Постановка завдання наводиться у вигляді системи диференціальних рівнянь з граничними умовами на зовнішній стороні прикордонного шару і на хвилі випаровування.

Рішення даного завдання ускладнено знанням теплофізичних властивостей матеріалу, наявністю системи диференціальних рівнянь з граничними умовами. Тому для розрахунків випаровування поверхні твердого матеріалу може бути недоцільним.

У роботі [9] розглядаються питання горіння поверхні матеріалу і процеси, що протікають при цьому. У роботі вказується, що математична постановка задачі є спільною для всіх процесів. Однак кожен процес при нагріванні поверхні матеріалу має свої специфічні особливості протікання. Формулювання завдання про теплопровідності в нагрітому матеріалі з урахуванням рухомих кордонів нагрітого матеріалу може відрізнятися від реальних процесів.

Мета статті. Провести теоретичні дослідження процесу випаровування металевих поверхонь сажового фільтру дизельних двигунів в залежності від матеріалу конструкції фільтра та температури процесу спалювання сажі.

Виклад основного матеріалу. Рішення задачі випаровування поверхні твердого матеріалу з одного боку досить складний, а з іншого боку дозволяє встановити зміну розмірів прикордонного шару поверхні металевих матеріалів.

Аналіз явища випаровування на основі уявлень молекулярно-кінетичної теорії дозволяє встановити найважливіше співвідношення між термодинамічними (тиск пара) і кінетичними (швидкість випаровування) параметрами цього процесу [7, 8, 10].

Відповідно до теорії Ленгмюра, в умовах рівноваги число молекул газу, що зіштовхуються в одиницю часу з поверхнею судини в якому знаходиться газ, так само (молекули підкоряються статистиці Больцмана):

$$N = \frac{P_e}{\sqrt{2 \cdot \pi \cdot m \cdot k \cdot T}}, \quad (2)$$

де P_e – рівноважний тиск газу при температурі T ; m – маса молекули; k – постійна Больцмана.

При рівновазі парової фази з поверхнею твердого тіла число частинок N_c , які залишають поверхню, дорівнює числу частинок N_k , які конденсуються з пара на цій поверхні за той же час. Таким чином обидва процеси відбуваються одночасно і з рівними швидкостями.

Швидкість конденсації молекул з урахуванням можливості їх часткового відображення дорівнює

$$N_k = \alpha \cdot N_c, \quad (3)$$

де α – коефіцієнт конденсації.

Тому для швидкості випаровування (сублімації) справедлива формула:

$$N_c = \frac{\alpha \cdot P_e}{\sqrt{2 \cdot \pi \cdot m \cdot k \cdot T}}. \quad (4)$$

Для однорідних металів α можна вважати рівною одиниці. Для неоднорідних поверхонь металів можливо відображення і отже $\alpha < 1$.

Для більш складних багатокомпонентних і багатозначних сплавів можливість отримання навіть наближеної оцінки в даний час відсутня. У подібних випадках єдиним засобом визначення сумарної швидкості випаровування сплаву або парціальних швидкостей випаровування його компонентів залишається безпосереднє їх вимір експериментальним шляхом.

Формула (4) має важливе практичне значення. Вона дозволяє оцінювати випаровування твердих речовин за відомими значеннями тиску насичених парів при заданій температурі.

Швидкість випаровування з поверхні твердих матеріалів може визначатися з

урахуванням формули (4) в наступному вигляді:

$$W = \alpha \cdot \frac{P}{17,4} \sqrt{\frac{M}{T}}, \quad (5)$$

де W – швидкість випаровування, г/см²·с; P – парціальний тиск парів матеріалу, мм. рт. ст.; M – молекулярна маса матеріалу; T – температура, К; α – коефіцієнт акомодатії.

Тиск парів може бути визначено за рівнянням Клаузіуса-Клайперона:

$$\ln P = \frac{c}{R} - \frac{L_o}{4,57 \cdot T}, \quad (6)$$

де c – константа, R – універсальна газова постійна, L_o – прихована теплота випаровування.

З рівняння (5) за умови, що жодна молекула не повертається на поверхню матеріалу, тобто коефіцієнт акомодатії дорівнює одиниці, можна отримати рівняння для швидкості убування товщини стінки матеріалу, яке має наступний вигляд:

$$\delta = 1,85 \cdot 10^6 \cdot P \cdot \rho \cdot \left(\frac{M}{T}\right)^{\frac{1}{2}}, \quad (7)$$

де δ – швидкість убування товщини стінки, см/рік.; ρ – щільність твердого матеріалу, г/см³.

Умова не повернення молекул на поверхню матеріалу близька до процесів, які протікають в сажовому фільтрі.

На рисунку 2 приведені криві зміни тиску металів, з яких можуть виготовлятися сажові фільтри за умови, що коефіцієнт акомодатії дорівнює нулю.

Наведені залежності дають граничні значення визначених величин. Крім того, слід зазначити, що величини зміни тиску парів металів збільшуються з ростом температури, хоча формально залежність повинна була б бути іншою. Справа в тому, що тиск парів матеріалів збільшується зі зростанням температури значно швидше, ніж пропорційно T .

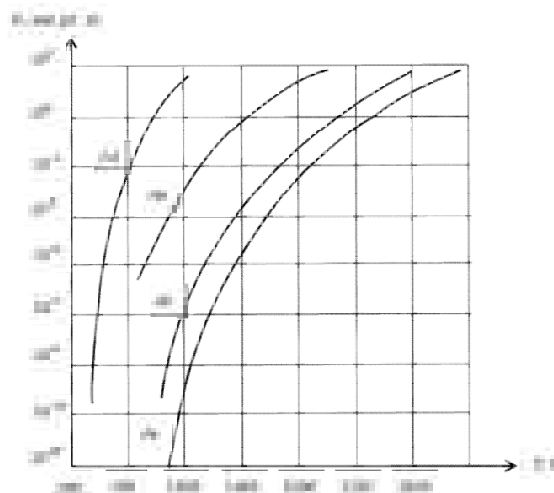


Рисунок 2 – Зміна тиску парів металів від температури

У таблиці 1 наведені результати зміни товщина стінок однокомпонентних металевих поверхонь.

Таблиця 1 – Зміни товщини стінок металевих поверхонь

Матеріал	Температура, при якій матеріали сублімують, °C			Атомна маса	Точка плавлення, °C	Щільність матеріалу, г/см ³
	10 ⁻⁵ см/год. ⁻¹	10 ⁻³ см/год. ⁻¹	10 ⁻¹ см/год. ⁻¹			
Кадмій	40	80	120	112,41	320	8,64
Свинець	270	330	430	207,19	330	11,34
Алюміній	550	680	810	26,98	660	2,70
Залізо	770	900	1050	55,85	1540	7,85

З таблиці випливає, що зростання температури, яке має місце в фільтрі сажі дизельного двигуна, впливає на різні металеві поверхні. При цьому на швидкість зміни товщини стінки поверхні впливають як характеристики матеріалу сажового фільтру, так і процеси в яких беруть участь поверхні матеріалів сажового фільтру.

На процес випаровування металу великий вплив робить стан поверхні, і в першу чергу слід вказати на стан оксидної плівки металів. Так, для зменшення випаровування поліровані металеві поверхні можуть бути схильні до оксидування, тобто штучно збільшена товщина плівки.

Висновки. За результатами проведених досліджень був приведений підхід до визначення розмірів шару металевих поверхонь на прикладі сажового фільтру дизельного двигуна автомобільної техніки.

При дослідженні процесу випаровування металевих поверхонь з'ясовано:

1 Випаровування металів походить не з усього об'єму, а тільки з поверхневого шару, який безпосередньо контактує з нагрівом.

2. Наявність поверхневої оксидної плівки може істотно змінити кінетику випаровування матеріалів.

3. При підвищеній температурі небезпека може представляти випаровування з меж зерен шару поверхні, оскільки відбувається найбільше руйнування у вказаній зоні.

Література: 1. Курс физической химии [Текст] / Я. И. Герасимов, В. П. Древинг, Е. Н. Еремин и др.; под общ. ред. Я. И. Герасимова. – 2-е изд. – М. : Химия, 1970. – Т. I. – 592 с. 2. Еремин В. В. Основы физической химии. Теория и задачи [Текст]: учеб. пособие для вузов / В. В. Еремин, С. И. Каргов, И. А. Успенская, И. А. Кузьменко, В. В. Лунин. – М. : Изд-во Экзамен, 2005. – 480 с. 3. Базаров И. П. Термодинамика [Текст] / И. П. Базаров. – 5-е изд. – СПб.– М.–Краснодар: Лань, 2010. – 384 с. 4. Сивухин Д. В. Обиций курс физики. Том 2. Термодинамика и молекулярная физика [Текст]/ Д. В. Сивухин. – М. : Наука, 1990. – 592 с. 5. Исаев С. И. Термодинамика [Текст]/ С. И. Исаев. – М. : Издание МГТУ, 2000. – 413 с. 6. Ренке Г. Неравновесная статистическая механика [Текст] / Г. Ренке. – М. : Мир, 1990. – 320 с. 7. Кириллин В. А. Техническая термодинамика [Текст] / В. А. Кириллин, В. В. Сычев, А. Е. Шейндин. – М. : Издательство МЭИ, 2008. – 496 с. 8. Котляр Я. М. Методы и задачи тепломассообмена: Учеб. пособие для авиационных вузов [Текст] / Я. М. Котляр, В. Д. Совершенный, Д. С. Стриженов. – М. : Машиностроение, 1987. – 320 с. 9. Кузьмин М. П. Электрическое моделирование неста-

ционарных процессов теплообмена [Текст]. – М. : Энергия, 1974. – 416 с. **10.** Казанский В. Б. Статистическая физика и термодинамика: Учебное пособие [Текст] / В. Б. Казанский, В. В. Харди́ков. – Харьков : ХНУ имени В. Н. Каразина, 2013. – 291 с.

Bibliography (transliterated): **1.** Kurs fizicheskoy himii [Tekst] / Ya. I. Gerasimov, V. P. Dreving, E. N. Eremin i dr.; pod obsch. red. Ya. I. Gerasimova. – 2-e izd. – М. : Himiya, 1970. – Т. I. – 592 s. **2.** Eremin V. V. Osnovyi fizicheskoy himii. Teoriya i zadachi [Tekst]: ucheb. posobie dlya vuzov / V. V. Eremin, S. I. Kargov, I. A. Uspenskaya, I. A. Kuzmenko, V. V. Lunin. – М. : Izd-vo Ekzamen, 2005. – 480 s. **3.** Bazarov I. P. Termodinamika [Tekst] / I. P. Bazarov. – 5-e izd. – SPb.–М.–Krasnodar: Lan, 2010. – 384 s. **4.** Sivuhin D. V. Obschiy kurs fiziki. Tom 2. Termodinamika i molekulyarnaya fizika [Tekst]/ D. V. Sivuhin. – М. : Nauka, 1990. – 592 s. **5.** Isaev S. I. Termodinamika [Tekst]/ S. I. Isaev. – М. : Izdanie MGTU, 2000. – 413 s. **6.** Renke G. Neravnovesnaya statisticheskaya mehanika [Tekst]/ G. Renke. – М. : Mir, 1990. – 320 s. **7.** Kirilillin V. A. Tehnicheskaya termodinamika [Tekst]/ V. A. Kirilillin, V. V. Syichev, A. E. Sheyndlin. – М. : Izdatelstvo MEI, 2008. – 496 s. **8.** Kotlyar Ya. M. Metody i zadachi teplomassoobmena: Ucheb. posobie dlya aviatsionnyih vuzov [Tekst]/ Ya. M. Kotlyar, V. D. Soversheniy, D. S. Strizhenov. – М. : Mashinostroenie, 1987. – 320 s. **9.** Kuzmin M. P. Elektricheskoe modelirovanie nestatsionarnyih protsessov teploobmena [Tekst]. – М. : Energiya, 1974. – 416 s. **10.** Kazanskiy V. B. Statisticheskaya fizika i termodinamika: Uchebnoe posobie [Tekst] / V. B. Kazanskiy, V.V. Hardikov. – Harkov: HNU imeni V.N. Karazina, 2013. – 291 s.

Бойков І.В

ПРОЦЕС ВИПАРОВУВАННЯ ПОВЕРХНЕВОГО ШАРУ ТВЕРДОГО МАТЕРІАЛУ НА ПРИКЛАДІ САЖОВОГО ФІЛЬТРУ ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГУНА АВТОМОБІЛЬНОЇ ТЕХНІКИ

Розглянуто процеси, які можуть відбуватися при нагріванні металевих поверхонь. З'ясовано, що процес випаровування на металевих поверхнях може відбуватися, міняючи фазу плавлення. Запропоновано підхід до визначення зміни товщини металеві поверхні сажового фільтру дизельного двигуна автомобільної техніки.

Бойков И.В.

ПРОЦЕСС ИСПАРЕНИЯ ПОВЕРХНОСТНОГО СЛОЯ ТВЕРДОГО МАТЕРИАЛА НА ПРИМЕРЕ САЖЕВОГО ФИЛЬТРА ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГАТЕЛЯ АВТОМОБИЛЬНОЙ ТЕХНИКИ

Рассмотрены процессы, которые могут происходить при нагревании металлических поверхностей. Выяснено, что процесс испарения на металлических поверхностях может происходить, минуя фазу плавления. Предложен подход к определению изменения толщины металлической поверхности сажевого фильтра дизельного двигателя автомобильной техники.

I. Boykov

EVAPORATION OF SURFACE LAYER OF SOLID MATERIAL ON THE EXAMPLE OF THE SURFACE FILTER OF THE DIESEL ENGINE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

The processes that can occur when the metal surfaces are heated are considered. It was found that the process of evaporation on metallic surfaces can occur, bypassing the melting phase. An approach is proposed for determining the change in the thickness of the metallic surface of a diesel particulate filter of a diesel engine of automotive engineering.

ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕХНОЛОГИИ ПРОИЗВОДСТВА ОСЕСИММЕТРИЧНЫХ ПОКОВОК БЕЗ ШТАМПОВОЧНЫХ УКЛОНОВ С ПОСЛЕДУЮЩЕЙ РАЗДАЧЕЙ

Введение. Горячей объемной штамповкой изготавливают большое разнообразие деталей по форме, размерам, массе и маркам материалов. Наиболее представительным типом деталей являются круглые в плане, осесимметричные поковки (шестерни, крышки, фланцы, барабаны, ступицы, стаканы). Основную массу деталей получают в открытых штампах. Объемная штамповка позволяет сделать это быстро, качественно, но данная технология предусматривает технологические напуски металла по боковым поверхностям (штамповочные уклоны) для успешного вынимания поковки из ручья штампа, что приводит к перерасходу металла и необходимости дальнейшей механической обработки. Это стало основополагающим фактором к исследованию методов обработки металлов давлением без штамповочных уклонов [1,2].

Анализ последних достижений и публикаций. В настоящее время в развитых зарубежных странах специалисты по разработке военной и гражданской техники ведут работы по созданию и внедрению современных высокопроизводительных технологий горячей объемной штамповки (ГОШ) без штамповочных уклонов, что позволяет получить значительную экономию энергии и материалов при одновременном повышении качества.

Цель статьи. Целью статьи является исследование технологии производства осесимметричных поволоков без штамповочных уклонов с использованием операции раздачи, включающей теоретический анализ с использованием современных ЭВМ; выбор рациональной схемы ведения процесса и на ее основе проведения эксперимента; разработка рекомендаций по выбору инструмента и оборудования.

Основной материал. Технология штамповки без штамповочных уклонов включает в себя производство промежуточной поковки классической технологией штамповки и дальнейшую ее раздачу, и прошивку отверстия в штампе совмещенного действия. Это позволило увеличить коэффициент использования материала (КИМ) на 17-25 % (в зависимости от типа производимой детали). На рисунке 1 представлена схема штамповки.

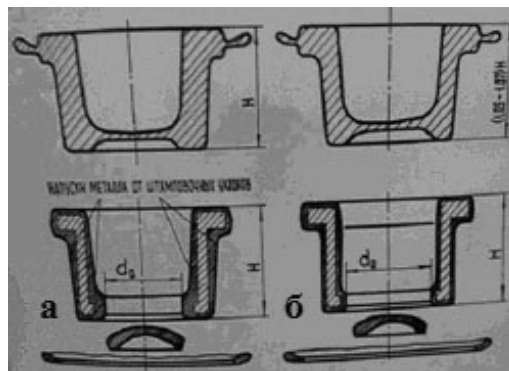


Рисунок 1 – Схема штамповки фланца: а – типичная схема, б – схема с раздачей

© В.А. Жадан, 2018

Существуют несколько технологических схем раздачи:

- раздача с расположением фланца сверху;
- раздача с расположением фланца снизу;
- раздача в секторном штампе.

В статье исследуется схема раздачи с расположением фланца сверху. Схемы раздачи с расположением фланца снизу и в секторном штампе не рассматривались.

Детально проработана технология с расположением фланца сверху. На рисунке 2 приведена схема проводимой раздачи. Промежуточную поковку 1 укладывают в выталкиватель 6. Пуансоном 4 осуществляется движение вниз. Прошивень 3 прошивает отверстие в поковке и осуществляет раздачу стенок до необходимых размеров, параллельно матрица 2 обрезает облой. После осуществления раздачи траверса 7 возвращает поковку в исходное положение, а выталкиватель 6 снимает поковку с пуансона.

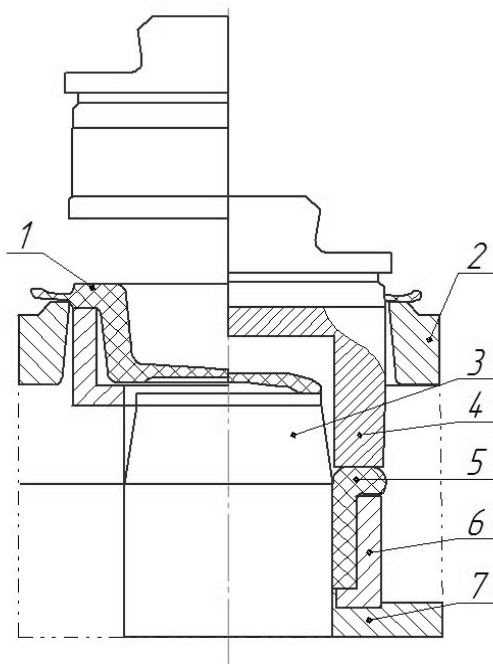


Рисунок 2 – Схема штампа совмещенного действия: 1 – промежуточная заготовка, 2 – матрица, 3 – прошивень, 4 – пуансон, 5 – поковка, 6 – выталкиватель, 7 – траверса

Но данная технология не лишена недостатков:

- потеря устойчивости детали при раздаче тонкостенных поковок, вследствие наличия осевой силы, которая возникает в результате прошивки отверстия;
- сложная схема деформирования. Известные схемы расчета не учитывают влияние изгиба и спрямление стенки поковки на усилие формоизменения;
- возможная разнотолщинность стенок поковки вследствие неточной центровки поковки относительно совмещенного штампа;
- большие энергозатраты на проведение процесса в связи с тем, что пуансон контактирует с поковкой на большом участке хода пресса.

Отмечено, что раздача является сложным, нестационарным процессом пластического течения металла и охватывает комплекс вопросов, связанных с природой вещества, его химическим составом, механикой действующих внутренних и внешних сил. Широкое применение предлагаемого способа штамповки и различных его схем реализации требуют надежных методов анализа и расчета процесса раздачи промежуточных

заготовок. Необходимо исследовать характер течения металла. На этой основе появляется возможность проанализировать направленно-деформированное состояние материала в очаге пластического течения, а также выполнить теоретический анализ силового режима деформирования.

Энергетическим методом было определено поле скоростей перемещений, поле скоростей деформаций и их интенсивность. Определены напряжения, действующие в очаге деформации, мощность и усилие деформации [1-5].

Аналогичные расчеты были проведены методом конечных элементов (МКЭ). Метод конечных элементов – численный метод решения задач прикладной физики. Метод широко используется для решения задач механики деформируемого твёрдого тела, теплообмена, гидродинамики и электродинамики.

МКЭ основан на идее аппроксимации непрерывной функции (в физической интерпретации – температуры, давления, перемещения и т.д.) дискретной моделью, которая строится на множестве кусочно-непрерывных функций, определенных на конечном числе подобластей, называемых конечными элементами. Исследуемая геометрическая область разбивается на элементы таким образом, чтобы на каждом из них неизвестная функция аппроксимировалась пробной функцией (как правило, полиномом). Причем эти пробные функции должны удовлетворять граничным условиям непрерывности, совпадающим с граничными условиями, налагаемыми самой задачей. Выбор для каждого элемента аппроксимирующей функции будет определять соответствующий тип элемента. Метод конечных элементов – это один из наиболее эффективных численных методов решения математических задач, описывающих состояние физических систем сложной структуры [6,7].

Отметим несколько важных достоинств метода конечных элементов.

1. Метод конечных элементов позволяет построить удобную схему формирования системы алгебраических уравнений относительно узловых значений искомой функции. Приближенная аппроксимация решения при помощи простых полиномиальных функций и все необходимые операции выполняются на отдельном типовом элементе. Затем производится объединение элементов, что приводит к требуемой системе алгебраических уравнений. Такой алгоритм перехода от отдельного элемента к их полному набору особенно удобен для геометрически и физически сложных систем.

2. Каждое отдельное алгебраическое уравнение, полученное на основе метода конечных элементов, содержит незначительную часть узловых неизвестных от общего их числа. Другими словами, многие коэффициенты в уравнениях алгебраической системы равны нулю, что значительно облегчает ее решение.

3. Задачи, решение которых описывается функциями, удовлетворяющими функциональным уравнениям, носят название континуальных. В отличие от них решение так называемых дискретных задач точно определяется конечным числом параметров, удовлетворяющих соответствующей системе алгебраических уравнений. Метод конечных элементов, так же как и другие численные методы, по существу приближенно заменяет континуальную задачу на дискретную. В методе конечных элементов вся процедура такой замены имеет простой физический смысл. Это позволяет более полно представить себе весь процесс решения задачи, избежать многих возможных ошибок и правильно оценить получаемые результаты.

4. Помимо континуальных задач схема метода конечных элементов применяется для соединения элементов и формирования алгебраических уравнений при решении

непосредственно дискретных задач. Это расширяет сферу применения метода.

5. Форма обрабатываемой области может быть произвольной, а сетку можно сделать более редкой в тех местах, где особая точность не нужна.

На рисунке 3 приведены полученные данные о напряжениях, деформации и скоростях перемещений в графическом виде с помощью ЭВМ.

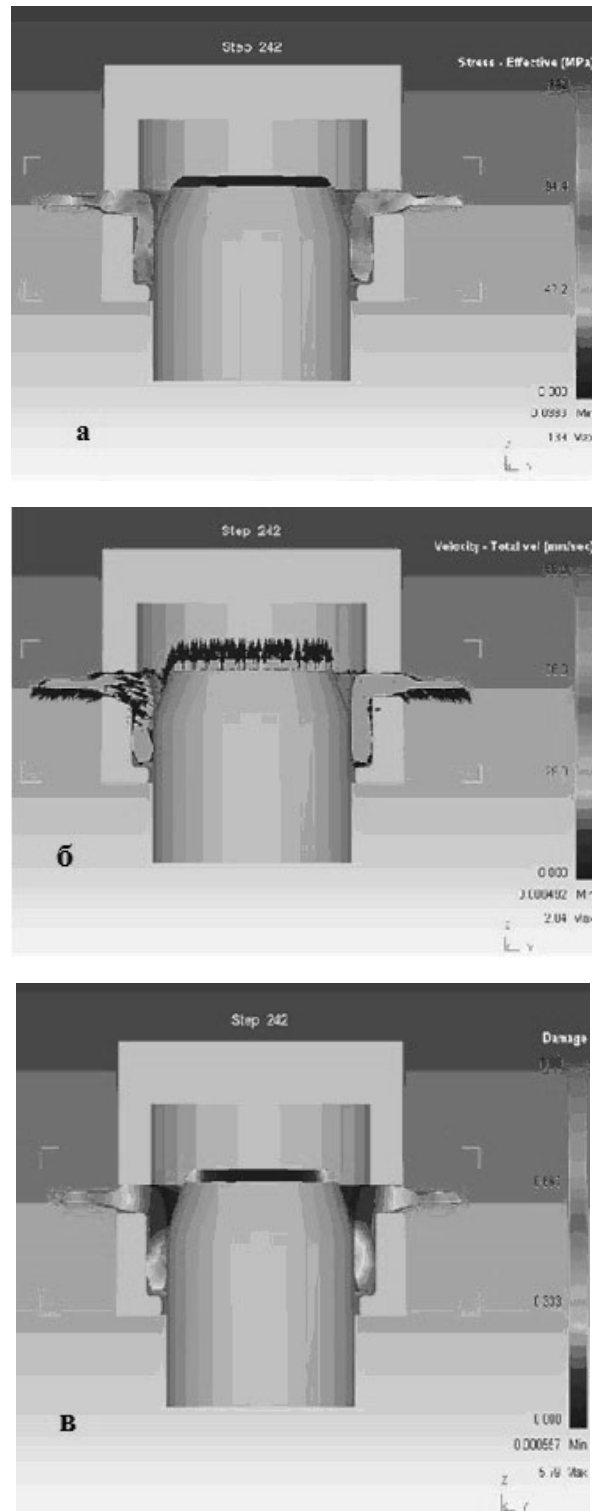


Рисунок 3 – Данные, полученные с помощью МКЭ: *а* – напряжение, *б* – направление перемещений, *в* – деформация

Полученные данные сходятся с данными, полученными энергетическим методом и позволяют продолжить работы по определению оптимальных углов конусности, разработать инженерную методику расчета инструмента для раздачи, увеличить КИМ.

Отдельное внимание стоит уделить адгезионному взаимодействию (налипанию) пары «поковка – инструмент». При перемещении промежуточной заготовки вдоль конической части прошивня проявляется налипание материала поковки на прошивень, что приводит к резкому снижению его стойкости. Поэтому разработка рациональных схем деформирования и тщательный выбор материала штампового инструмента, уменьшающего адгезионное взаимодействие пары «поковка – инструмент», для получения качественных поковок приобретает первостепенное значение.

Выводы. 1. Повышение качества и надежности деталей, снижение металлоемкости выпускаемых изделий определяют необходимость разработки новых и усовершенствования существующих способов производства точных заготовок путем приближения формы и размеров поковок к соответствующим параметрам готовых деталей. Одним из путей решения этой проблемы и является штамповка осесимметричных поковок с последующей раздачей.

2. Преимущества данной технологии штамповки наиболее эффективно реализуются при обработке заготовок из высоколегированных материалов. Однако низкая стойкость инструмента, отсутствие обоснованных рекомендаций по выбору его геометрии и схемы ведения процесса, а также по расчету энергосиловых параметров деформирования затрудняют широкое использование операции раздачи при горячей штамповке.

3. Обзор опубликованных работ показывает, что в научно-технической литературе отсутствуют обоснованные рекомендации по выбору рациональной схемы деформирования в зависимости от параметров промежуточной заготовки и силового ведения процесса. Отдельные сведения по конструированию штампового инструмента, расчету его геометрии и выбору деформирующего оборудования получены из условия значительной схематизации очага деформации, не отражающей действительного течения металла, поэтому их использование вызывает обоснованные опасения.

Литература: 1. Накутный И. Е. Исследование и разработка усовершенствованных процессов производства осесимметричных заготовок с использованием операций раздачи: Дис канд. ... техн. наук / Накутный Игорь Евстафьевич. – Х., 1981. – 163 с. 2. Лобанов В. К. Осесимметричная раздача кольцевых поковок коническим инструментом / В. К. Лобанов, И. Е. Накутный // Кузнечно - штамповочное производство – 1975. – №12. – С. 9-12. 3. Бичукин Ф. Д. Малоотходная и точная штамповка / Ф. Д. Бичукин, В. И. Козачёнок. – Ижевск: Удмуртия, 1961. – 92 с. 4. Лобанов В. К. Изготовление пустотелых поковок без штамповочных уклонов, их качество и точность. – В кн.: Прогрессивные процессы и улучшение качества продукции кузнечно – штамповочного производства. Тезисы докладов. Минск, 1970. – С. 23-32. 5. Бичукин Ф. Д. Малоотходная и точная штамповка. Новые методы обработки металлов давлением. – В кн.: Сб. докладов. Изд-во АН СССР, 1962. – С. 46-51. 6. Моделирование процесса выдавливания методом конечных элементов / В. Н. Иванов, К. М. Иванов, Е. А. Пригоровский, Д. В. Усманов // Инструмент. – 2006. – №23 – С. 94-102. 7. Левченко В. Н. Исследование процесса комбиниро-

ванного выдавливания / В. Н. Левченко, И. В. Галась // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Інноваційні технології та обладнання обробки матеріалів у машинобудуванні та металургії – Харків: НТУ «ХПІ». – 2014. – №5 (1048). – С. 40–50.

Bibliography (transliterated): 1. Nakutnyj I. E. Issledovanie i razrabotka usovershenstvovannyh processov proizvodstva osesimmetrichnyh zagotovok s ispol'zovaniem operacij razdachi: Dis kand. ... tekhn. nauk / Nakutnyj Igor' Evstaf'evich. – H., 1981. – 163 s. 2. Lobanov V. K. Osesimmetrichnaya razdacha kol'cevyh pokovok konicheskim instrumentom / V. K. Lobanov, I. E. Nakutnyj // Kuznechno - shtampovnoye proizvodstvo – 1975. – №12. – S. 9-12. 3. Bichukin F. D. Maloootodnaya i toch-naya shtampovka / F. D. Bichukin, V. I. Kozachyonok. – Izhevsk: Udmurtiya. – 1961. – 92 s. 4. Lobanov V. K. Izgotovlenie pustotelyh pokovok bez shtampovочnyh ukloнов, ih kachestvo i tochnost'. – V kn.: Progressivnye processy i uluchshenie kachestva produkcii kuznechno – shtampovочного производства. Tezisy dokladov. Minsk, 1970. – S. 23-32. 5. Bichukin F. D. Maloootodnaya i tochnaya shtampovka. Novye metody obrabotki metallov davleniem. – V kn.: Sb. dokladov. Izd-vo AN SSSR, 1962. – S.46-51. 6. Modelirovanie processa vydavlivaniya me-todom konechnykh ehlementov / V. N. Ivanov, K. M. Ivanov, E. A. Prigorovskij, D. V. Usmanov // Instrument. – 2006. – №23 – S. 94-102. 7. Levchenko V. N. Issledovanie processa kombiniro-vannogo vydavli-vaniya / V. N. Levchenko, I. V. Galas' // Visnik NTU "HPI". Seriya: Innovacijni tekhnologii ta oblad-nannya obrobki materialiv u mashinobuduvanni ta metalurgii – Harkiv: NTU "HPI". – 2014. – №5 (1048). – S. 40–50.

Жадан В.А., Овсепян А.А., Кас'ян Р.В., Кузьменко В.І., Горкін М.В.

**ДОСЛІДЖЕННЯ ТЕХНОЛОГІЇ ВИРОБНИЦТВА ОСЕСИМЕТРИЧНИХ ПОКОВОК
БЕЗ ШТАМПУВАЛЬНИХ УКЛОНІВ З НАСТУПНОЮ РОЗДАЧЕЮ**

У статті відображено метод здійснення штампування осесиметричних поковок з наступною роздачею. Наведено результати дослідження МКЕ.

Жадан В.А., Овсепян А.А., Касьян Р.В., Кузьменко В.И., Горкин М.В.

**ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕХНОЛОГИИ ПРОИЗВОДСТВА ОСЕСИММЕТРИЧНЫХ
ПОКОВОК БЕЗ ШТАМПОВОЧНЫХ УКЛОНОВ С ПОСЛЕДУЮЩЕЙ РАЗДАЧЕЙ**

В статье отображен метод осуществления штамповки осесимметричных поковок с последующей раздачей. Приведены результаты исследования МКЭ.

V. Zhadan, A. Ovsepiyan, R. Kasian, V. Kuzmenko, M. Gorkin

**STUDY OF AXISYMMETRIC FORGED PIECE MANUFACTURING PROCESS BY
ZERO-DRAFT FORGING FOLLOWED BY EXPANSION**

The article represents the method of forging of axisymmetric forged pieces with subsequent expansion. The results of finite element method (FEM) are given.

ПІДВИЩЕННЯ ЕНЕРГОЕФЕКТИВНОСТІ ДЕТОНАЦІЙНОЇ ГАРМАТИ ЗА РАХУНОК ЇЇ ПЕРЕВЕДЕННЯ НА ТЕРМОДИНАМІЧНИЙ ЦИКЛ ХАМФРІ

Вступ. Для підприємств ринкової економіки постійно актуальною є проблема зниження собівартості продукції в умовах надання їй удосконалених характеристик. Одним з основних напрямків вирішення даної проблеми є використання технологій, що забезпечують модифікацію поверхні виробів шляхом нанесення спеціальних покриттів.

Вибір технології для вирішення конкретних прикладних задач визначається за сукупністю техніко-економічних показників, базовими з яких є характеристики покриття, що наноситься, вартість нанесення покриття, продуктивність установки для нанесення, універсальність технології. Як результат, інтенсивний розвиток отримали технології газотермічного напилення, які найбільш повно задовольняють даному комплексу показників. Свідченням тому є інтенсивне зростання світового ринку газотермічного нанесення покриттів, який в даний час перевищив 8 млрд. доларів США на рік і продовжує зростати [1].

Газотермічне напилення реалізується великою кількістю методів, таких як високошвидкісне газополум'яне (паливо-кисневе або паливо-повітряне), детонаційне, плазово-дугове, надзвукове холодне напилення та інші. Кожен з цих методів має перевагу, щонайменше, за одним із вище перелічених показників. Тому, в залежності від області використання, метод вибирається на основі оптимального співвідношення ціни-якості продукції, отриманої в результаті напилення. Очевидним є створення методу газотермічного напилення, який найбільш повно задовольняє всьому комплексу показників. Розробці саме такого методу присвячена дана робота.

Аналіз останніх публікацій і досягнень. Детонаційна технологія виділяється як одна з кращих за характеристиками покриття, що наноситься, вартості нанесення та універсальності. Основними суттєвими недоліками даної технології є: низька продуктивність; негативний вплив робочого середовища – кисню на покриття, чутливість до окислення; робота тільки на порошкових матеріалах. Вирішення проблеми підвищення продуктивності детонаційних гармат досягнуто за рахунок зростання частоти пульсацій. Так, фірмою Aerostar Coating [2] розроблена детонаційна гармата з частотою пульсацій 100 Гц [3] на детонаційній трубі малого діаметра (близько 10 мм). Іншим технічним рішенням є розробка детонаційної установки револьверного типу з швидкозмінними детонаційними трубами. Наприклад, детонаційна установка "КЕРАМ-3000" забезпечує швидкострільність 25 цикл/хв [4]. При цьому, недоліки в обмеженні переліку матеріалів що наносяться залишилися невирішеними.

Постановка задачі і її рішення. Усунення недоліків щодо роботи детонаційної гармати на чутливих до окислення порошках може бути досягнуто за рахунок зміни робочої суміші в детонаційній гарматі з паливо-кисневого на паливо-повітряний склад. Але в цьому випадку значно знижується детонаційна здатність суміші, що призводить до непрацездатності типових детонаційних гармат через зростання критичного діаметра труби і збільшення довжини ділянки переходу горіння в детонацію. Перехід на дротяні матеріали для напилення замість порошкових забезпечується за рахунок впровадження в детонаційну трубу імпульсно-дугових розрядників. Але в цьому випадку має місце передчасне спалахування горючої суміші від накалих електродів розрядника, що перериває нормальну роботу гармати. Рішення зазначених недоліків вимагає застосування нових підходів до роботи детонаційної гармати.

© К.В. Коритченко, 2018

Метою даної роботи є підвищення енергоефективності детонаційної технології за рахунок зміни циклу роботи детонаційної гармати.

Вплив термодинамічного циклу детонаційної гармати на її параметри. Типова детонаційна гармата представляє собою трубу 1, закриту з одного торця (рис. 1). До труби підведені імпульсні системи подачі пального 2, окиснювача 3, порошку для наплення 4 і газу 5 для продувки. У закритого торця труби встановлюється система іскрового запалювання 6. Біля відкритого торця труби розміщується мішень 7 для наплення.

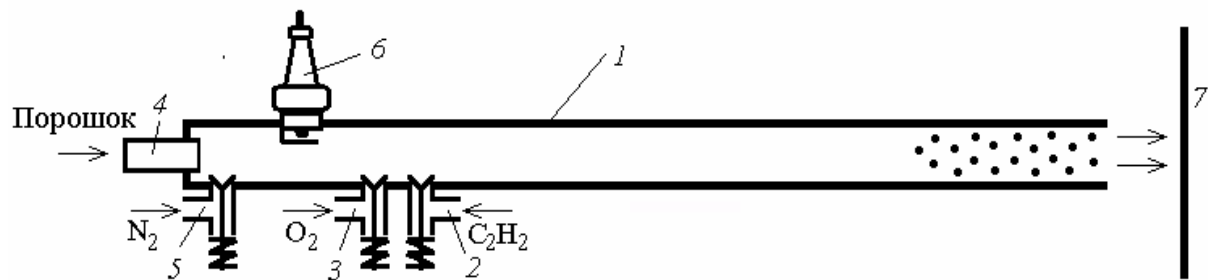


Рисунок 1 – Устрій типової детонаційної гармати

Роботу типової детонаційної гармати можна умовно розділити на наступні такти. Такт продувки інертним газом та подальшим заповненням труби детонуючою газовою сумішшю та порошковою зависсю, такт ініціювання детонації та детонаційного згоряння суміші, такт витікання продуктів детонації, що супроводжується прискоренням порошкової зависі. Далі такти повторюються. Процес наплення забезпечується в результаті зіткнення нагрітої і прискореної порошкової зависі з мішенню (місцем нанесення покриття на виріб).

У першому наближенні термодинамічний цикл типової детонаційної гармати включає ізобаричне охолодження (продування та заповнення) за атмосферним тиском, ізохорне нагрівання (детонація суміші), роботу адіабатичного розширення (вихід продуктів детонації). Даний цикл являє собою цикл Ленуара. Відомо, що більш високий коефіцієнт корисної дії (ККД) досягається в разі переходу на цикл Хамфрі. Для переведення роботи детонаційної труби на цикл Хамфрі необхідно ввести роботу адіабатичного стиснення перед ізохоричним нагріванням (рис. 2).

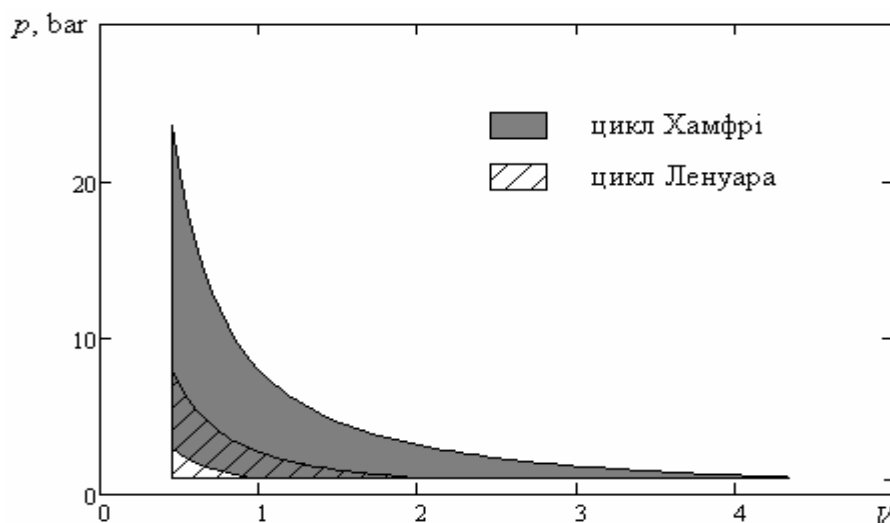


Рисунок 2 – Графіки циклів Ленуара та Хамфрі

Термічний ККД циклу Хамфрі розраховується за виразом

$$\eta = 1 - \frac{k(\lambda^{1/k} - 1)}{n^{\frac{k-1}{k}}(\lambda - 1)}, \quad (1)$$

де k – показник адіабати, λ – ступінь підвищення тиску в ізохорному процесі, n – ступінь підвищення тиску в результаті адіабатичного стиснення.

У разі, коли $n = 1$, вираз (1) дозволяється розрахувати ККД циклу Ленуара. У розрахунковому прикладі приймаємо наступне. Ступінь підвищення тиску $\lambda = 8$ приблизно відповідає величині зростання тиску в продуктах детонації паливноповітряних сумішей. Показник адіабати для продуктів детонації становить близько $k = 1,35$. Тоді за $n = 1$, тобто за циклом Ленуара, отримаємо $\eta = 0,29$, а за циклом Хамфрі за $n = 3,5$ маємо $\eta = 0,49$. Таким чином, в розрахунковому прикладі за рахунок стиснення досягається зростання ККД на 20%. У разі роботи детонаційної гармати на паливо-кисневій суміші приблизно маємо $\lambda = 15$. Тоді отримаємо, для раніше прийнятих інших значень, ККД за циклом Ленуара дорівнює $\eta = 0,38$, а за циклом Хамфрі отримаємо $\eta = 0,55$. Маємо підвищення ККД на 17%. Таке суттєве підвищення ККД тягне за собою не тільки зниження витрати палива на процес наплення, а й зниження витрати енергії на охолодження детонаційної гармати.

Введення роботи адіабатичного стиснення призводить до зміни детонаційної чутливості суміші. Так, детонаційна чутливість характеризується розміром λ детонаційного осередку [5]. При цьому, чим менше розмір осередка, тим більш чутливою є суміш. Низкою експериментальних досліджень встановлено, що зі зростанням початкового тиску в детонуючому середовищі розміри детонаційного осередку зменшуються. Зокрема за даними [6], при зміні початкових умов в стехіометричній пропано-повітряній суміші від нормальних, де тиск дорівнює близько 0,1 МПа а температура становить 293 К, до тиску 0,3 МПа та температури 450 К розмір детонаційного осередку зменшується з 70 мм до 25 мм [7]. А в результаті адіабатичного стиснення відбувається зростання тиску та температури газу, тобто має місце зростання детонаційної чутливості суміші.

Детонаційна чутливість впливає на параметри детонаційної установки. Розмір детонаційного осередку визначає критичні умови як ініціювання, так і розповсюдження детонації в трубах. Встановлено [8], що критичний діаметр d_{in} труби, за якого можливе ініціювання детонації, задається умовою $d_{in} > \lambda$. Критичний діаметр d_{det} труби, за якого можливе розповсюдження детонації, задається умовою $d_{det} > \lambda/\pi$. Звідси, за атмосферних умов детонаційна гармата, яка працює на суміші пропану з повітрям з ініціюванням за рахунок переходу горіння в детонацію, вимагає діаметру труби не менше 70 мм. Від розміру детонаційного осередку також залежать критична енергія ініціювання детонації, час і довжина L_{DDT} ділянки переходу горіння в детонацію. Переважно, для паливоповітряної суміші в гладких трубах маємо $L_{DDT} \approx 20-40D$, де D – діаметр детонаційної труби. При цьому, чим менше діаметр труби, тим більшим вплив мають теплові втрати. Тому для труб малого діаметра приймається більше значення довжини труби. Звідси, типова детонаційна гармата на пропано-повітряній суміші тільки для ініціювання детонації за $D = \lambda = 70$ мм вимагала б довжини близько 2,8 м. Слід врахувати, що за діаметром труби більше 40 мм різко погіршуються умови рівномірності розподілу порошкових покриттів на поверхні, що напильється. Із зростанням довжини і діаметру детонаційної труби зростає час, необхідний для її продувки заповнення новим зарядом, що обмежує частоту пульсацій детонаційної гармати, і, відповідно, її продуктивність. Тому реалізація типової детонаційної гармати на пропано-повітряній суміші по ряду перерахованих вище причин стає недоцільною.

Устрій і принцип роботи компресійно-детонаційної гармати. Основна технічна проблема в переході від циклу Ленуара до циклу Хамфрі полягає в тому, що детонаційна труба є відкритою з одного торця. Час вирівнювання тиску в детонаційній трубі з зовнішнім тиском відповідає, за порядком величини, часу поширення звуку в трубі. Наприклад, за довжини труби 1 м і швидкості звуку 330 м/с маємо час вирівнювання тиску близько 3 мс. Через технічні обмеження, за допомогою електромагнітних клапанів не є можливим реалізувати імпульсну подачу газу за такий час за високих витрат газу, що досягають 200 л/с і більше і частотою до 50 Гц.

Для вирішення даної проблеми була розроблена компресійно-детонаційна гармата (рис. 3). Гармата складається детонаційної труби 9, яка з закритого торця з'єднана з поршневим компресором 1, що з циліндром 2 і поршнем 3 [9]. Зворотно-поступальний рух поршня 3 здійснюється кривошипно-шатунним механізмом 4, що з'єднаний із зовнішнім приводом. Зверху циліндра 2 встановлюється кришка компресора 5 з впускним патрубком 6 і клапаном 7. Подача паливно-повітряної суміші здійснюється у впускний патрубок 6 компресора. Детонаційна труба 9 з'єднана з циліндром 2 поршневого компресора 1 через патрубок 10 в кришці 5. Запалювання суміші забезпечує свічка запалювання 11. Імпульсну подачу порошку забезпечує порошкова форсунка 12 з системою подачі порошку через магістраль 13. Діагностування тиску у розробленій гарматі здійснювалось датчиками тиску 14.

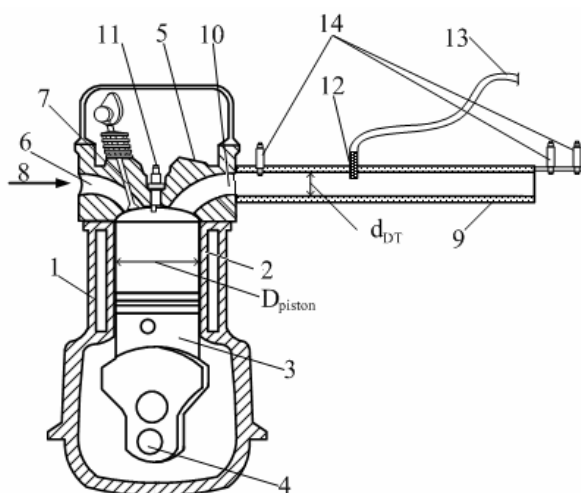


Рисунок 3 – Конструкція компресійно-детонаційної гармати [9]

Компресійно-детонаційна гармата працює наступним чином. За рахунок зовнішнього приводу поршень 3 приводиться до зворотно-поступального руху в циліндрі 2 компресора 1. У процесі руху поршня 3 від ВМТ до НМТ відкривається впускний клапан 7, і в циліндр 2 компресора 1 нагнітається горюча газова суміш через впускний патрубок 6 в кришці 5 за допомогою системи подачі палива 8. Після досягнення НМТ впускний клапан 7 закривається. Під час подальшого руху поршня 3 від НМТ до ВМТ відбувається стиснення горючої суміші в циліндрі 2 компресора 1 і в детонаційній трубі 9. Це призводить до підвищення густини, температури і тиску в горючій суміші у закритого торця детонаційної труби 9 і в самій трубі. З наближенням поршня до ВМТ здійснюється примусове запалювання суміші свічкою 11 і подача порошку для наповнення в трубу 9. Далі відбувається перехід горіння в детонацію в детонаційній трубі 9. Вихід продуктів детонації здійснюється за короткий час, поки поршень знаходиться поблизу ВМТ. В результаті розширення продуктів детонації відбувається прискорення порошкової зависі та її наповнення на мішень. Наступний цикл повторюється без пода-

вання палива і порошку, чим забезпечується продувка детонаційної труби і її охолодження. Далі цикли повторюються.

Для отримання роботи стиснення в компресійно-детонаційній гарматі виконується наступна умова. Площа S_{piston} поршня поршневого компресора в поперечному перерізі та мінімальна площа S_{DT} поперечного перерізу внутрішнього каналу детонаційної труби відповідає співвідношенню

$$\frac{S_{piston}}{S_{DT}} > \frac{c}{4U_{piston}}, \quad (2)$$

де c – критична швидкість витікання газового середовища в детонаційній трубі перед початком стиснення газу в поршневому компресорі, U_{piston} – швидкість руху поршня під час стиснення газу в поршневому компресорі.

Методика проведення експериментального дослідження параметрів компресійно-детонаційної гармати. Експериментальні дослідження проводились з застосуванням суміші пропан-бутану технічного (СПБТ) з повітрям. Циклова подача дорівнювала 30 мг/цикл, що створювало у поршневому компресорі паливоповітряну суміш, наближену до стехіометричного складу.

Вимірювання тиску в детонаційній трубі (точка a на рис. 4) здійснювалося за допомогою датчика тиску ADZ-SML 10.0÷100 атм виробництва німецької фірми ADZ NAGANO. Відносна похибка вимірювання тиску дорівнювала 0,5 %. Чутливість датчика дорівнювала $0,156 \pm 0,001_{0,9}$ В/атм.

Вимірювання швидкості ударної хвилі здійснювалось базисним методом. Два п'єзодатчики тиску встановлювалися на відстані 1 см від торця труби, що мала довжину 0,6 м. Відстань між датчиками b і c дорівнювала 5 см. П'єзокераміку ЦТС-19 використано як п'єзочутливі елементи датчиків. Час відклику датчику не перевищував 1 мкс. Вимірювання сигналів з датчиків здійснювалась на цифровому осцилографі RIGOL DS1102E в режимі реєстрації однократного імпульсу зі спрацюванням за входним сигналом.

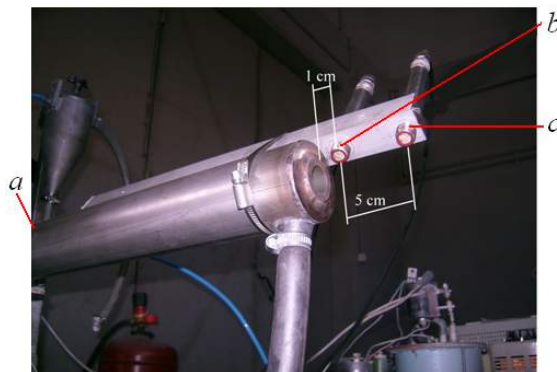


Рисунок 4 – Розміщення датчиків тиску в точках a , b і c

Результати дослідження параметрів установки. Особливість розробленої установки пов'язана з надшвидким наповненням стола горючою сумішшю під високим тиском. При такому наповненні до моменту ініціювання детонації горюча суміш в патрубку 10 і частини труби 9 знаходиться під тиском, що перевищує атмосферний тиск.

Час подачі суміші і довжина ствола підібрані таким чином, що до моменту ініціювання детонації горюча суміш не встигає вийти зі ствола. Тому в результаті детона-

ційного згоряння відбувається повне згоряння горючої суміші в установці. Використання компресору та іскрове запалювання з підвищеною енергією розряду дозволяють стабільно отримувати детонацію на горючих сумішах із значним відхиленням від стехіометричного складу.

Результати вимірювання тиску в точці *a* за допомогою датчику ADZ-10.0 представлені на рис. 5.

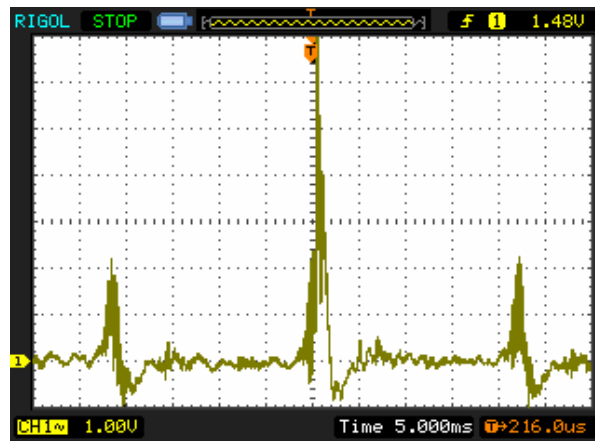


Рисунок 5 – Результати вимірювання тиску в точці *a*

Так як установка працює на детонаційній суміші, то цикл детонації чередується з циклом продувки. Амплітудно надлишковий тиск газів в точці *a* без згоряння перевищив 0,3 Мпа, в результаті згорання тиск зростає більш, ніж в 3–4 рази. На осцилограмі тиску маємо відповідну послідовність хвиль тиску, що відображають дані цикли. Більш детальне дослідження зміни тиску в точці *a* за допомогою п'єзодатчика показало наявність вибухового згоряння. При цьому, тривалість такого згоряння становить кілька сотень мікросекунд. Перед кожним циклом вибухового згоряння маємо скачок, викликаний наводкою від блоку іскрового запалювання. Оцінка осцилограми показала, що час затримки між іскрою і вибухом становить близько 2 мс.

Результати вимірювання сигналів в точках *b* та *c*, за якими визначалась швидкість ударної хвилі, представлено на рис.6.

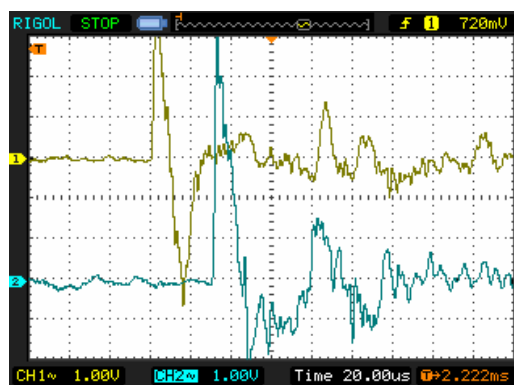


Рисунок 6 – Результати вимірювання сигналів в точках *b* та *c*

За результатами вимірювань отримано стрибкоподібну зміну тиску на датчиках. При цьому, час проходження хвилі між датчиками за результатами багаторазових вимірювань склало 29-30 мкс. Це відповідає швидкості ударної хвилі 1667-1724 м/с. Згідно

з експериментальними даними, швидкість детонації в пропано-повітряній суміші становить 1800 м/с [10].

Повна оцінка витрат на нагрівання і подачу стислої горючої суміші на один детонаційний цикл склало до 500 Дж при ККД систем підготовки не більше 60 %. За один детонаційний цикл витрачається близько 30 мг/цикл горючої суміші. Частота детонаційних циклів перевищує 20 Гц.

Розрахункова вихідна потужність установки становить 50 кВт. Відомо, що критичний діаметр труби-стволо, при якому може здійснюватися перехід горіння в детонацію, дорівнює розміру λ детонаційного осередку. У пропано-повітряної суміші $\lambda \approx 50$ мм. Так як внутрішній діаметр труби-стволо дорівнює 20 мм, то перехід горіння в детонацію стався за рахунок стиснення і нагрівання горючої суміші.

Висновок. Проведений аналіз впливу зміни циклу роботи детонаційної гармати з циклу Ленуара на цикл Хамфрі показав можливість зростання енергоефективності таких пристроїв, що працюють на паливно-повітряних сумішах. Зокрема, термічний ККД детонаційної гармати зростає з 29 % до 49 %.

Запропоновано новий принцип роботи та конструкцію детонаційної гармати, що забезпечує роботу гармати за циклом Хамфрі. В основу принципу покладено прискорене стискування паливно-повітряної суміші біля закритого торця детонаційної труби в умовах газодинамічно обмеженого витоку газу через відкритий торець труби.

На дослідній установці експериментально підтверджено новий принцип та отримано детонацію у пропано-повітряній суміші зі швидкістю біля 1800 м/с. В детонаційній трубі діаметром 25 мм отримано детонація, яка не може виникати у пропано-повітряній суміші за атмосферним тиском.

Вважається перспективним застосування розробленої гармати в задачах наплення порошкових складів на різні матеріали.

Література: 1. Кислицын В. М. Зарубежный опыт. Обзор мирового рынка термического напыления и тенденции развития исследований в странах ЕС / В. М. Кислицын // Автоматическая сварка. – 2013. – № 08 (724). – С. 59-61. – пос. 2. Patent US 6,168,828 B1 Labyrinth gas feed apparatus and method for a detonation gun / A.V. Chernyshov et al // Aerostar Coating / Jan 2, 2001. 3. F. K. Lu Some perspectives on pulse detonation propulsion systems / F. K. Lu, D. R. Wilson // Berlin, Heidelberg – 2005. 4. Ganigin S. Y. Experience in detonation nano-structures Coating Application Technologies using Condensed Explosives and Gas Mixtures / S. Y. Ganigin, A. R. Gallyamov, M. V. Nenashev, A. Y. Murzin, V. J. Uljanitsky / Indian journal of science and technology –September 2016. 5. Christopher A. Stevens Experimental Measurement of Detonation Cell Size at High Pressure / Christopher A. Stevens, John L. Hoke, Frederick R. // 25th ICDERS – August 2 – 7, 2015. 6. Moen I. O. Detonation length scales for fuel-air explosives. In Prog. Astronaut. Aeronaut. / I. O. Moen, J. W. Funk, S. A. Ward, G. M. Rude, and P.A. Thibault // volume 94 – pages 55-79 – 1984. 7. Kamenskihs V. Measurement of critical energy for direct initiation of spherical detonations in stoichiometric high-pressure H_2-O_2 mixtures / V. Kamenskihs, Ng. Hoi Dick, J. Lee H. S. // Combustion and Flame. – 2010. – Vol. 157. – P. 1795–1799. 8. Breitung W Flame Acceleration and Deflagration-to-Detonation Transition in Nuclear Safety. / W. Breitung, C. Chan, S. Dorofeev, and others // OECD Nuclear Energy Agency –2000. 9. Заявка на патент а 2017 08697 Україна МПК (2017.01) F01B 21/04 (2006.01) B05D 7/20 (2006.01) F04B 41/04 (2006.01) B02K 5/00 Пульсуючий компресійно-детонаційний пристрій / Коритченко К. В., Кістерний Ю. І., Сакун О. В., Сендеровски Ц. А.; 28.08.2017 10. Nettleton M. A. Gaseous Detonations: Their nature, effects and control / M. A. Nettleton // Chapman and Hall Ltd (ISBN 978-94-009-3149-7) – 1987

Bibliography (transliterated): 1. Kislicyn V. M. Zarubezhnyj opyt. Obzor mirovogo rynka termicheskogo napyleniya i tendencii razvitiya issledovanij v stranah ES / V. M. Kislicyn //

Avtomaticeskaya svarka. – 2013. – № 08 (724). – S. 59-61. – ros. 2. Patent US 6,168,828 B1 Labyrinth gas feed apparatus and method for a detonation gun / A.V. Chernyshov et al // Aerostar Coating / Jan 2, 2001. 3. F. K. Lu Some perspectives on pulse detonation propulsion systems / F. K. Lu, D. R. Wilson // Berlin, Heidelberg – 2005. 4. Ganigin S. Y. Experience in detonation nano-structures Coating Application Technologies using Condensed Explosives and Gas Mixtures / S. Y. Ganigin, A. R. Gallyamov, M. V. Nenashev, A. Y. Murzin, V. J. Uljanitsky / Indian journal of science and technology –September 2016. 5. Christopher A. Stevens Experimental Measurement of Detonation Cell Size at High Pressure / Christopher A. Stevens, John L. Hoke, Frederick R. // 25th ICDERS – August 2 – 7, 2015. 6. Moen I. O. Detonation length scales for fuel-air explosives. In Prog. Astronaut. Aeronaut. / I. O. Moen, J. W. Funk, S. A. Ward, G. M. Rude, and P.A. Thibault // volume 94 – pages 55-79 – 1984. 7. Kamenskihs V. Measurement of critical energy for direct initiation of spherical detonations in stoichiometric high-pressure H₂-O₂ mixtures / V. Kamenskihs, Ng. Hoi Dick, J. Lee H. S. // Combustion and Flame. – 2010. – Vol. 157. – P. 1795–1799. 8. Breitung W Flame Acceleration and Deflagration-to-Detonation Transition in Nuclear Safety. / W. Breitung, C. Chan, S. Dorofeev, and others // OECD Nuclear Energy Agency –2000. 9. Zayavka na patent a 2017 08697 Ukraïna MPK (2017.01) F01B 21/04 (2006.01) B05D 7/20 (2006.01) F04B 41/04 (2006.01) B02K 5/00 Pul'suyuchij kompresijno-detonacijnij pristirij / Koritchenko K. V., Kisternij YU. I., Sakun O. V., Senderovski C. A.; 28.08.2017 10. Nettleton M. A. Gaseous Detonations: Their nature, effects and control / M. A. Nettleton // Chapman and Hall Ltd (ISBN 978-94-009-3149-7) – 1987

Коритченко К.В., Хіхло О.Ю., Репіхов О.А., Белоусов І.О., Мац. В.О.

**ПІДВИЩЕННЯ ЕНЕРГОЕФЕКТИВНОСТІ ДЕТОНАЦІЙНОЇ ГАРМАТИ ЗА
РАХУНОК ЇЇ ПЕРЕВЕДЕННЯ НА ТЕРМОДИНАМІЧНИЙ ЦИКЛ ХАМФРІ**

Проведено аналіз впливу зміни циклу роботи детонаційної гармати з циклу Лєнуара на цикл Хамфрі на енергоефективності таких пристроїв. Запропоновано новий принцип роботи та конструкцію детонаційної гармати на основі прискореного стискування паливно-повітряної суміші біля закритого торця детонаційної труби. Проведено вимірювання фізичних параметрів дослідної установки, що працює за циклом Хамфрі.

Корытченко К.В., Хихло Е.Ю., Репихов О.А., Белоусов И.О., Мац. В.О.

**ПОВЫШЕНИЕ ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНОСТИ ДЕТОНАЦИОННОЙ ПУШКИ ЗА СЧЕТ
ЕЕ ПЕРЕВОДА НА ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЙ ЦИКЛ ХАМФРИ**

Проведен анализ влияния изменения цикла работы детонационной пушки с цикла Лєнуара на цикл Хамфри на энергоэффективность таких устройств. Предложен новый принцип работы и конструкцию детонационной пушки на основе ускоренного сжатия топливно-воздушной смеси у закрытого торца детонационной трубы. Проведены измерения физических параметров исследовательской установки, работающей по циклу Хамфри.

K. Korytchenko, O. Khikhlo, O. Repikhov, I. Belousov, B. Mats.

**ENHANCEMENT OF ENERGY EFFICIENCY OF DETONATION GARMENTS IN-
CLUDING THE RETURN OF THEIR TRANSMISSION TO THERMODYNAMIC CYCLE
OF HAMFRII**

The influence of changes in the cycle of the detonation gun from the Lenoara cycle to the Humphrey cycle on the energy efficiency of such devices is carried out. A new principle of the operation and design of a detonation gun based on accelerated compression of a fuel-air mixture near the closed end of the detonation pipe is proposed. Measurements of the physical parameters of the experimental installation operating on the Humphrey cycle were carried out.

Хлань О.В., Заворотній А.В., Малакей А.М., Набоков А.В., Ткачук М.А., д-р техн. наук; Грабовський А.В., канд. техн. наук; Ткачук Г.В., канд. техн. наук; Васильєв А.Ю., канд. техн. наук

ПРОЕКТНО-ТЕХНОЛОГІЧНО-ВИРОБНИЧЕ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ТЕХНІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ЕЛЕМЕНТІВ БОЙОВИХ БРОНЬОВАНИХ МАШИН

Вступ. Для бронетанкобудування України на теперішній час склалися особливі умови діяльності. Вони полягають у поєднанні декількох тенденцій, характерних, з одного боку, для світового виробництва транспортних засобів спеціального призначення, а з іншого, – специфічних для вітчизняної галузі. Серед першої групи тенденцій слід відзначити, по-перше, різко зростаючий інтерес до оснащення бронетанковою технікою (БТТ) у багатьох регіонах світу. Особливо це помітно після періоду, що послідував після закінчення холодної війни, коли бронетехніці стали приділяти значно менше уваги порівняно із іншими видами озброєння та військової техніки. По-друге, уже почали виправлятися тенденції щодо домінуючої уваги легкоброньованим машинам (ЛБМ): танк, як важка бойова броньована машина (ББМ), знову набуває своє центральне місце серед бронетехніки при збереженні значної ролі військових гусеничних та колісних машин легкої категорії за масою. По-третє, після тривалого періоду еволюційного розвитку конструкцій танків та ЛБМ різко зростає попит на проривні технічні рішення, оскільки багаточисленні етапи модернізації існуючих ББМ вичерпують можливості прогресу.

Інша група тенденцій властива переважно українському бронетанкобудуванню. У першу чергу слід відзначити його високий потенціал, який на сьогодні використовується недостатнім чином. Крім того, з причини тривалих бойових дій у східних областях України різко виросла потреба у легких та важких ББМ для потреб Збройних сил України (ЗСУ) із тактико-технічними характеристиками (ТТХ), що переважають ТТХ бойових машин противника. І, нарешті, завдяки унікальному поєднанню високих ТТХ та помірної вартості, продукція вітчизняного бронетанкобудування має перспективи на світовому ринку озброєнь.

Таким чином, об'єктивно на сьогодні склалася ситуація концентрованої уваги до продукції вітчизняного бронетанкобудування з підвищеними ТТХ як в Україні, так і за рубежом. А це потребує нових, більш досконалих технічних рішень для виробів підприємств бронетанкобудівної галузі. При цьому ці технічні рішення повинні бути збалансованими на усіх етапах життєвого циклу ББМ – від проектних розробок, технологічного забезпечення та власне до виготовлення. Як свідчить практика, будь-які «вузькі місця» на будь-якому із перелічених етапів призводять до негативних результатів при бойовому застосуванні машин із усіма супутніми наслідками. Відповідно, вимагає глибокого наукового супроводу кожний із етапів ланок у ланцюгу «проектування – технологічна підготовка – виробництво» (ПТПВ) ББМ. Разом із тим основна увага дотепер зосереджена на першому етапі. Наступні ж ланки (технологічна та виробнича) такої уваги позбавлені. Цьому є об'єктивні причини: значна вартість та інерційність процесу технічного переоснащення подібних виробництв та високі вимоги до обладнання та оснащення для обробки деталей із матеріалів із високими механічними властивостями. Усі перелічені чинники вимагають задля досягнення загального позитивного результату зосередитися на проблемах технологічної підготовки виробництва (ТПВ) та виготовлення об'єктів бронетанкової техніки (ОБТ) на підприємствах України. Однак при цьому не слід залишати поза увагою зв'язок проблем на цих етапах із проектними рішеннями, які закладають основу ТТХ ББМ. Разом із тим на сьогодні методи та засоби поєднання наукових досліджень на різних етапах ПТПВ розвинені недостатньо. Це спричиняє протиріччя між

© О.В. Хлань, 2018

рівнем можливостей наукових розробок, з одного боку, та нагальними потребами вітчизняного бронетанкобудування – з іншого. Отже, об'єктивно склалася актуальна і важлива для розвитку озброєння та військової техніки науково-прикладна задача розробки методів проектно-технологічно-виробничого забезпечення ТТХ ОБТ та їх застосування для наукових досліджень на всіх етапах життєвого циклу бойових машин шляхом забезпечення технічних характеристик їхніх елементів. На розв'язання цієї задачі спрямовані дослідження, описані у роботі.

Аналіз стану проектування, технологічної підготовки виробництва та виготовлення бойових броньованих машинах. Забезпечення тактико-технічних характеристик бойових броньованих машин є результатом взаємодії проектних і технологічних рішень, а також виробничих умов, які є супутніми в умовах конкретного підприємства. Реалізація ТТХ відбувається безпосередньо у процесі бойового застосування. При цьому слід приймати до уваги режими бойового застосування та характеристики засобів ураження. Таким чином, необхідно враховувати усю сукупність чинників, що впливають на кінцеві прояви ТТХ: проектні, технологічні, виробничі, умови бойового застосування та властивості засобів ураження. Серед цієї множини чинників у літературі недостатня увага приділяється саме проектно-технологічно-виробничим чинникам, з акцентом на дві останні складові, хоча вони є на сьогодні найбільш обмежуючими для досягнення заданого рівня ТТХ. Разом із тим розглядати ці чинники ізольовано недоцільно, оскільки потрібно враховувати взаємовплив окремих компонентів. Отже, з точки зору системного підходу необхідно враховувати усю множину значимих чинників задля одержання адекватної картини при моделюванні фізико-механічних процесів і станів у ході бойового застосування ББМ. Значна увага цим питанням приділена увага у роботах багатьох вчених [1–17]. Зокрема, аналіз сучасного стану проектування, дослідження та ТПВ, а також оснащеності підприємств бронетанкобудування України [1–17] дає підстави для висновку на те, що на сьогодні паралельно існує декілька тенденцій у світовій та вітчизняній науці та практиці з цього напрямку.

Зокрема, практика бойових дій у східних областях України [4, 7, 9, 13, 15, 17] свідчить про актуальність багатопланового підходу до тактичних вимог в умовах різноманітних оперативних обставин у різних випадках збройного зіткнення. Дійсно, за відсутності крупномасштабних бойових дій та в умовах обмеженого використання високоточної зброї, авіації, тактичного ракетного озброєння на перший план виходять важкі та легкі бойові броньовані машини. При цьому практика збройних конфліктів спростувала деякі із концептуальних положень, наприклад, про занепад танків з точки зору ефективності їх застосування у сучасних бойових умовах. Також потребують коригування тези про можливість простих варіантів модернізації легкоброньованих машин більш раннього випуску тільки за рахунок, наприклад, установлення нових бойових модулів або більш потужних двигунів. Відповідно, виникає масштабна проблема розробки нових концепцій та вимог до технічних та тактико-технічних характеристик перспективних бойових броньованих машин [1–17]. У свою чергу це висуває певні проблемні питання до військової науки, до формування тактико-технічних вимог, до планування виробництва, його технологічної підготовки та організації виготовлення.

Отже, із точки зору формування вимог до технічних і тактико-технічних характеристик ББМ [1, 2–4, 8, 9, 14, 17] окреслюються вимоги до вогневої потужності, рухливості та захищеності перспективних їх зразків. Із точки зору проектних розробок [1, 2, 4, 5, 13, 17] пропонуються різноманітні компоновальні схеми, технічні рішення щодо систем і агрегатів бойових броньованих машин. У аспекті організації та ТПВ [5–7, 9–12, 14–16] увага приділяється розробці прогресивних технологій досягнення високих характеристик міцності, довговічності, зносостійкості, жорсткості окремих деталей, вузлів та систем.

Таким чином, у літературі розглядаються основні напрями техніко-технологічного забезпечення підвищення тактико-технічних характеристик вітчизняних бойових колісних і гусеничних машин. Аналіз стану питання проектування, виготовлення і бойової експлуатації вітчизняних і зарубіжних бойових броньованих машин дає підставу зробити висновок про те, що для сучасного бронетанкобудування характерні високі вимоги до тактико-технічних характеристик танків, ЛБМ, а також їх систем і агрегатів. Серед тенденцій сучасного бронетанкобудування можна виділити наступні:

- концептуальне опрацювання проектів нових бойових машин ХХІ століття, у тому числі на основі використання нових фізичних процесів, спеціальних конструкційних матеріалів і компонувань;

- глибока модернізація танків, що перебувають на озброєнні, і легких броньованих машин з метою підвищення їх ТТХ із обмеженими витратами на проектні роботи, випробування і технологічну підготовку виробництва;

- бурхливий розвиток легкоброньованих колісних і гусеничних машин (як проєктованих, так і модернізованих) з наданням їм деяких тактико-технічних характеристик, характерних для важких броньованих машин;

- різке підвищення вимог до точності і потужності озброєнь, до питомої потужності, економічності та екологічності силової установки, до автоматизації управління процесами функціонування усіх систем і агрегатів на базі бортових комп'ютерів, до поліпшення маневреності, комфортності перебування екіпажа і десанту, а також до високого ступеня захисту від дії чинників ураження різноманітної природи;

- створення сучасних технологій наскрізного проектування, випробувань, технологічної підготовки виробництва ББМ, які дають змогу оперативно відгукуватися на сучасні тенденції в розвитку озброєнь і проводити зміну конструкцій, а також забезпечувати виготовлення деталей і вузлів нових виробів у гранично стислі терміни з високою точністю. Таким чином, проблема створення принципово нової машини або глибокої модернізації існуючих зразків є у сучасних умовах масштабним завданням. У цій проблемі разом з проектними роботами, випробуваннями і дослідженнями значне місце займає процес технологічної підготовки виробництва і, відповідно, виготовлення.

Також відмічається, що нестримність процесу підвищення тактико-технічних характеристик вітчизняних і зарубіжних зразків бронетанкової техніки забезпечується прискоренням та якісною зміною самого характеру процесів проектування, дослідження і технологічної підготовки виробництва. Зокрема, ці процеси набувають вигляду замкнутої автоматизованої взаємодії розробників, дослідників, випробувачів і технологів у рамках єдиної бази даних з можливістю взаємообміну інформацією і наскрізним асоціативним зв'язком. Поза сумнівом, що цей шлях є магістральним як у загальносвітовому масштабі, так і в плані довготермінової перспективи. Ці риси властиві також і підприємствам вітчизняного бронетанкобудування.

Разом із тим, попри широкий спектр розробок та досліджень, на сьогодні недостатня увага приділяється саме системному підходу до забезпечення технічних і тактико-технічних характеристик бойових броньованих машин із точки зору їх створення, бойового застосування та модернізації, тобто як цілісних об'єктів на усіх етапах життєвого циклу.

Проте на сьогодні постала проблема не знайти повного вирішення у літературі. Це дало змогу сформулювати мету та задачі досліджень.

Теоретичні основи проектно-технологічно-виробничого забезпечення тактико-технічних характеристик бойових броньованих машин. Здійснений розвиток методу узагальненого параметричного моделювання для обґрунтування технічних рішень при створенні

та виготовленні ББМ на основі доповнення параметричного простору технологічно-виробничими чинниками. На розвиток підходів, які були започатковані у роботах попередників [5, 16, 17], у цій роботі пропонується розвинути, удосконалити та адаптувати метод узагальненого параметричного

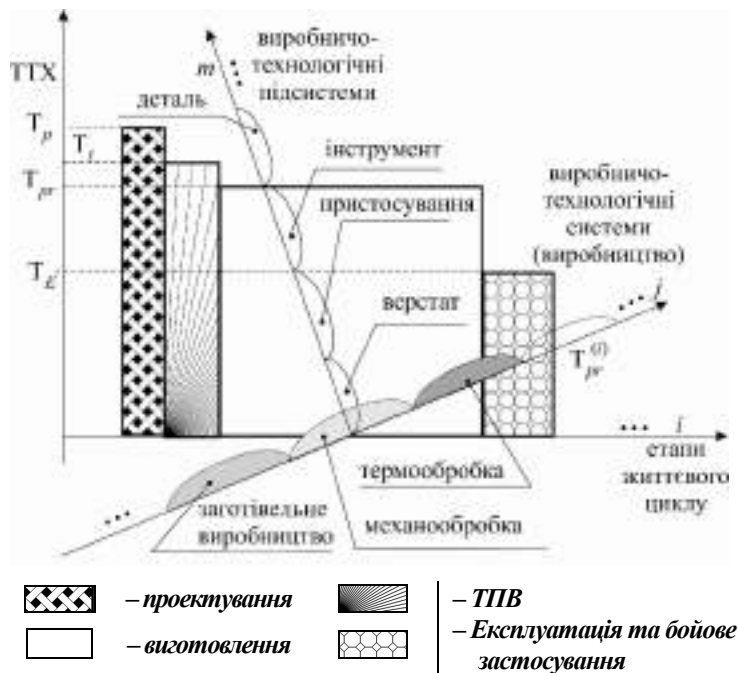


Рисунок 1 – Компоненти ТТХ ББМ у залежності від визначальних чинників на різних етапах життєвого циклу

експлуатаційних (у т.ч. – режими бойового застосування та чинники ураження) параметрів відповідно, P_{Pr} – множина виробничих чинників.

Отже, K компонент масиву T ТТХ ББМ залежать від усіх компонент масиву параметрів P :

$$T_i = T_i(P_P, P_T, P_{Pr}, P_E), i = 1, 2, \dots, K. \quad (2)$$

При цьому

$$T_i = \min_k T_{ik} \rightarrow \max. \quad (3)$$

Отже, загальний рівень певного компонента ТТХ визначається мінімальним їх рівнем, який досягається на різних етапах життєвого циклу бойових броньованих машин. Це – відома теза, проте у цьому випадку – доповнена залежністю ще й від параметрів P_{Pr} . Разом із тим ця принципова новизна може бути розширена. Справа в тому, що насправді етап виготовлення містить у собі низку підетапів j : заготівельні операції, механообробка, термообробка, складальні операції тощо. Деталі об'єктів бронетанкової техніки проходять, залежно від типу машини, вузла чи деталі, різний набір підетапів (див. рис. 1). Таким чином,

$$T_{iPr}^{\wedge} = T_{iPr}^{\wedge}(P_{Pr}), i = 1, 2, \dots, K. \quad (4)$$

При цьому можна розглянути частинні залежності

$$T_{ij}^* = T_{iPr}^{\wedge}(P_{Prj}), i = 1, 2, \dots, K, \quad (5)$$

де j – номери виробничих підетапів, які проходить та чи інша деталь, вузол, машина. По аналогії із (3) можна записати:

$$T_{iPr}^{\wedge} = \min_j T_{ij}^* \rightarrow \max. \quad (6)$$

Цей ланцюг залежностей можна продовжити. Це зумовлюється подальшою деталізацією технологічно-виробничих систем (див. рис. 1). Наприклад, для механообробки мова йде про систему «верстат – пристосування – деталь – інструмент». Таким чином, надалі аналогічним чином можна виділити окремі складові ТТХ, на які впливають властивості обладнання (I), оснащення (II), заготовки (III), інструмента (IV):

$$T_{ij}^* = T_{ij}^*(P_{PrjI}, P_{PrjII}, P_{PrjIII}, P_{PrjIV}). \quad (7)$$

Аналізуючи, таким чином, ситуацію, що складається із залежностями компонент ТТХ від проектно-технологічно-виробничих чинників, можна узагальнити відомий критерій збалансованості. Він початково був сформульований із розгляду лінійної послідовності етапів життєвого циклу. Вона відповідає осі i на рис. 1. Разом із тим, як продемонстрував наведений вище аналіз, варто більш детально розглянути окремі складові кожного з етапів. На рис. 1, зокрема, на етапі виготовлення, введено деталізацію виробництв (заготівельне, механічне, термічне, складальне тощо) – вісь j . На кожному із цих підетапів слід прийняти до уваги окремі технологічні системи, які реалізують відповідні виробничі операції. У результаті з'являється вісь m , яка визначає елементи технологічних систем.

Отже, замість лінійної, введена до розгляду розгалужена система чинників, які потенційно впливають на ТТХ елементів ББМ. Це надає перевагу в тому, що замість «крупноблочного» аналізу, коли до уваги приймаються інтегральні показники, які досягаються на етапах життєвого циклу, що розташовані по осі i (див. рис. 1), пропонується деталізована картина шляхом виокремлення підетапів та підпідетапів (осі j та m на рис. 1). У результаті такого багаторівневого підходу стає можливим визначення «вузьких» місць, тобто таких елементів, які стримують підвищення того чи іншого компонента ТТХ. Ця деталізація може бути доведена до рівня цеху, дільниці, верстата, технологічної операції тощо. Отже, одразу ж виникає множина тих варійованих параметрів, управляючи якими, можна досягти різкого підвищення відповідного компонента ТТХ. Більш того, не менш цінною є інформація про те, варіювання якими параметрами не призводить до суттєвого ефекту, оскільки це дає змогу уникати неефективних витрат.

Таким чином, у запропонованому підході реалізується принцип, так-би мовити, «націленого» зворотнього зв'язку, який передбачає управління ТТХ у першу чергу за рахунок найбільш впливових параметрів, звільняючись від зміни менш впливових. Це – не тільки методологічна, але й часова перевага, що дуже важливо у теперішніх умовах жорстких обмежень термінів технологічної підготовки та організації виробництва ББМ. Крім того, це ще й перевага економічна: удасться уникати недоцільних капіталовкладень, зосередивши ресурси на ефективному технічному переобладнанні.

Для моделювання процесів та станів побудована комплексна математична модель, яка проілюстрована, зокрема, на системах механообробки, бронекорпусах легкоброньованих машин та високообертовій частині нагнітача повітря танкового двигуна типу 6ТД-2Е.

Розглянемо, не зменшуючи загальності, технологічно-виробничу систему (ТВС) для операцій фрезерування

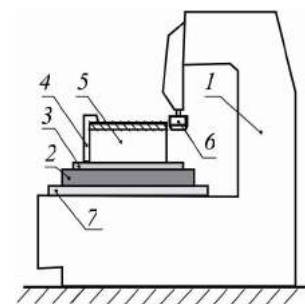


Рисунок 2 – Технологічно-виробнича система для операцій фрезерування:
1 – верстат; 2 – верстатне пристосування із базуючим елементом 3 та системою кріплення заготовки 4; 5 – оброблювана деталь; 6 – інструмент; 7 – робочий стіл верстата

деталей ОБТ. На рис. 2 наведено загальний склад цієї технологічно-виробничої системи. Основним її елементом є верстат I , який визначає спектр можливостей цієї ТВС. Основними завданнями розглянутої технологічно-виробничої системи є формоутворення поверхонь тієї чи іншої деталі з певною точністю та шорсткістю поверхні, а також із якомога більшою продуктивністю. Відповідно, потрібні базові (початкові) характеристики, від яких можна відштовхуватися при формулюванні тієї чи іншої характеристики досліджуваної ТВС. Природним чином для цього слід обрати верстат як центральну ланку системи. А це примушує звернутися до характеристик верстата. Серед інших його характеристик (габарити робочого простору, кількість робочих рухів, швидкість основного робочого руху та подачі тощо) є також ті, які безпосередньо впливають на якість обробки: точність та жорсткість. Саме ці характеристики є визначальними для його технологічних можливостей. При цьому вони впливають на баланс переміщень у ТВС: перша характеристика визначає, так би мовити, «статичну» складову, яка в основному визначає трансляційні зміщення у системі, а друга – «динамічну» складову, яка зумовлена пружними деформаціями елементів системи. Отже, загальне переміщення довільної точки системи у якомусь обраному напрямку визначається залежностями типу

$$v_p = K_{sp}^{\delta} + \lambda_{Dp}^{\delta} \cdot Q, \quad (8)$$

де v_p – переміщення у напрямку осі p ($p = 1, 2, 3$ – за осями $x = x_1, y = x_2, z = x_3$), K_{sp}^{δ} – коефіцієнт, що визначає питомий вклад «статичної» похибки Δu зміщення в напрямку осі p , а λ_{Dp}^{δ} – узагальнена податливість, яка визначає пружне переміщення від сили (або моменту) Q . Отже, загальні переміщення лінійно залежать від характеристик точності та жорсткості верстата.

Розглянувши природу кожного доданку у (8) для випадків чорнових та чистових операцій, отримаємо для них відповідно наступні критеріальні залежності:

$$v_p \approx \lambda_{Dp}^{\delta} \cdot Q. \quad (9) \quad \lambda_{Dp}^{\delta} \cdot Q \leq K_{sp}^{\delta} \cdot \Delta / 2; \quad v_p \leq 1,5 \cdot K_{sp}^{\delta} \cdot \Delta. \quad (10)$$

Якщо звернутися до параметра якості обробки поверхні деталі (наприклад, шорсткості R_a), то вона складним чином залежить від динамічних властивостей елементів технологічно-виробничої системи. Якщо підходити до оцінки динамічних властивостей цієї системи із вимогою якомога більшої роздільності за нижніми власними частотами, то можна сформулювати певні вимоги до робочих частот обертання шпінделя верстата $n_{ш}$:

$$[n_{ш}] \ll 60 \cdot \omega_{\min} / 2\pi, \quad \omega_{\min} = \min\{\omega_1^I, \omega_1^{II}, \omega_1^{III}\}; \quad (11) \quad , \omega_{\min} \gg 2\pi n_{ш} / 60, \quad (12)$$

де ω_1^I – нижні парціальні власні частоти коливань елементів ТВС.

Для визначення НДС досліджуваних елементів записується система співвідношень: $\Omega = \Omega(P_G)$ – область, яку займає об'єкт, $S = S(P_G)$ – границя цієї області, співвідношення Коші $2\varepsilon_{ij} = \partial u_i / \partial x_j + \partial u_j / \partial x_i$, рівняння рівноваги $\partial \sigma_{ij} / \partial x_j = 0$, узагальнений закон Гука $\sigma_{ij} = C_{ijkl} \varepsilon_{kl}$ та крайові умови $u|_S = u^*$, $\sigma|_S = \sigma^*$. У цих співвідношеннях u, σ, ε – компоненти вектора переміщень і тензорів напружень та деформацій відповідно, C_{ijkl} – тензор модулів пружності матеріалу, u^*, σ^* – задані на границі переміщення та навантаження. За допомогою методу скінчених елементів (МСЕ) ця система рівнянь зводиться до вигляду

$$K \cdot U = f, \quad (13)$$

де K – матриця жорсткості досліджуваного тіла, а $\mathbf{U}, f$ – масиви вузлових переміщень та навантажень. Визначаючи невідомі $\mathbf{U}$ за наведеними вище співвідношеннями, можна обчислити переміщення, деформації та напруження у кожній точці конструкції.

Застосовуючи той же МСЕ для аналізу динамічних процесів (наприклад, у бронекорпусах ББМ), із рівнянь Лагранжа другого роду отримаємо

$$d(\partial T / \partial \dot{\mathbf{U}}_k) / dt + \partial \Pi / \partial \mathbf{U}_k = 0 \Rightarrow M\ddot{\mathbf{U}} + K\mathbf{U} = 0. \quad (14)$$

де $T = \dot{\mathbf{U}}^T M \dot{\mathbf{U}} / 2$ і $\Pi = \mathbf{U}^T K \mathbf{U} / 2$ – кінетична і потенціальна енергії досліджуваної системи, M – матриця мас, $\dot{\mathbf{U}}$ – вектор узагальнених (вузлових) швидкостей. Подаючи нетривіальний розв'язок (14) у вигляді $\mathbf{U} = \mu \sin \omega t$, отримуємо для визначення власних форм μ_s і власних частот ω_s коливань наступні співвідношення:

$$(K - \omega^2 M) \mu = 0; \quad \det(K - \omega^2 M) = 0. \quad (15)$$

Із (15) визначається спектр $\omega_s, s = 1, 2, \dots$ та відповідний їм набір μ_s .

Знову ж, звертаючись до того, що сам досліджуваний об'єкт визначається сукупністю узагальнених параметрів P , то і результати розв'язання (15) залежні від P :

$$\omega_s = \omega_s(P); \quad (16) \quad \mu_s = \mu_s(P). \quad (17)$$

Тоді за допомогою співвідношень (11), (15) можливо розв'язати задачі аналізу динамічних характеристик елементів ТВС, а за допомогою (12) та обернених (16) – задачу синтезу їхніх параметрів за критерієм відлаштування від резонансних режимів.

Аналіз міцнісних, жорсткісних та динамічних характеристик високообертових елементів ББМ здійснено на прикладі нагнітача повітря танкового двигуна типу 6ТД. Для визначення напружено-деформованого стану (НДС) крильчатки нагнітача (КН) пропонується застосувати МСЕ. При цьому на матеріал тіла крильчатки діє відцентрова об'ємна сила $F = \rho \omega^2 r$. Тут ρ – густина матеріалу, ω – кутова швидкість обертання, а r – відстань до осі обертання. Таким чином, у «вмороженій» у КН системі координат виникає НДС, який описується рівняннями (13). Проте усі складові залежать від ω . Розв'язання системи рівнянь (13) дає можливість визначати $\mathbf{U} = \mathbf{U}(\omega)$, а за вектором $\mathbf{U}$ обчислюються компоненти переміщень u , деформацій ϵ та напружень σ . Варіювання ω дає можливість установлювати залежності від кутової швидкості обертання характеристик міцності та жорсткості.

З іншого боку, для визначення власних частот коливань (ВЧК) p_i та власних форм коливань (ВФК) λ_i необхідно розв'язати задачу на власні значення

$$(K - p_i^2 \cdot M) \cdot \lambda_i = 0, \quad (18)$$

де $K = K(\omega)$ – матриця жорсткості, $M = M(\omega)$ – матриця мас.

Таким чином, $p_i = p_i(\omega)$, $\lambda_i = \lambda_i(\omega)$, $i = 1, 2, \dots$ ВЧК p_i та ВФК λ_i у результаті змінюються зі зміною ω . Відповідно, можна побудувати діаграми Кемпбела, які цю зміну ілюструють (тобто візуалізують зміну власних частот коливань від варіювання частот обертання).

Отже, визначено етапи досліджень, які у підсумку дають можливість визначати компоненти напружено-деформованого стану, ВЧК та ВФК як функції частоти обертання ω . Отримувані результати служать основою для розв'язання оберненої задачі, тобто обґрунту-

вання таких технічних рішень, які дадуть змогу уникати проблем із міцності, жорсткості та збудження резонансних режимів. Так, можна сформулювати деякі задачі синтезу у вигляді

$$\sigma \rightarrow \min, \quad m \rightarrow \min, \quad \sigma \leq \Sigma, \quad \Omega_1 \leq \Omega \leq \Omega_2, \quad u \leq V, \quad (19)$$

де m, σ, u, Ω – характеристики маси, напруженого і деформованого стану та спектра ВЧК, $\Sigma, V, \Omega_1, \Omega_2$ – певні обмежувальні рівні досліджуваних характеристик.

Підсумовуючи, слід зазначити, що задля дослідження реакції елементів бойових броньованих машин та технологічних систем для їх виготовлення на дію зовнішніх чинників розроблені математичні моделі їх статичного та динамічного напружено-деформованого стану, а також визначення спектра власних частот коливань і критичних кутових швидкостей обертання. При цьому сформульовано принципово новий підхід до проектно-технологічно-виробничого забезпечення ТТХ бойових броньованих машин; розроблено математичні моделі НДС елементів ТВС для виготовлення деталей та вузлів бойових броньованих машин; розроблено математичні моделі НДС елементів ББМ при дії експлуатаційних навантажень; удосконалено математичну модель динаміки високооберткових елементів ББМ; сформовано критеріальні вимоги для синтезу проектно-технологічних параметрів елементів бойових броньованих машин та ТВС для їх виготовлення.

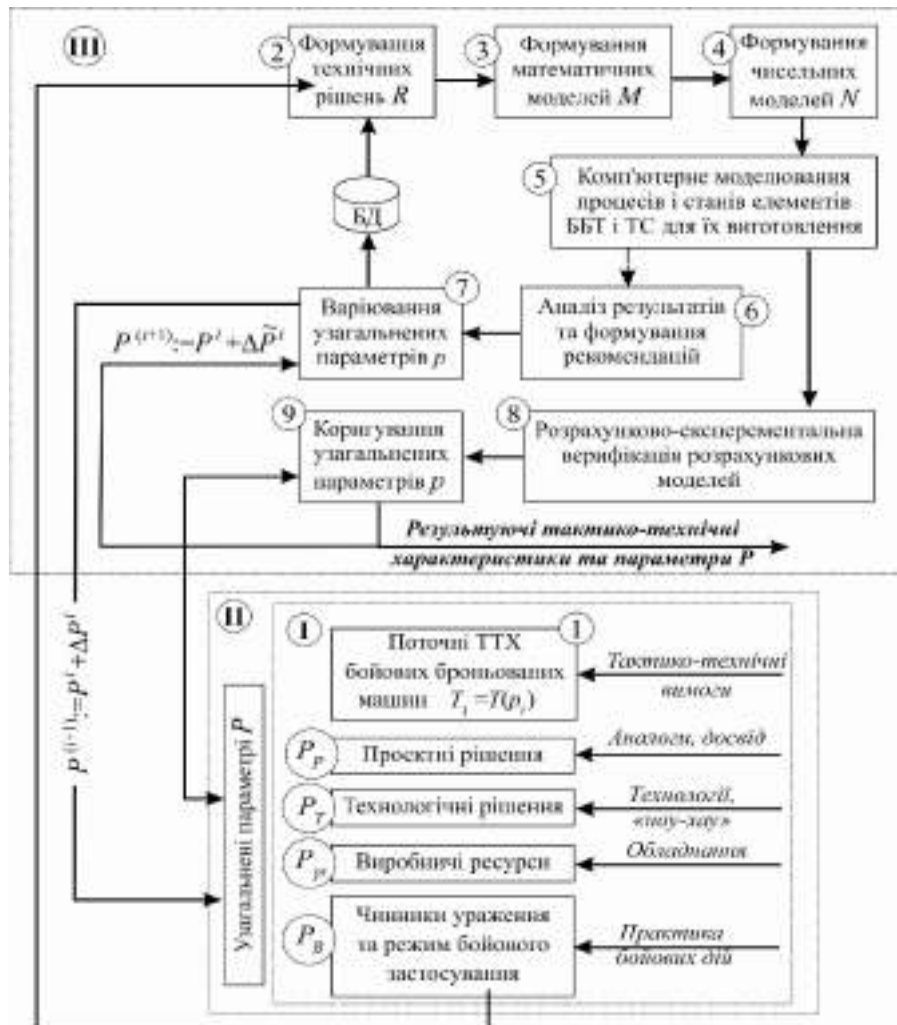


Рисунок 3 – Структура роботи СПМК «Баланс»
Механіка та машинобудування, 2018, №1

Програмна реалізація розроблених підходів, методів і моделей для обґрунтування технічних рішень бойових броньованих машинах та технологічних систем для їх виготовлення. На рис. 3 наведено структуру роботи спеціалізованого програмно-моделного комплексу (СПМК) «Баланс», який реалізує запропоновану у роботі методологію досліджень. Згідно з нею, процес напрацювання технічних рішень відбувається на основі узгодженої роботи трьох блоків. Блок I містить модулі формування узагальнених параметрів. Шляхом об'єднання їхніх множин відбувається формування узагальненого параметричного простору параметрів $P = P_P \cup P_T \cup P_R \cup P_B$ (блок II). На завершення блок III передбачає операції із узагальненими параметрами. Зокрема, на етапі 1 формується масив компонент тактико-технічних характеристик (як початковий варіант – $i=0$, так і наступні варіанти у ході ітераційного пошуку раціональних технічних рішень – $i: = i+1$). Так, на етапі 2 відбувається обґрунтування структур, компоновок та схем взаємодії основних елементів ББМ. Далі на етапах 3, 4 будуються параметризовані математичні та чисельні моделі досліджуваних процесів і станів елементів ББМ. Етап 5 містить аналіз цих процесів і станів, після чого на етапах 6, 7 здійснюється обробка інформації та цілеспрямоване варіювання масиву узагальнених параметрів $P^{(i)}$. Паралельно з цим (одноразово, поетапно або регулярно) здійснюється розрахунково-експериментальна верифікація побудованих моделей досліджуваних процесів і станів та (за необхідності) – їх коригування (етапи 8, 9). У результаті відбувається або формування результуючого набору P , який забезпечує заданий рівень ТТХ, або процес досліджень продовжується ($i:=i+1$) до задоволення критеріальних вимог.

Підсумовуючи, можна зазначити, що створено структуру СПМК, який відповідає усім вимогам адекватності, точності, ресурсовитратності та оперативності, а також поєднує усі позитивні якості існуючих програмних засобів, з одного боку, та розроблених і описаних раніше підходів, моделей та методів досліджень, – з іншого.

Для визначення працездатності розробленого СПМК були розв'язані тестові задачі аналізу динамічних процесів та НДС елементів ББМ та ТС. На рис. 4–6 наведені результати тестових досліджень. Установлено повну якісну та задовільну кількісну відповідність результатів експериментальних та чисельних досліджень (відмінність – до 5÷12 %).

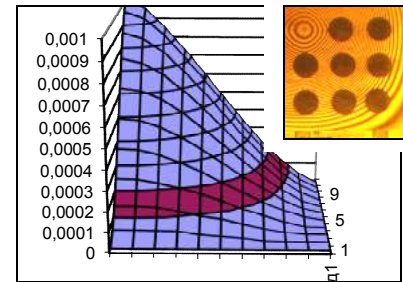


Рисунок 4 – Інтерферограма пластини (тестова задача 1)

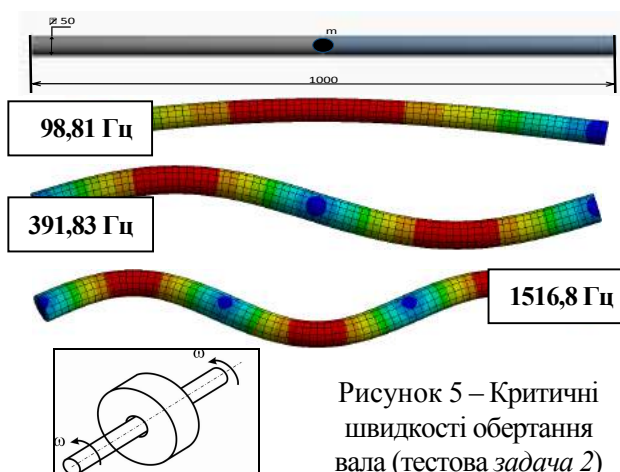


Рисунок 5 – Критичні швидкості обертання вала (тестова задача 2)

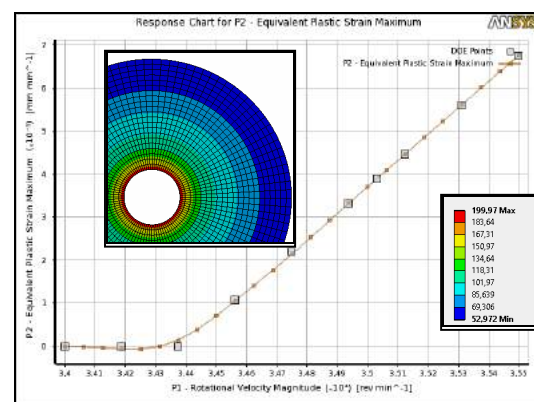


Рисунок 6 – Розвиток пластичних деформацій у диску (тестова задача 3)

Крім того, запропоновано розвиток методу розрахунково-експериментальних досліджень (рис. 7, **R** – реальний об'єкт, **M**, **N**, **F**, **V** – його математична, чисельна, фізична та верифіковані моделі; **I** – ідеалізація; **D** – дискретизація; **E** – експеримент; **C** – порівняння). Серед основних напрямків його розвитку – верифікація комп'ютерних моделей не на готових натурних об'єктах, а на тестових типопредставниках, яким властиві певні риси досліджуваних об'єктів. На додаток, залучаються також результати обов'язкових випробувань та дані із бойового застосування та експлуатації. Це підвищує достовірність, знижує вартість та терміни проведення експериментальних досліджень.

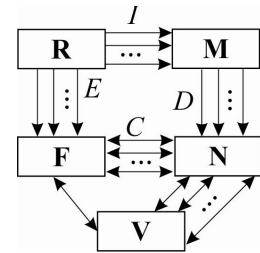


Рисунок 7 – Пропонована структура розрахунково-експериментальних досліджень

Результати розв'язання прикладних задач. Досліджені базові плити для верстатних пристосувань у складі гнучких виробничих систем (ГВС). Одними з перспективних є базові плити пристосувань для оброблювальних центрів, виконані з системою базуючих отворів. Для

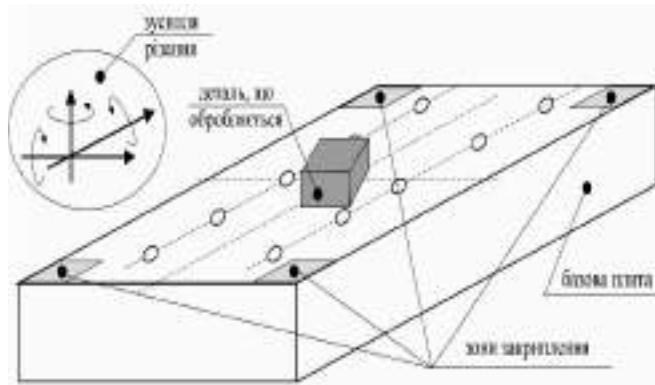


Рисунок 8 – Розрахункова схема для визначення НДС базової плити з системою отворів

таких плит важливими є питання жорсткості і міцності, оскільки пристосування, на яких вони закріплені, – міцні і жорсткі. Як приклад розглянута базова плита під дією зусиль і моментів різання (рис. 8).

Визначено, що значимішими в цьому випадку являються не міцнісні, а жорсткісні обмеження (рис. 9). Розроблені рекомендації із відлаштування від резонансних режимів (рис. 10). При цьому досягнуті характеристики: жорсткість – на рівні 10 кН/мм, на-

пруження – на рівні 120 МПа, резонансні частоти – більше 1 кГц.

Також проведено аналіз віброзбудливості бронекорпусів бронетранспортерів. Визначено спектр власних частот їх коливань та обґрунтовано відлаштування від резонансних частот збудження.

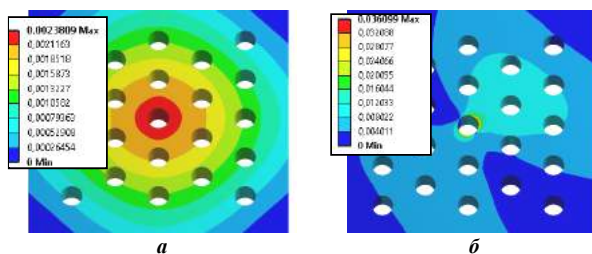


Рисунок 9 – Прогини базових плит без втулок при дії: *a* – вертикального зусилля; *б* – комплексного навантаження

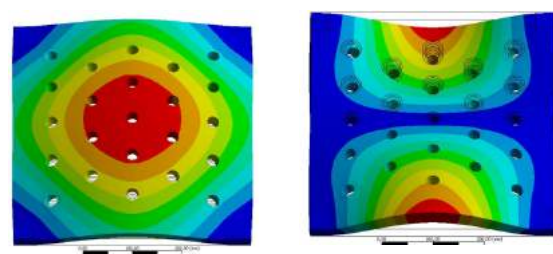


Рисунок 10 – Власні частоти та форми коливань базових плит із втулками

Окремим масштабним завданням для бронетанкобудування є забезпечення високих ТТХ танкових двигунів. Зокрема, йдеться про підвищення їхніх потужностей. При цьому різко зростає потреба у забезпеченні робочого процесу у форсованому двигуні повітрям. Із цією метою застосовується одноступінчастий нагнітач. Були проведені дослідження НДС роторної частини нагнітача спектру його власних частот коливань. На основі аналізу результатів розроблені відповідні рекомендації щодо проектно-технологічних рішень.

Розроблені рекомендації передані у проектні, технологічні та виробничі підрозділи підприємств для формування відповідних проектно-технологічно-виробничих рішень.



Рисунок 11 – Інтерферограма фрагмента базової плити

Експериментальні дослідження. Експериментальна перевірка достовірності рекомендацій і точності чисельного моделювання здійснена за допомогою методів голографічної інтерферометрії, тензометрії, метод безпосередніх вимірів. Використані дані лабораторних досліджень, результати стендових випробувань і відомості з експлуатації та бойового застосування. На рис. 11 наведена інтерферограма фрагмента базової плити. Порівняння представлених даних з результатами комп'ютерного моделювання дає основу для наступних висновків: за характером деформації і величинам переміщень базової плити –

збіг практично повний, кількісна відмінність 8÷12%. За виявленим характером розподілів прогинів фрагмента бронепанелі корпусу БТР-3Е збіг повний, а за величинами – відмінність 12%. За власними частотами коливань КН – невідповідність на рівні до 12%. Таким чином, точність комп'ютерного моделювання отримала підтвердження. Цим обґрунтовується точність і достовірність результатів та розроблених рекомендацій.

Висновки. У роботі отримала розв'язання актуальна науково-практична задача розробки теоретичних основ проектно-технологічно-виробничого забезпечення технічних і тактико-технічних характеристик елементів ББМ та технологічних систем для їх виготовлення шляхом обґрунтування технічних рішень за критеріями точності виготовлення, міцності, жорсткості, довговічності та працездатності у процесі виготовлення та експлуатації.

У ході досліджень отримані наступні нові наукові результати.

1. Аналіз стану проблеми забезпечення ТТХ ББМ засвідчив наявність протиріччя між потребами підприємств бронетанкобудівної галузі – у засобах підвищення технологічно-виробничих можливостей, ЗСУ – у нових та модернізованих зразках озброєння і військової техніки, з одного боку, та можливостями науки – у вирішенні наявних проблем, – з іншого. Це сформувало напрямки досліджень, які охоплюють ключові етапи життєвого циклу розробки, освоєння виробництва, виготовлення ББМ із урахуванням сучасних вимог.

2. У роботі розвинено та адаптовано метод узагальненого параметричного моделювання у частині розширення множини чинників, які враховуються при визначенні та підвищенні ТТХ ББМ для їх виготовлення. Зокрема, до цієї множини чинників залучено, крім традиційних проектних, ще й технологічно-виробничі параметри, цілеспрямованим варіюванням котрих пропонується досягти відповідних ТТХ ББМ.

3. На основі аналізу ББМ і технологічного обладнання як цілісних систем елементів, які взаємодіють між собою у процесі виготовлення та бойового застосування та, відповідно, впливають на результуючі технічні та тактико-технічні характеристики, установлені критерії та обмеження на властивості та технічні характеристики елементів цих систем. Це складає принципову відмінність від традиційних методик, у яких такий системний взаємозв'язок не враховується.

4. Для аналізу фізико-механічних процесів і станів у елементах ББМ та ТВС для їх виготовлення розроблені удосконалені математичні моделі, у які, на відміну від раніше розроблених, інтегровані визначальні проектно-технологічно-виробничі параметри. Це надає принципово нових якостей цим моделям: високий ступінь адекватності, повнота та можливість визначати вплив тих чи інших параметрів на досліджувані процеси і стани, а також на характеристики об'єктів аналізу.

5. Для дослідження елементів ББМ та ТВС для їх виготовлення був створений спеціалізований програмно-модельний комплекс, який відрізняється від традиційних поєднанням широких можливостей універсальних програмних продуктів та націленістю на конкретний тип об'єктів, причому із урахуванням значимих проектно-технологічно-виробничих чинників.

6. Для верифікації чисельних моделей досліджуваних об'єктів розроблено варіант розрахунково-експериментального методу із залученням типопредставників, який, на відміну від традиційних, передбачає залучення результатів не тільки спеціально поставлених експериментів, але й даних, що попутно отримуються при стендових, порівняльних випробуваннях та реальній експлуатації ББМ. Це створює відчутні переваги в аспекті досягнення більшої адекватності моделей, точності отримуваних результатів та обґрунтованості розроблюваних рекомендацій. На основі розв'язання низки тестових задач установлено, що створений СПМК дає можливість проведення складних досліджень оперативно та з високою точністю.

7. У ході розв'язання низки прикладних задач установлені нові закономірності впливу низки варіюваних параметрів на технічні та тактико-технічні характеристики елементів ББМ та ТС для їх виготовлення. Зокрема, для базових плит верстатних пристосувань для фрезерно-свердильних операцій установлено сильний вплив товщини на їх жорсткість та малий вплив на неї властивостей клейових композиційних компаундів для кріплення базуючи втулок. На цій основі розроблені рекомендації, що дали можливість забезпечити необхідну жорсткість базових плит. Також відповідні рекомендації розроблені для елементів бронекорпусів та високообертових деталей двигунів ББМ.

8. Проведені розрахунково-експериментальні дослідження підтвердили точність проведеного комп'ютерного моделювання процесів і станів елементів ББМ та технологічно-виробничих систем для їх виготовлення. Установлена повна відповідність характеру результатів чисельних та експериментальних досліджень, а кількісна невідповідність не перевищує рівня 8÷17%.

Надалі планується розширення множини досліджуваних об'єктів.

Література: 1. *Методология исследования сложных систем военного назначения* / [С. В. Лапицкий и др.]; под ред. С. В. Лапицкого, 2013. – 477 с. 2. *Чепков И. Б. Загальні тенденції розвитку озброєння та військової техніки* / И. Б. Чепков, П. И. Нор // *Озброєння та військова техніка*. – 2014. – № 1. – С. 4–13. 3. *Воробйов Г. П. Сучасний стан озброєння і військової техніки сухопутних військ та основні напрями його розвитку* / Воробйов Г. П., Колєнніков А. П. // *Перспективи розвитку озброєння* *Механіка та машинобудування*, 2018, №1

та військової техніки Сухопутних військ. Зб. тез доп. Міжн. наук.-техн. конф. (Львів, 22-24 травня 2013 р.). – Львів: АСВ, 2013. – С. 8–13. 4. Чепков І. Б. Тенденції розвитку та нароцування бойових можливостей озброєння й військової техніки Сухопутних військ. // Перспективи розвитку озброєння та військової техніки Сухопутних військ. Зб. тез доп. Міжн. наук.-техн. конф. (Львів, 22-24 травня 2013 р.). – Львів: АСВ, 2013. – С. 11–12. 5. Теоретичні основи та практика проектно-технологічного забезпечення тактико-технічних характеристик бойових броньованих машин / Ткачук М. А., Шейко О. І., Набоков В., Грабовський А. В., Литвиненко О. В. // Наука: безпека країни та розвиток військово-промислового комплексу: Інформаційно-комунікативний захід (Київ, 12-13 жовтня 2016), відп. ред. В.С.Шовкалюк. – К. : ТОВ «Міжнародний виставковий центр», 2016. – С. 27–31. 6. Борохвостов В. К. Розроблення науково-методичного апарату воєнно-економічного аналізу життєвого циклу зразка озброєння та військової техніки / Борохвостов В. К., Рябець О. М. // Проблеми координації воєнно-технічної та оборонно-промислової політики в Україні. Перспективи розвитку озброєння та військової техніки. Зб. тез доп. V міжн. наук.-практ. конф. (Київ, 11–12 жовтня 2017 р.). – К. : Видавництво ДНУ УкрІНТЕІ, 2017. С. 47. 7. Борохвостов І. В. Обґрунтування шляхів забезпечення Збройних Сил озброєнням та військовою технікою з урахуванням можливостей оборонно-промислового комплексу України (Частина 1) / Борохвостов В. К. // Озброєння та військова техніка. – 2016. – № 1(9). – С. 9–15. 8. Воєнно-технічна політика : проблеми формування та управління : моногр. [Текст] / В. О. Смірнов, Л. М. Ленський, С. В. Жданов ; за заг. ред. В. О. Смірнова. – К. : ЦНДІ ОВТ ЗСУ, 2011. – 216 с. 9. Чепков І. Б. О необходимости реформирования отечественной оборонной промышленности (системный подход) / И. Б. Чепков, М. И. Луханин, В. Е. Сиренко // Технологические системы. – 2015. – № 1 (70). – С. 7–42. 10. Луханін М. І. Методологічні основи та науково-методичні підходи до реструктуризації оборонних підприємств [Текст] / М. І. Луханін, В. Є. Сіренко, М. А. Чернега // Технологические системы. – 2015. – № 2(71). – С. 13–32. 11. Луханин М. И. Реформирование оборонно-промышленного комплекса. Начало / М. И. Луханин, А. А. Гульяев, В. Е. Сиренко // Технологические системы. – 2015. – № 3 (72). – С. 7–44. 12. Зубарев В. В. Шляхи вибору стратегічних напрямів модернізації та реформування оборонної промисловості України / В. В. Зубарев, С. В. Ленков, О. В. Селюков, П. П. Скурський // Наука і оборона. – 2008. – № 1. – С. 33–38. 13. Веретенников А. И. Колесные бронированные машины для эффективного выполнения боевых задач / Веретенников А. И., Глебов В. В. // Перспективи розвитку озброєння та військової техніки Сухопутних військ. Зб. тез доп. Міжн. наук.-техн. конф. (Львів, 14-15 травня 2015 р.). – Львів: АСВ, 2015. – С. 7. 14. Чепков І. Б. Основні напрями розвитку озброєння і військової техніки. Організаційні і економічні механізми державної підтримки оборонної промисловості / Чепков І. Б. // Перспективи науково-технологічного забезпечення оборонно-промислового комплексу України: Інформ.-комунікат. захід (Київ, 22-23 вересня 2015). – К. : ТОВ «Міжнародний виставковий центр», 2015. – С. 8–13. 15. Нікітін А. М. Підходи до побудови сучасної моделі оборонно-промислового комплексу України / А. М. Нікітін, П. П. Скурський // Наука і оборона. – 2010. – № 1. – С. 43–48. 16. Стратегічні питання наукового супроводу проектно-технологічно-виробничого забезпечення тактико-технічних характеристик бойових броньованих машин / Ткачук М. А., Литвиненко О. В., Хлань О. В., Шейко О. І., Ліпейко А. І. // Проблеми координації воєнно-технічної та оборонно-промислової політики в Україні. Перспективи розвитку озброєння та військової техніки. Тези доп. V міжн. наук.-практ. конф. (Київ, 11–12 жовтня 2017 р.). – С. 203-204. 17. Бісик С. П. Концепція побудови бойових броньованих машин з підвищеним рівнем протимінного захисту / Бісик С. П. // Перспективи розвитку озброєння та військової техніки Сухопутних військ. Зб. тез доп. Міжн. наук.-техн. конф. (Львів, 14-15 травня 2015 р.). – Львів: АСВ, 2015. – С. 15.

Bibliography (transliterated): 1. Metodologiya issledovaniya slozhnyh sistem voennogo naznacheniya / [S. V. Lapickij i dr.]; pod red. S. V. Lapickogo, 2013. – 477 s. 2. СНерков І. В. Zagal'ni tendencii rozvitku ozbroennya ta vijs'kovoї tekhniki / І. В. СНерков, Р. І. Нор // Ozbroennya ta vijs'kova tekhnika. – 2014. – № 1. – С. 4–13. 3. Vorobjov G. P. Suchasnij stan ozbroennya i vijs'kovoї tekhniki suhoput-

nih vijs'k ta osnovni napryami jogo rozvitku / Vorobjov G. P., Kolennikov A. P. // Perspektivi rozvitku ozbroennya ta vijs'kovoї tekhniki Suhoputnih vijs'k. Zb. tez dop. Mizhn. nauk.-tekhn. konf. (L'viv, 22-24 travnya 2013 r.). – L'viv: ASV, 2013. – S. 8–13. 4. CHEpkov I. B. Tendencii rozvitku ta naroshchuvannya bojovih mozhlivostej ozbroennya j vijs'kovoї tekhniki Suhoputnih vijs'k. // Perspektivi rozvitku ozbroennya ta vijs'kovoї tekhniki Suhoputnih vijs'k. Zb. tez dop. Mizhn. nauk.-tekhn. konf. (L'viv, 22-24 travnya 2013 r.). – L'viv: ASV, 2013. – S. 11–12. 5. Teoretichni osnovi ta praktika proektno-tehnologichnogo zabezpechennya taktiko-tekhnichnih harakteristik bojovih bron'ovanih mashin / Tkachuk M. A., SHEjko O. I., Nabokov .V., Grabovs'kij A. V., Litvinenko O. V. // Nauka: bezpeka kraїni ta rozvitok vijs'kovo-promislovogo kompleksu: Informacijno-komunikativnij zahid (Kiїv, 12-13 zhovtnya 2016), vidp. red. V.S.SHovkalyuk. – K. : TOV «Mizhnarodnij vystavkovij centr», 2016. – S. 27 –31. 6. Borohvostov V. K. Rozroblennya naukovo-metodichnogo aparatu voenno-ekonomichnogo analizu zhittevogo ciklu zrazka ozbroennya ta vijs'kovoї tekhniki / Borohvostov V. K., Rya-bec' O. M. // Problemi koordinacii voenno-tekhnichnoї ta oboronno-promislovoї politiki v Ukraїni. Perspektivi rozvitku ozbroennya ta vijs'kovoї tekhniki. Zb. tez dop. V mizhn. nauk.-prakt. konf. (Kiїv, 11–12 zhovtnya 2017 r.). – K. : Vidavnictvo DNU UkrINTEI, 2017. S. 47. 7. Borohvostov I. V. Obruntuvannya shlyahiv zabezpechennya Zbrojnih Sil ozbroennym ta vijs'kovoyu tekhnikoyu z urahuvannym mozhlivostej oboronno-promislovogo kompleksu Ukraїni (CHastina 1) / Borohvostov V. K. // Ozbroennya ta vijs'kova tekhnika. –2016. –№ 1(9). – S. 9–15. 8. Voenno-tekhnichna politika : problemi formuvannya ta upravlinnya : monogr. [Tekst] / V. O. Smirnov, L. M. Lens'kij, S. V. ZHDanov ; za zag. red. V. O. Smirnova. – K. : CNDI OVT ZSU, 2011. – 216 s. 9. CHEpkov I. B. O neobhodimosti reformirovaniya otechestvennoj oboronnoj promyshlennosti (sistemnyj podhod) / I. B. CHEpkov, M. I. Luhanin, V. E. Sirenko // Tekhnologicheskie sistemy. – 2015. – № 1 (70). – S. 7–42. 10. Luhanin M. I. Metodologichni osnovi ta naukovo-metodichni pidhodi do restrukturizacii oboronnih pidpriemstv [Tekst] / M. I. Luhanin, V. E. Sirenko, M. A. CHernega // Tekhnologicheskie sistemy. – 2015. – № 2(71). – S. 13–32. 11. Luhanin M. I. Reformirovanie oboronno-promyshlennogo kompleksa. Nachalo / M. I. Luhanin, A. A. Gul'tyaev, V. E. Sirenko // Tekhno-logicheskie sistemy. – 2015. – № 3 (72). – S. 7–44. 12. Zubarev V. V. SHlyahi viboru strategichnih napryamiv modernizacii ta reformuvannya oboronnoї promislovosti Ukraїni / V. V. Zubarev, S. V. Lenkov, O. V. Se-lyukov, P. P. Skurs'kij // Nauka i oborona. – 2008. – № 1. – S. 33–38. 13. Veretennikov A. I. Kolesnye bronirovannye mashiny dlya ehffektivnogo vypolneniya boevyh zadach / Veretennikov A. I., Glebov V. V. // Perspektivi rozvitku ozbroennya ta vijs'kovoї tekhniki Suhoputnih vijs'k. Zb. tez dop. Mizhn. nauk.-tekhn. konf. (L'viv, 14-15 travnya 2015 r.). – L'viv: ASV, 2015. – S. 7. 14. CHEpkov I. B. Osnovni napryami ro-zvitku ozbroennya i vijs'kovoї tekhniki. Organizacijni i ekonomichni mekhanizmi derzhavnoї pidtrimki obo-ronnoї promislovosti / CHEpkov I. B. // Perspektivi naukovo-tehnologichnogo zabezpechennya oboronno-promislovogo kompleksu Ukraїni: Inform.-komunikat. zahid (Kiїv, 22-23 veresnya 2015). – K. : TOV «Mizh-narodnij vystavkovij centr», 2015. – S. 8–13. 15. Nikitin A. M. Pidhodi do pobudovi suchasnoї modeli oboronno-promislovogo kompleksu Ukraїni / A. M. Nikitin, P. P. Skurs'kij // Nauka i oborona. – 2010. – № 1. – S. 43–48. 16. Strategichni pitannya naukovogo suprovodu proektno-tehnologichno-virobnichogo za-bezpechennya taktiko-tekhnichnih harakteristik bojovih bron'ovanih mashin / Tkachuk M. A., Litvinenko O. V., Hlan' O. V., SHEjko O. I., Lipejko A. I. // Problemi koordinacii voenno-tekhnichnoї ta oboronno-promislovoї politiki v Ukraїni. Perspektivi rozvitku ozbroennya ta vijs'kovoї tekhniki. Tezi dop. V mizhn. nauk.-prakt. konf. (Kiїv, 11–12 zhovtnya 2017 r.). – S. 203-204. 17. Bisik S. P. Koncepciya pobudovi bojovih bron'ovanih mashin z pidvishchenim rivnem protiminnogo zahistu / Bisik S. P. // Perspektivi rozvitku ozbroennya ta vijs'kovoї tekhniki Suhoputnih vijs'k. Zb. tez dop. Mizhn. nauk.-tekhn. konf. (L'viv, 14-15 travnya 2015 r.). – L'viv: ASV, 2015. – S. 15.

Хлань О.В., Заворотній А.В., Малакей А.М., Набоков А.В., Ткачук М.А., Грабовський А.В., Ткачук Г.В., Васильєв А.Ю.

ПРОЕКТНО-ТЕХНОЛОГІЧНО-ВИРОБНИЧЕ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ТЕХНІЧНИХ

ХАРАКТЕРИСТИК ЕЛЕМЕНТІВ БОЙОВИХ БРОНЬОВАНИХ МАШИН

У роботі отримала розв'язання науково-практична задача розробки теоретичних основ проектно-технологічно-виробничого забезпечення технічних і тактико-технічних характеристик елементів бойових броньованих машин та технологічних систем для їх виготовлення шляхом обґрунтування технічних рішень за критеріями точності виготовлення, міцності, жорсткості, довговічності та працездатності у процесі виготовлення, експлуатації та бойового застосування. Розвинено та адаптовано метод узагальненого параметричного моделювання у частині розширення множини чинників, які враховуються при визначенні та підвищенні тактико-технічних характеристик бойових броньованих машин. Зокрема, до цієї множини чинників залучено ще й технологічно-виробничі параметри. Цілеспрямованим варіюванням цих параметрів пропонується досягти відповідних тактико-технічних характеристик бойових броньованих машин.

Хлань А.В., Заворотный А.В., Малакей А.Н., Набоков А.В., Ткачук Н.А., Грабовский А.В., Ткачук А.В., Васильев А.Ю.

ПРОЕКТНО-ТЕХНОЛОГИЧНО-ПРОИЗВОДСТВЕННОЕ ОБЕСПЕЧЕНИЕ ТЕХНИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ЭЛЕМЕНТОВ БОЕВЫХ БРОНИРОВАННЫХ МАШИН

В работе получила решение научно-практическая задача разработки теоретических основ проектно-технологически-производственного обеспечения технических и тактико-технических характеристик элементов боевых бронированных машин и технологических систем для их изготовления путем обоснования технических решений по критериям точности изготовления, прочности, жесткости, долговечности и работоспособности в процессе изготовления, эксплуатации и боевого применения. Развита и адаптирована метод обобщенного параметрического моделирования в части расширения множества факторов, которые учитываются при определении и повышении тактико-технических характеристик боевых бронированных машин. В частности, в этом множестве факторов привлечены технологические производственные параметры. Целенаправленным варьированием этих параметров предлагается достичь соответствующих тактико-технических характеристик боевых бронированных машин.

O. Hlan, A. Zavorotnij, A. Malakej, A. Nabokov, M. Tkachuk, A. Grabovskij, G. Tkachuk, A. Vasil'ev

DESIGN AND TECHNOLOGICAL PRODUCTION SUPPORT OF TECHNICAL CHARACTERISTICS OF ELEMENTS OF ARMORED COMBAT VEHICLES

The work develops theoretical grounds to design, technology and manufacturing of armoured fighting vehicles and their elements. The practical and scientific goal of the research consists in justification of design and technology solutions based on the criteria of manufacturing precision, strength, rigidity, durability and working capacity. The entire product lifecycle that includes manufacturing, service and combat use are considered. A specialized software-and-models complex is developed to assist engineering analysis of the armoured fighting vehicles and the applied technological rigging. It combines versatility and powerful capabilities of commercial software with object-oriented tools and modelling techniques that account for the most essential design, technology and manufacturing factors. The conducted study and solved applied problems established new regularities and provided qualitative and quantitative assessment of the influence that input design parameters exert onto the ultimate tactical and technological characteristics of novel armoured fighting vehicles.

До обговорення

УДК 621.431

Сивых Д.Г., канд. техн. наук; Пойда А.Н., д-р техн. наук

ВЛИЯНИЕ НЕРАВНОМЕРНОСТИ ВПРЫСКИВАНИЯ БЕНЗИНА НА ИНДИКАТОРНЫЕ ПОКАЗАТЕЛИ АВТОМОБИЛЬНОГО ДВИГАТЕЛЯ

Введение. Общеизвестен факт, что из-за технологических отклонений геометрических размеров и формы впускного коллектора, деталей цилиндропоршневой группы, топливной аппаратуры и клапанного механизма в каждый цилиндр поступает неодинаковое количество воздуха и топлива. В результате неравномерность распределения мощности по цилиндрам нового двигателя может достигать 5–10 %. В процессе эксплуатации автомобиля из-за неодинакового изнашивания перечисленных узлов и загрязнения компонентов систем топливоподачи отличие в мощности между цилиндрами возрастает, ухудшая эксплуатационные характеристики двигателя и нарушая стабильность его функционирования.

Наиболее интенсивно неисправности появляются в узлах подачи бензина. Под действием высокой температуры накапливаются смолистые отложения в распыливающих отверстиях форсунок, а в проточных частях осаждаются мелкие механические частицы, ухудшая их статическую производительность. Кроме того, в результате износа деталей в приводе клапана распылителя нарушаются исходные динамические характеристики.

Разработаны и широко применяются эффективные методы очистки форсунок. Однако не всегда путём очистки удастся достигнуть исходных или одинаковых характеристик в комплекте форсунок, установленных на двигателе. В таком случае придется заменять весь дорогостоящий комплект форсунок. Для принятия обоснованного решения о замене форсунок необходимо оценить влияние неравномерности впрыскивания бензина на индикаторные показатели.

Обзор публикаций и анализ нерешённых задач. Наиболее полно влияние различных факторов на индикаторные показатели рассмотрены в работах по теории двигателей внутреннего сгорания. Индикаторная работа газов L_i в одном цилиндре за один рабочий цикл определяется по известному уравнению:

$$L_i = Q_n \cdot b_{mц} \cdot \eta_i, \quad (1)$$

где Q_n – низшая теплота сгорания топлива, кДж/кг; $b_{mц}$ – цикловая подача топлива в один цилиндр, кг/цикл; η_i – индикаторный КПД.

При этом в расчётных методах обычно подразумевается, что в каждый цилиндр подаётся одинаковое количество топлива, то есть цикловая подача $b_{mц}$ представляется как усреднённое по двигателю значение цикловых подач топлива и численно равна:

$$b_{mц} = b_{mцс} / z, \quad (2)$$

где $b_{mцс}$ – суммарная подача топлива во все цилиндры за один цикл; z – число цилиндров.

Удельная индикаторная работа газов или среднее индикаторное давление:

$$p_i = \frac{Q_n}{V_h} \cdot b_{mц} \cdot \eta_i, \quad (3)$$

© Д.Г. Сивых, 2018

где V_h – рабочий объём одного цилиндра.

Из уравнения (3) следует, что среднее индикаторное давление в каждом цилиндре напрямую зависит от цикловой подачи топлива.

Одним из параметров, оказывающих существенное влияние на индикаторный КПД бензинового двигателя, является коэффициент избытка воздуха α . Обычно его тоже представляют усреднённым по двигателю

$$\alpha = b_{вц} / (b_{тц} \cdot l_0) \text{ или } \alpha \cdot b_{тц} = b_{вц} / l_0, \quad (4)$$

где $b_{вц}$ – усреднённая цикловая подача воздуха в цилиндр, кг/цикл; l_0 – теоретически необходимое количество воздуха для сгорания 1 кг топлива, кг воздуха/кг топлива.

Из уравнения (4) видно, что даже при одинаковой подаче воздуха во все цилиндры, коэффициент избытка воздуха α в каждом цилиндре зависит от цикловой подачи топлива в данный цилиндр. Следовательно, кроме непосредственного влияния на p_i , цикловая подача топлива оказывает влияние на индикаторный КПД каждого цилиндра через коэффициент избытка воздуха в нём.

Оригинальный подход к оценке влияния коэффициента избытка воздуха на индикаторный КПД бензинового двигателя предложен в работе [1], в которой индикаторный КПД η_i выражен в % от его значения при коэффициенте избытка воздуха $\alpha=1$. Приведена графическая зависимость $\bar{\eta}_i = f(\alpha)$ для двигателей, работающих на бензине.

В работе [2] рассмотрено влияние различных факторов на цикловую подачу бензина. Показано, что неравномерность впрыскивания бензина возникает под влиянием следующих факторов. Во-первых, в результате эрозии или загрязнения изменяются эффективные проходные сечения распыливающих отверстий форсунок, следовательно, изменяется их статическая производительность $q_{смj}$. Во-вторых, продолжительность открытого состояния клапана каждой форсунки (продолжительность впрыскивания) $\tau_{впр}$ отличается от продолжительности электрического управляющего импульса τ_y , подаваемого на обмотку электромагнита форсунки, на величину запаздывания перелета клапана при подъеме и посадке

$$\tau_{впр} = \tau_y + \Delta\tau_{зj}, \quad (5)$$

где $\Delta\tau_{зj}$ – время запаздывания перелета клапана при подъеме и посадке, характеризующее динамические характеристики каждой форсунки.

В работе [3] экспериментальным путём определены: статическая производительность $q_{смj}$, время запаздывания перелета клапана $\Delta\tau_{зj}$, цикловая подача топлива $b_{тцj}$ каждой форсункой из комплекта, бывшего в эксплуатации. По результатам испытаний вычислена неравномерность цикловых подач топлива δ , являющаяся отношением разности максимальной $b_{тцj \max}$ и минимальной $b_{тцj \min}$ цикловых подач форсунками к средней цикловой подаче

$$\delta = \frac{b_{тц \max} - b_{тц \min}}{b_{тц \text{ср}}}, \quad (6)$$

где средняя цикловая подача

$$b_{тц \text{ср}} = \frac{b_{тц \max} + b_{тц \min}}{2}. \quad (7)$$

Показано, что время запаздывания перелета клапана существенно влияет на неравномерность цикловых подач при изменении длительности управляющего импульса.

Цель и задачи исследования. Целью данного исследования является разработка имитационной модели, позволяющей оценить изменение индикаторных показателей двигателя, обусловленных неравномерностью впрыскивания бензина, порождаемой изменением характеристик форсунок в процессе эксплуатации двигателя.

Задачи исследования:

- разработка алгоритма вычисления основных показателей двигателя в зависимости от неравномерности впрыскивания бензина;
- экспериментальное определение неравномерности впрыскивания бензина и изменение распределения мощности по цилиндрам в процессе эксплуатации автомобильного двигателя.

Решение задачи. В данной работе предлагается имитационная модель, позволяющая оценить влияние неравномерности впрыскивания бензина на индикаторную работу газов (среднее индикаторное давление p_i) в каждом цилиндре, если невозможно решить эту задачу путём индицирования двигателя.

Обычно имитационная модель включает комбинацию компонентов, параметров, переменных, функции зависимости, ограничения и целевые функции. Если переменная состояния системы, порожденная внутри неё, закрепляется, то она становится параметром модели. Параметры модели в процессе исследования не изменяются.

В основу модели положена зависимость, по которой цикловая подача топлива b_{mij} для каждой форсунки вычисляется по её статической производительности q_j , найденной путем проливки в статическом режиме, и времени запаздывания перелета клапана при подъеме и посадке $\Delta\tau_{zj}$, найденного экспериментально путем проливки в динамическом режиме.

Уравнение для вычисления цикловой подачи топлива каждой форсункой для данного режима работы двигателя имеет вид

$$b_{mij} = q_j \cdot (\tau_y + \Delta\tau_{zj}). \quad (8)$$

Чтобы вычислить среднее индикаторное давление в каждом цилиндре по уравнению (3), необходимо определить влияние цикловой подачи топлива на индикаторный КПД. Воспользуемся зависимостью (4), в которой переменную $b_{вц}$ закрепляем, и цикловая подача воздуха становится параметром модели. Такой подход правомерен потому, что для бензиновых двигателей с микропроцессорным управлением на большинстве режимов работы поддерживается средний по двигателю коэффициент избытка воздуха $\alpha=1$, устанавливаемый контроллером по сигналу кислородного датчика.

При таком условии зависимость (4) приобретает вид:

$$\alpha_j \cdot b_{mij} = b_{вц} / l_0, \quad (9)$$

где b_{mij} и α_j – цикловая подача топлива и коэффициент избытка воздуха в данном цилиндре.

Правые части уравнений (4) и (9) одинаковы, поэтому их совместное решение позволяет получить выражение для коэффициента избытка воздуха в каждом цилиндре при изменившейся цикловой подаче топлива

$$\alpha_j = \alpha \cdot \frac{b_{мц}}{b_{mij}}. \quad (10)$$

Далее используется принцип, изложенный в работе [1], в соответствии с которым, индикаторный КПД η_i выражен в % или долях от его значения при коэффициенте избытка воздуха $\alpha=1$. По вычисленному значению α_j и функциональной зависимости

$\bar{\eta}_i = f(\alpha)$, представленной в графическом или табличном виде, находим относительное значение индикаторного КПД $\bar{\eta}_{ij} = f(\alpha_j)$ для данного цилиндра, которое формально можно представить как

$$\bar{\eta}_{ij} = \eta_{ij} / \eta_i, \quad (11)$$

где η_{ij} – индикаторный КПД данного цилиндра при изменившейся цикловой подаче топлива; η_i – усреднённый по двигателю индикаторный КПД при $\alpha=1$.

Перепишем уравнение (3), выразив среднее индикаторное давление каждого цилиндра p_{ij} с учетом изменившихся условий протекания рабочего процесса: новой цикловой подачи топлива b_{mij} и индикаторного КПД η_{ij}

$$p_{ij} = \frac{Q_n}{V_h} \cdot b_{mij} \cdot \eta_{ij}, \quad (12)$$

где индекс j означает номер цилиндра.

Учитывая, что уравнение (3) отображает усреднённые по двигателю (нормированные) показатели, а уравнение (12) – их новые значения, то разделив почленно выражение (12) на (3), получим

$$\frac{p_{ij}}{p_{in}} = \frac{b_{mij}}{b_{mцн}} \cdot \frac{\eta_{ij}}{\eta_{in}}, \quad (13)$$

где индекс « i » означает нормированное значение.

Последний множитель в уравнении (13) заменяем относительным значением, представленным выражением (11), и в окончательном виде получаем зависимость

$$\frac{p_{ij}}{p_{in}} = \frac{b_{mij}}{b_{mцн}} \cdot \bar{\eta}_{ij}, \quad (14)$$

в правой части которой все переменные вычислены.

Левая часть характеризует относительное значение среднего индикаторного давления каждого цилиндра в результате изменившихся цикловых подач топлива.

Результаты моделирования процессов для двигателя МеМЗ 307, изложены ниже.

Нормированная производительность форсунок $q_i = 3$ мг/мс. При такой производительности и длительности управляющего импульса $\tau_y = 5$ мс с задержкой срабатывания форсунок $\tau_3 = 0,5$ мс цикловая подача топлива в каждый цилиндр составляла бы 16,5 мг/цикл, а суммарная цикловая подача топлива в двигатель $b_{mц} = 66$ мг/цикл. Действительная статическая производительность q_j каждой форсунки (мг/мс) определена проливкой и приведена в таблице. При таких значениях q_j и длительности импульса $\tau_y = 5$ мс $b_{mц} = 62,64$ мг/цикл. Поддерживая средний по двигателю коэффициент избытка воздуха $\alpha = 1$, контроллер увеличивает τ_y в 1,05357. Значения цикловой подачи топлива каждой форсункой и её относительное значение, коэффициент избытка воздуха, относительный индикаторный КПД и изменение среднего индикаторного давления в каждом цилиндре также вычислены и приведены в таблице 1.

Неравномерность цикловых подач топлива δ_j вычисленная по формуле (6), составила 9,76 %, а неравномерность распределения мощности по цилиндрам (среднего индикаторного давления) – 6,8 %.

Таблиця 1 – Результати імітаційного моделювання

№ циліндра	Статическая производительность форсунок, мг/мс	Цикловая подача топлива, мг/цикл	Коэффициент избытка воздуха	Относительная цикловая подача топлива	Относительный индикаторный КПД	Изменение среднего индикаторного давления
1	2,96	16,996	0,970	1,030	0,9800	1,0094
2	2,66	15,413	1,070	0,934	1,0090	0,9430
3	2,90	16,957	0,973	1,027	0,9815	1,0080
4	2,86	16,633	0,992	1,008	0,9950	1,0030

Выводы. Влияние неравномерности топливopодачи, достигшей 9,76 %, частично компенсируется ростом индикаторного КПД в цилиндре 2, где смесь обедняется, поэтому неравномерность среднего индикаторного давления составила 6,8 %.

Литература: 1. Дьяченко Н. Х. Теория двигателей внутреннего сгорания / Н.Х. Дьяченко, А. К. Костин, Б. П. Пугачев. – Л. : Машиностроение, 1974, – 552с. 2. Пойда А. Н. Влияние различных факторов на цикловую подачу бензина и стабильность функционирования автомобильного двигателя/ А. Н. Пойда, А. М. Проскурин, Д. Г. Сивых // Автомобильный транспорт: сб. научн. трудов. – Харьков: ХНАДУ. – 2008. – вып. 23. 3. Пойда А.Н. Коррекция неравномерности впрыскивания бензина в процессе эксплуатации автомобильных двигателей / А. Н. Пойда, А. М. Проскурин // Двигатели внутреннего сгорания: Всеукр. науч.-техн. журнал. –НТУ «ХПИ» – 2008. – №1. – С.141–148.

Bibliography (transliterated): 1. D'jachenko N. H. Teorija dvigatelej vnutrennego sgoranija / N.H. D'jachenko, A. K. Kostin, B. P. Pugachev. – L. : Mashinostroenie, 1974, – 552p. 2. Pojda A. N. Vlijanie razlichnyh faktorov na ciklovuju podachu benzina i stabil'nost' funkcionirovanija avtomobil'nogo dvigatelja/ A. N. Pojda, A. M. Proskurin, D. G. Sivyh// Avtomobil'nyj transport: sb. nauchn. trudov. – Har'kov: HNADU. – 2008. – vyp. 23. 3. Pojda A.N. Korrekciya neravnomernosti vpryskivaniya benzina v processe jekspluatacii avtomobil'nyh dvigatelej / A. N. Pojda, A. M. Proskurin // Dvigateli vnutrennego sgoranija: Vseukr. nauch.-tehn. zhurnal. –NTU «HPI» – 2008. – №1. – S.141–148.

Сивых Д.Г., Пойда А.М.

ВПЛИВ НЕРІВНОМІРНОСТІ ВПОРСКУВАННЯ БЕНЗИНУ НА ІНДИКАТОРНІ ПОКАЗНИКИ АВТОМОБІЛЬНОГО ДВИГУНА

Розглянуто імітаційну модель, яка дозволяє оцінити вплив нерівномірності упрскування бензину на індикаторні показники в кожному циліндрі двигуна, якщо визначені статичні й динамічні характеристики форсунок.

Сивых Д.Г., Пойда А.Н.

ВЛИЯНИЕ НЕРАВНОМЕРНОСТИ ВПРЫСКИВАНИЯ БЕНЗИНА НА ИНДИКАТОРНЫЕ ПОКАЗАТЕЛИ АВТОМОБИЛЬНОГО ДВИГАТЕЛЯ

Рассмотрена имитационная модель, позволяющая оценить влияние неравномерности впрыскивания бензина на индикаторные показатели в каждом цилиндре двигателя, если определены статические и динамические характеристики форсунок.

D. Sivykh, A. Poyda

INFLUENCE OF UNEVEN GASOLINE INJECTION FOR INDICATOR PARAMETERS ON AUTOMOBILE ENGINE

An imitation model is considered that allows one to assess the effect of the uneven injection of gasoline on the indicator indicators in each cylinder of the engine if static and dynamic characteristics of the injectors are determined.

МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ОПТИМІЗАЦІЇ ТРАНСМІСІЇ ГУСЕНИЧНОГО ТРАНСПОРТЕРА-ТЯГАЧА МТ-ЛБ ЗА МАСОЮ

Вступ. Актуальність задачі. Сучасне транспортне машинобудування висуває все більш жорсткі вимоги до масогабаритних характеристик машин. Однією зі складових машини, що суттєво впливає на сумарну масу, є трансмісія. Отже, максимально можливе зниження маси останньої є актуальною науково-технічною задачею.

Одним з перспективних шляхів в цьому напрямку є розв'язання задачі оптимального проектування трансмісій [1] за критерієм мінімальної маси. Ця задача виникає як під час створення нової машини та, відповідно, нової трансмісії, так і у процесі модернізації існуючої (наприклад, при заміні двигуна на більш потужний, підвищенні маси та (або) максимальної швидкості та ін.). В цьому випадку оптимальне проектування додатково обмежується існуючими габаритами моторно-трансмісійного відділення (МТВ) машини.

На теперішній час для військової гусеничної та колісної техніки збройних сил України особливо актуальна саме задача модернізації. Це пов'язано з високою собівартістю виробництва нової техніки (модернізація існуючої в рази дешевше) та довготривалим виробничим циклом [2].

Постановка задачі. Одна із найбільш поширених в Україні та в інших країнах військових гусеничних машин – легкий багатоцільовий гусеничний транспортер-тягач МТ-ЛБ. Він був прийнятий на озброєння ще у 1964 році та випущений (Харківським тракторним заводом, у Польщі та Болгарії) у кількості приблизно 9600 машин, з яких орієнтовно 7500 на теперішній час ще знаходяться у експлуатації [3]. Сьогодні він вже не відповідає сучасним тактико-технічним характеристикам з точки зору потужності двигуна та середніх швидкостей руху. У зв'язку з цим за останні роки запропоновано багато варіантів його модернізації, більшість з яких полягає в заміні двигуна на більш потужний. При цьому виникає проблема перевантаження інших агрегатів, насамперед трансмісії. Просте підвищення її навантажувальної здатності шляхом збільшення габаритів практично неможливо, що пов'язано з вищезгаданими обмеженнями габаритів МТВ.

Вихід із цієї ситуації полягає в оптимальному за масою проектуванні нової трансмісії при забезпеченні її навантажувальної здатності, довговічності та вимоги розміщення в існуюче МТВ.

Аналогічна задача розв'язувалась у роботах [4–6] для трансмісій та коробок передач автомобілів. Особливо слід відмітити підхід у роботах [4, 5 та ін.], який полягає у розв'язанні задачі оптимально-раціонального проектування співвісного механічного приводу на прикладі тривальної коробки передач автомобіля.

Таким чином, загальною **метою роботи** є розв'язання задачі оптимізації трансмісії транспортера-тягача МТ-ЛБ за масою. Раніше [7] авторами було виконано узагальнену постановку задачі [8] без докладного розгляду цільової функції. **Метою цієї статті** буде побудова математичної моделі оптимізації, тобто розгляд цільової функції, визначення змінних проектування та формування системи обмежень.

Конструкція трансмісії МТ-ЛБ. Кінематична схема трансмісії наведена на рис. 1 [9]. Вона виконана по двопоточній схемі, коробка передач об'єднана з механізмами повороту у єдиний механізм передач та повороту (МПП). Бортіві передачі – планетарні одноступінчасті.

© О.В. Устиненко, 2018

Загальний вигляд цільової функції та змінні проектування. У роботі [7] було побудовано цільову функцію для випадку мінімізації маси трансмісії:

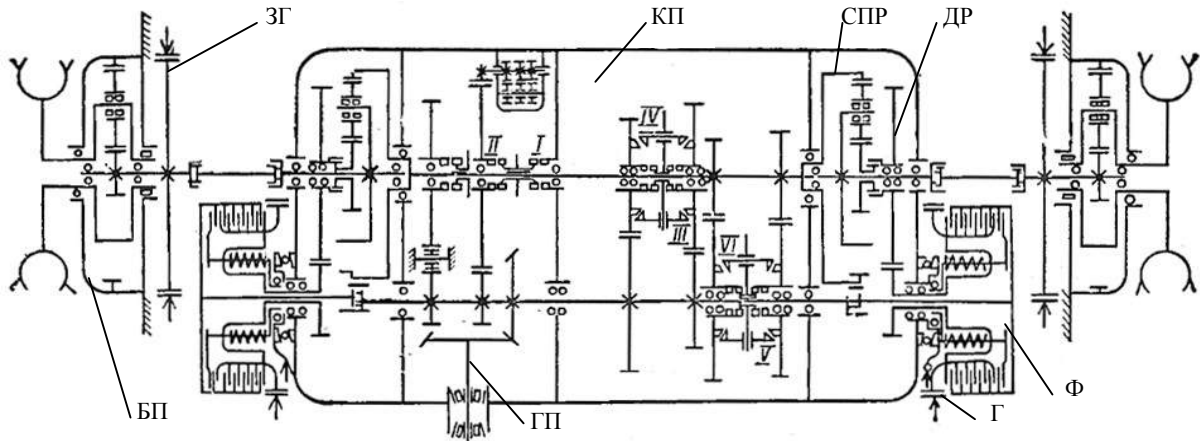


Рисунок 1 – Кінематична схема трансмісії транспортера-тягача МТ-ЛБ:
ГП – головна передача; КП – коробка передач; ДР – додатковий редуктор; Ф – фрикціон МПП;
Г – гальмо МПП; СПР – сумуючий планетарний ряд; ЗГ – зупиночне гальмо; БП – бортова передача

$$F_M = \sum M \rightarrow \min, \quad (1)$$

де $\sum M$ – сумарна маса основних елементів трансмісії, кг;

$$\begin{aligned} \sum M = & \sum_{i=1}^2 M_{\text{зКГП}i} + M_{\text{ВГП}} + \sum_{i=1}^{n_{\text{зККП}}} M_{\text{зККП}i} + \sum_{i=1}^2 M_{\text{ВКП}i} + \sum_{i=1}^{n_{\text{СКП}}} M_{\text{СКП}i} + 2 \sum_{i=1}^2 M_{\text{зКДР}i} + \\ & + 2M_{\text{ВФ}} + 2M_{\text{ФГ}} + 2 \sum_{i=1}^{n_{\text{зКСПр}}} M_{\text{зКСПр}i} + 2 \sum_{i=1}^{n_{\text{ВСПР}}} M_{\text{ВСПР}i} + 2M_{\text{ВДСПР}} + 2M_{\text{КВ}} + \\ & + 2M_{\text{ЗГ}} + 2 \sum_{i=1}^{n_{\text{зКБП}}} M_{\text{зКБП}i} + 2 \sum_{i=1}^{n_{\text{ВБП}}} M_{\text{ВБП}i} + 2M_{\text{ВДБП}} + \sum_{i=1}^{n_{\text{П}}} M_{\text{П}i} + M_{\text{КМПП}} + 2M_{\text{КБП}}, \quad (2) \end{aligned}$$

де $\sum_{i=1}^2 M_{\text{зКГП}i}$ – сумарна маса зубчастих коліс ГП; $M_{\text{ВГП}}$ – маса вхідного валу ГП;

$\sum_{i=1}^{n_{\text{зККП}}} M_{\text{зККП}i}$ – сумарна маса зубчастих коліс КП, $n_{\text{зККП}}$ – кількість зубчастих коліс КП

($n_{\text{зККП}} = 2(k-1)+1$, де k – кількість передач переднього та заднього ходу, одиниця враховує паразитну шестерню заднього ходу, а -1 враховує відсутність зубчастих коліс першої передачі, яка реалізується зупинкою епіциклів СПР); $\sum_{i=1}^2 M_{\text{ВКП}i}$ – сумарна маса валів КП;

$\sum_{i=1}^{n_{\text{СКП}}} M_{\text{СКП}i}$ – сумарна маса синхронізаторів КП, $n_{\text{СКП}}$ – кількість синхронізаторів;

$2 \sum_{i=1}^2 M_{\text{зКДР}i}$ – сумарна маса зубчастих коліс ДР; $2M_{\text{ВФ}}$ – сумарна маса валів фрикціонів

МПП; $2M_{\text{ФГ}}$ – сумарна маса фрикціонів та гальм МПП; $2 \sum_{i=1}^{n_{\text{зКСПр}}} M_{\text{зКСПр}i}$ – сумарна маса

зубчастих коліс СПР, $n_{\text{зКСПр}}$ – кількість зубчастих коліс СПР; $2 \sum_{i=1}^{n_{\text{ВСПР}}} M_{\text{ВСПР}i}$ – сумарна маса

До обговорення

валів та осей СПР, $n_{\text{ВСПР}}$ – кількість валів та осей СПР; $2M_{\text{ВДСПР}}$ – сумарна маса водил СПР; $2M_{\text{КВ}}$ – сумарна маса карданних валів; $2M_{\text{ЗГ}}$ – сумарна маса зупиночних гальм;

$2 \sum_{i=1}^{n_{\text{ЗКБП}}} M_{\text{ЗКБП}i}$ – сумарна маса зубчастих коліс БП, $n_{\text{ЗКБП}}$ – кількість зубчастих коліс БП;

$2 \sum_{i=1}^{n_{\text{ВБП}}} M_{\text{ВБП}i}$ – сумарна маса валів та осей БП, $n_{\text{ВБП}}$ – кількість валів та осей БП; $2M_{\text{ВДБП}}$ –

сумарна маса водил БП; $\sum_{i=1}^{n_{\text{П}}} M_{\text{П}i}$ – сумарна маса підшипників трансмісії, $n_{\text{П}}$ – кількість підшипників трансмісії; $M_{\text{КМПП}}$ – маса картеру МПП; $2M_{\text{КБП}}$ – сумарна маса картерів БП.

Маси зубчастих коліс будуть обчислюватись безпосередньо зі значень змінних проектування з урахуванням системи обмежень. Маси інших деталей та вузлів – згідно з розрахунками на міцність, витривалість та (або) жорсткість у відповідності із навантаженням на них, яке будемо розраховувати для кожного набору змінних проектування.

Скоротити розмірність задачі дозволяє виключення зі змінних проектування параметрів зубчастих зачеплень заднього ходу, а також можливість обчислювати числа зубців ведених коліс КП через числа зубців привідних коліс та наперед задані передавальні відношення трансмісії $i_{\text{Тн}}$ [4]. Тоді маємо наступні змінні проектування, з урахуванням, що колеса КП, СПР та БП є прямозубими, а ГП – з круговими зубцями.

Для ГП:

$$m_{\text{ГП}}, z_{\text{ГП1}}, z_{\text{ГП2}}, \beta_{\text{ГП}}; N_{\text{ГП}} = 4.$$

Для КП:

$$m_{\text{КП2}}, \dots, m_{\text{КП}k-1}, z_{\text{КП2,1}}, \dots, z_{\text{КП}k-1,1}; N_{\text{КП}} = 2(k-2),$$

де $k-2$ – кількість передач переднього ходу без урахування першої передачі.

Для ДР:

$$m_{\text{ДР}}, z_{\text{ДР1}}, z_{\text{ДР2}}; N_{\text{ДР}} = 3.$$

Для СПР:

$$m_{\text{СПР}}, z_{\text{СПРс}}, z_{\text{СПРе}}; N_{\text{СПР}} = 3,$$

де $z_{\text{СПРс}}$ та $z_{\text{СПРе}}$ – числа зубців сонячної шестерні та епіциклу СПР.

Для БП:

$$m_{\text{БП}}, z_{\text{БПс}}, z_{\text{БПе}}; N_{\text{БП}} = 3,$$

де $z_{\text{БПс}}$ та $z_{\text{БПе}}$ – числа зубців сонячної шестерні та епіциклу БП.

Визначимо сумарну кількість змінних проектування для трансмісії МТ-ЛБ, яка має 6 передач переднього ходу,

$$N = N_{\text{ГП}} + N_{\text{КП}} + N_{\text{ДР}} + N_{\text{СПР}} + N_{\text{БП}} = 2(k-2) + 13 = 23.$$

Визначення мас елементів трансмісії. Циліндричне зубчасте колеса будемо розглядати у вигляді суцільного диска, діаметр якого дорівнює ділильному діаметру. Тоді його маса

$$M_{\text{ЗК}} = 0,25 \pi m^2 \cdot z^2 \cdot b_w \cdot \rho_{\text{ЗК}}, \quad (3)$$

де $\rho_{\text{ЗК}}$ – густина матеріалу зубчастого колеса, кг/мм^3 ; b_w – робоча ширина зубчастого вінця, мм .

Конічне зубчасте колесо розглядаємо у вигляді усіченого конуса, середній діаметр якого дорівнює середньому ділильному діаметру. Тоді

До обговорення

$$M_{3K} = \frac{\pi m^2 \cdot z^2 \cdot b_w \cdot \rho_{3K}}{4 \cos^2 \beta_m} \cos \delta, \quad (4)$$

де δ – кут ділильного конусу.

Вал будемо розглядати як гладкий циліндр, діаметр якого d_B , мм, обчислюється згідно формули орієнтовного розрахунку на кручення,

$$d_B = \sqrt[3]{\frac{1000 T_B}{0,2 [\tau]}}, \quad (5)$$

де T_B – крутний момент, Н·м; $[\tau]$ – знижене допустиме напруження при крученні, МПа.

Масу водила планетарного ряду визначимо як масу циліндра з центральним отвором, отворами осей сателітів, та прямокутними вікнами для розміщення сателітів. Масу епіциклу планетарного ряду визначимо як масу кільця, зовнішній діаметр якого d_{3e} визначається зовнішнім діаметром зубців d_{ae} та необхідною товщиною ободу Δ , $d_{3e} = d_{ae} + \Delta$; внутрішній діаметр d_{3e} приймаємо рівним ділильному діаметру, $d_{3e} = d_e = m \cdot z$.

Масу картерів будемо орієнтовно обчислювати як маси оболонок паралелепіпедів, циліндрів та конусів з відповідною товщиною стінок.

Тоді маємо.

1. Сумарна маса зубчастих коліс ГП

$$\sum_{i=1}^2 M_{3KГПi} = \frac{\pi m_n^2 \cdot b_w \cdot \rho_{3K}}{4 \cos^2 \beta_{mГП}} (z_{ГП1}^2 \cos \delta_1 + z_{ГП2}^2 \cos \delta_2). \quad (6)$$

У випадку проектувального розрахунку замість b_w використовуємо коефіцієнт ширини зубчастого вінця $\psi_{bd} = b_w/d_{w1}$, тоді

$$\sum_{i=1}^2 M_{3KГПi} = \frac{\pi m_n^3 \cdot z_{ГП1} \cdot \rho_{3K} \cdot \psi_{bd}}{4 \cos^3 \beta_{mГП}} (z_{ГП1}^2 \cos \delta_1 + z_{ГП2}^2 \cos \delta_2).$$

2. Маса вхідного валу ГП

$$M_{ВГП} = 0,25 \pi d_{ВГП}^2 \cdot l_{ВГП} \cdot \rho_B, \quad (7)$$

де $l_{ВГП}$ – довжина валу, мм, приймаємо як у трансмісії-прототипу; ρ_B – густина матеріалу валу, кг/мм³.

3. Сумарна маса зубчастих коліс КП

$$\sum_{i=1}^{n_{3KKП}} M_{3KKПi} = \frac{\pi \rho_{3K}}{4} \sum_{\mu=2}^{k-1} m_{\mu}^2 (z_{\mu1}^2 + z_{\mu2}^2) b_{w\mu} + \sum_{i=1}^3 M_{3K3X_i}, \quad (8)$$

де μ – номер передачі переднього ходу.

У випадку проектувального розрахунку

$$\sum_{i=1}^{n_{3KKП}} M_{3KKПi} = \frac{\pi a_w \cdot \rho_{3K}}{4} \sum_{\mu=2}^{k-1} m_{\mu}^2 (z_{\mu1}^2 + z_{\mu2}^2) \psi_{ba\mu} + \sum_{i=1}^3 M_{3K3X_i},$$

де $\psi_{ba} = b_w/a_w$ – коефіцієнт ширини зубчастого вінця (a_w – міжосьова відстань КП, мм).

4. Сумарна маса валів КП

$$\sum_{i=1}^2 M_{\text{ВКП}i} = 0,25 \pi \rho_{\text{В}} (d_{\text{ВКП}1}^2 \cdot l_{\text{ВКП}1} + d_{\text{ВКП}2}^2 \cdot l_{\text{ВКП}2}), \quad (9)$$

де $l_{\text{ВКП}1}$, $l_{\text{ВКП}2}$ – відповідні довжини валів, мм.

5. Сумарну масу синхронізаторів КП $\sum_{i=1}^{n_{\text{СКП}}} M_{\text{СКП}i}$ на першому етапі будемо орієнтовно приймати як у трансмісії-прототипу.

6. Сумарна маса зубчастих коліс ДР

$$\sum_{i=1}^2 M_{\text{ЗКДР}i} = 0,5 \pi m_{\text{ДР}}^2 (z_{\text{ДР}1}^2 + z_{\text{ДР}2}^2) b_{\text{вДР}} \cdot \rho_{\text{ЗК}}, \quad (10)$$

або

$$\sum_{i=1}^2 M_{\text{ЗКДР}i} = 0,5 \pi m_{\text{ДР}}^2 (z_{\text{ДР}1}^2 + z_{\text{ДР}2}^2) \psi_{\text{баДР}} \cdot a_{\text{в}} \cdot \rho_{\text{ЗК}}.$$

7. Сумарна маса валів фрикціонів МПП

$$2M_{\text{ВФ}} = 0,5 \pi d_{\text{ВФ}}^2 \cdot l_{\text{ВФ}} \cdot \rho_{\text{В}} \quad (11)$$

де $l_{\text{ВФ}}$ – довжина валу, мм, приймаємо як у трансмісії-прототипу.

8. Сумарну масу фрикціонів та гальм МПП $2M_{\text{ФГ}}$ на першому етапі будемо орієнтовно приймати як у трансмісії-прототипу.

9. Сумарна маса зубчастих коліс СПР

$$2 \sum_{i=1}^{n_{\text{ЗКСПр}}} M_{\text{ЗКСПр}i} = \frac{\pi \rho_{\text{ЗК}} \cdot b_{\text{вСПР}}}{2} \left(\sum_{j=1}^{n_{\text{стСПР}}} m_{\text{СПР}}^2 \cdot z_{\text{СПРст}}^2 + m_{\text{СПР}}^2 \cdot z_{\text{СПРс}}^2 + (d_{\text{зеСПР}}^2 - m_{\text{СПР}}^2 \cdot z_{\text{СПРе}}^2) \right), \quad (12)$$

або

$$2 \sum_{i=1}^{n_{\text{ЗКСПр}}} M_{\text{ЗКСПр}i} = \frac{\pi \rho_{\text{ЗК}} \cdot \psi_{\text{гаСПР}} \cdot a_{\text{вСПР}}}{2} \left(\sum_{j=1}^{n_{\text{стСПР}}} m_{\text{СПР}}^2 \cdot z_{\text{СПРст}}^2 + m_{\text{СПР}}^2 \cdot z_{\text{СПРс}}^2 + (d_{\text{зеСПР}}^2 - m_{\text{СПР}}^2 \cdot z_{\text{СПРе}}^2) \right),$$

де $n_{\text{стСПР}}$ – кількість сателітів СПР.

10. Сумарна маса валів та осей СПР

$$2 \sum_{i=1}^{n_{\text{ВСПР}}} M_{\text{ВСПР}i} = 2 (M_{\text{ВСПРвд}} + n_{\text{стСПР}} M_{\text{ВСПРст}}). \quad (13)$$

Маси валу водила $M_{\text{ВД СПРв}}$ та осі сателіта $M_{\text{ВД СПРст}}$ на першому етапі будемо орієнтовно приймати як у трансмісії-прототипу.

11. Сумарна маса водил СПР

$$2M_{\text{ВД СПР}} = 2V_{\text{ВД СПР}} \cdot \rho_{\text{ВД}} \quad (14)$$

де $\rho_{\text{ВД}}$ – густина матеріалу водила, кг/мм³.

Об'єм водила $V_{\text{ВД СПР}}$, мм³, обчислюється за залежністю

$$V_{\text{ВД СПР}} = 0,25 \pi H_{\text{ВД СПР}} (D_{\text{нВД СПР}}^2 - d_{\text{овД СПР}}^2) - n_{\text{стСПР}} \cdot D_{\text{овД СПР}} \cdot B_{\text{овД СПР}} \cdot H_{\text{овД СПР}},$$

де $H_{\text{В СПР}}$ – висота водила, мм; $D_{\text{нВД СПР}}$ – зовнішній діаметр водила, мм; $d_{\text{овД СПР}}$ – діаметр центрального отвору водила, мм; $D_{\text{овД СПР}}$, $B_{\text{овД СПР}}$ та $H_{\text{овД СПР}}$ – ширина, товщина

та висота вікна для розміщення сателіта, мм.

12. Сумарна маса карданних валів

$$2M_{KB} = 0,5\pi d_{KB}^2 \cdot l_{KB} \cdot \rho_B. \quad (15)$$

Діаметр d_{KB} обчислюємо за залежністю (5) з урахуванням допустимих напружень для карданних валів, а довжину l_{KB} , мм, приймаємо як у трансмісії-прототипу.

13. Сумарну масу зупиночних гальм $2M_{3г}$ на першому етапі будемо орієнтовно приймати як у трансмісії-прототипу.

14. Сумарна маса зубчастих коліс БП

$$2 \sum_{i=1}^{n_{ЗКБП}} M_{ЗКБПi} = \frac{\pi \rho_{ЗК} \cdot b_{wБП}}{2} \left(\sum_{j=1}^{n_{стБП}} m_{БП}^2 \cdot z_{БПст}^2 + m_{БП}^2 \cdot z_{БПс}^2 + (d_{зеБП}^2 - m_{БП}^2 \cdot z_{БПс}^2) \right), \quad (16)$$

або

$$2 \sum_{i=1}^{n_{ЗКБП}} M_{ЗКБПi} = \frac{\pi \rho_{ЗК} \cdot \Psi_{\omega aБП} \cdot a_{wБП}}{2} \left(\sum_{j=1}^{n_{стБП}} m_{БП}^2 \cdot z_{БПст}^2 + m_{БП}^2 \cdot z_{БПс}^2 + (d_{зеБП}^2 - m_{БП}^2 \cdot z_{БПс}^2) \right),$$

де $n_{стБП}$ – кількість сателітів БП.

15. Сумарна маса валів та осей БП

$$2 \sum_{i=1}^{n_{ВБП}} M_{ВБПi} = 2 \left(M_{ВБПвд} + n_{стБП} M_{ВБПст} \right). \quad (17)$$

Маси валу водила $M_{ВБПвд}$ та осі сателіта $M_{ВБПст}$ на першому етапі будемо орієнтовно приймати як у трансмісії-прототипу.

16. Сумарна маса водил БП обчислюється за аналогією з водилами СПР,

$$2M_{ВДБП} = 2V_{ВДБП} \cdot \rho_{ВД}, \quad (18)$$

де

$$V_{ВДБП} = 0,25\pi H_{ВДБП} \left(D_{нВДБП}^2 - d_{овВДБП}^2 \right) - n_{стБП} \cdot D_{овВДБП} \cdot B_{овВДБП} \cdot H_{овВДБП},$$

17. Сумарну масу підшипників $\sum_{i=1}^{n_{П}} M_{Пi}$ на цьому етапі будемо орієнтовно приймати як у трансмісії-прототипу.

18. Маса картеру МПП

$$M_{КМПП} = V_{КМПП} \cdot \rho_{КМПП}, \quad (19)$$

де $\rho_{КМПП}$ – густина матеріалу картеру МПП, кг/мм³.

Картер МПП моделюємо як оболонку та дві торцеві стінки (рис. 2, а, б). Тоді сумарний об'єм стінок картеру $V_{КМПП}$, мм³:

$$V_{КМПП} = V_o + 2V_T = \pi \left((0,5H_{МПП})^2 - (0,5H_{МПП} - e_{МПП})^2 \right) L_{МПП} + \\ + 2 \left(a_w \cdot H_{МПП} + \pi (0,5H_{МПП})^2 \right) e_{МПП} + 2a_w \cdot e_{МПП} \cdot L_{МПП},$$

де $H_{МПП}$ та $L_{МПП}$ – висота та довжина картеру МПП, мм; $e_{МПП}$ – товщина стінки картеру МПП, мм.

19. Сумарна маса картерів БП

$$2M_{\text{КБП}} = 2V_{\text{КБП}} \cdot \rho_{\text{КБП}}, \quad (20)$$

де $\rho_{\text{КБП}}$ – густина матеріалу картеру БП, кг/мм³.

Картер БП моделюємо як оболонку (містить дві циліндричні та конічну частину) і торцеву стінку (рис. 3, а, б). Тоді сумарний об'єм стінок картеру БП $V_{\text{КБП}}$, мм:

$$V_{\text{КБП}} = V_{1\text{КБП}} + V_{2\text{КБП}} + V_{3\text{КБП}} + V_{\text{крКБП}} = 0,25\pi B_{1\text{КБП}} \left((d_{1\text{КБП}} + 2e_{\text{КБП}})^2 - d_{1\text{КБП}}^2 \right) + \\ + 0,083\pi (B_{\text{КБП}} - B_{3\text{КБП}} - B_{1\text{КБП}}) (D_{1\text{КБП}}^2 + D_{1\text{КБП}} \cdot D_{3\text{КБП}} + D_{3\text{КБП}}^2 - \\ - d_{1\text{КБП}}^2 - d_{1\text{КБП}} \cdot d_{3\text{КБП}} - d_{3\text{КБП}}^2) + V_{3\text{КБП}} + 0,25\pi e_{\text{крКБП}} (D_{\text{крКБП}}^2 - d_{\text{крКБП}}^2),$$

де $B_{\text{КБП}}$ – сумарна ширина картеру, мм; $B_{1\text{КБП}}$, $B_{2\text{КБП}}$, $B_{3\text{КБП}}$; $D_{1\text{КБП}}$, $D_{3\text{КБП}}$; $d_{1\text{КБП}}$, $d_{3\text{КБП}}$ – ширини, зовнішні та внутрішні діаметри відповідних частин картеру, мм, див. рис. 3; $e_{\text{КБП}}$ та $e_{\text{крКБП}}$ – товщина стінки картеру БП та його кришки, мм.

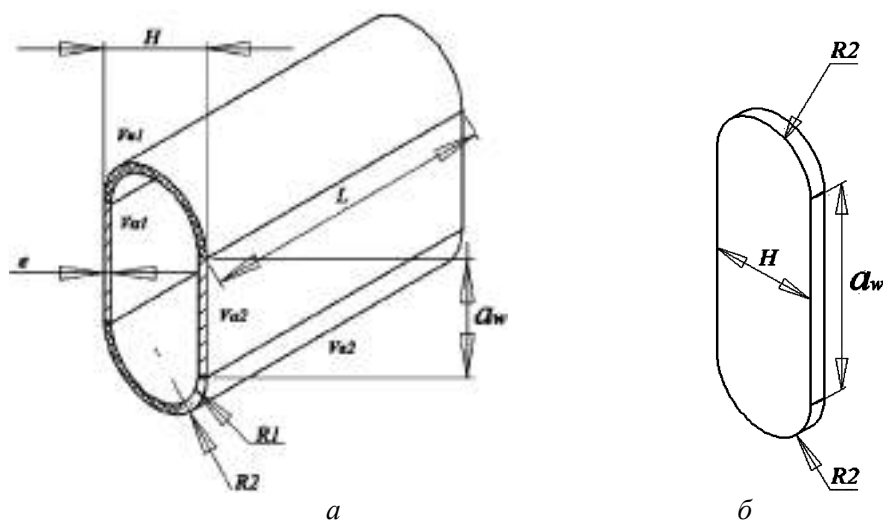


Рисунок 2 – Модель картеру МПП:
а – основна частина; б – торцеві стінки

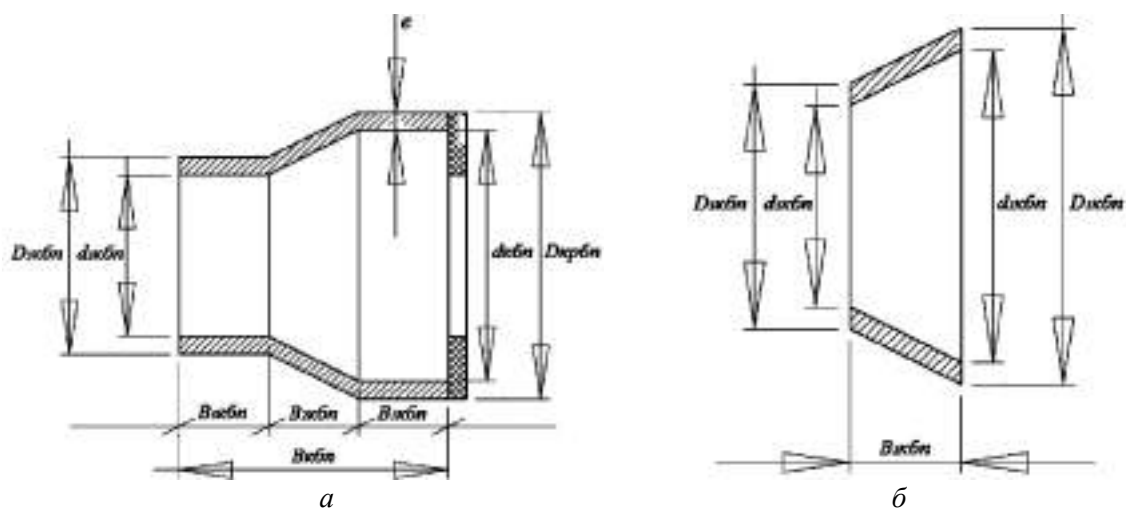


Рисунок 3 – Модель картеру БП:
а – загальна схема; б – конічна частина

Об'єм $V_{ЗК\text{ БП}}$ приймаємо, як у трансмісії-прототипу, тому що габарит цієї частини картера, а також сумарна ширина картеру $B_{К\text{ БП}}$ залишається незмінною із умови розміщення ведучого колеса.

Формування системи обмежень. Обмеження повинні враховувати конструктивні особливості трансмісії, геометричні та кінематичні характеристики зубчастих передач, міцність та витривалість зачеплень, а також габарити існуючого МТВ.

1) Для схеми МПП, що розглядається, міжосьові відстані зачеплень КП на передньому ході та ДР повинні бути рівні між собою, тобто

$$a_{wКП2} = \dots = a_{wКПk-1} = a_{wДР}.$$

З урахуванням змінних проектування для кожної передачі отримаємо умову

$$0,5m_{КП2}(z_{КП2,1} + z_{КП2,2}) = \dots = 0,5m_{КПk-1}(z_{КПk-1,1} + z_{k-1,2}) = 0,5m_{ДР}(z_{ДР,1} + z_{ДР,2}). \quad (21)$$

2) Зубці коліс повинні мати необхідну контактну витривалість, а також міцність при перевантаженнях. Тому введемо обмеження, які будуть відображати перевірочний розрахунок зубців по контактним напруженням, а саме,

а) для конічного зачеплення ГП:

$$\sigma_{HГП} \leq \sigma_{HРГП}, \sigma_{HМГП} \leq \sigma_{HРМГП}; \quad (22)$$

б) для циліндричних зачеплень КП та ДР:

$$\sigma_{H\mu} \leq \sigma_{HР\mu}, \sigma_{HМ\mu} \leq \sigma_{HРМ\mu}; \quad \sigma_{HДР} \leq \sigma_{HРДР}, \sigma_{HМДР} \leq \sigma_{HРМДР}; \quad (23)$$

в) для циліндричних зачеплень планетарних рядів СПР та БП:

$$\sigma_{HСПРc-ct} \leq \sigma_{HРСПРc-ct}, \sigma_{HСПРct-3} \leq \sigma_{HРСПРct-3}, \sigma_{HМСПРc-ct} \leq \sigma_{HРМСПРc-ct}, \sigma_{HМСПРct-3} \leq \sigma_{HРМСПРct-3}; \\ \sigma_{HБПc-ct} \leq \sigma_{HРБПc-ct}, \sigma_{HБПct-3} \leq \sigma_{HРБПct-3}, \sigma_{HМБПc-ct} \leq \sigma_{HРМБПc-ct}, \sigma_{HМБПct-3} \leq \sigma_{HРМБПct-3}, \quad (24)$$

де σ_H та σ_{HM} – розрахункові контактні напруження при дії номінального та максимального навантаження; σ_{HR} та σ_{HRM} – контактні напруження, що допускаються при дії номінального та максимального навантаження.

3) Зубці коліс повинні мати необхідну згинну витривалість, а також міцність при перевантаженнях. Наступні обмеження відображають перевірочний розрахунок зубців на міцність при згині,

а) для конічного зачеплення ГП:

$$\sigma_{FГП1(2)} \leq \sigma_{FРГП1(2)}, \sigma_{FМГП1(2)} \leq \sigma_{FРМГП1(2)}; \quad (25)$$

б) для циліндричних зачеплень КП та ДР:

$$\sigma_{F\mu 1(2)} \leq \sigma_{FР\mu 1(2)}, \sigma_{FМ\mu 1(2)} \leq \sigma_{FРМ\mu 1(2)}; \quad \sigma_{FДР 1(2)} \leq \sigma_{FРДР 1(2)}, \sigma_{FМДР 1(2)} \leq \sigma_{FРМДР 1(2)}; \quad (26)$$

в) для циліндричних зачеплень планетарних рядів СПР та БП:

$$\sigma_{FСПРc} \leq \sigma_{FРСПРc}, \sigma_{FСПРct} \leq \sigma_{FРСПРct}, \sigma_{FСПР3} \leq \sigma_{FРСПР3}, \\ \sigma_{FМСПРc} \leq \sigma_{FРМСПРc}, \sigma_{FМСПРct} \leq \sigma_{FРМСПРct}, \sigma_{FМСПР3} \leq \sigma_{FРМСПР3}; \\ \sigma_{FБПc} \leq \sigma_{FРБПc}, \sigma_{FБПct} \leq \sigma_{FРБПct}, \sigma_{FБП3} \leq \sigma_{FРБП3},$$

$$\sigma_{FMBПс} \leq \sigma_{FPMБПс}, \sigma_{FMBПст} \leq \sigma_{FPMБПст}, \sigma_{FMBПз} \leq \sigma_{FPMБПз}, \quad (27)$$

де σ_F та σ_{FM} – розрахункові згинні напруження при дії номінального та максимального навантаження; σ_{FP} та σ_{FPM} – згинні напруження, що допускаються при дії номінального та максимального навантаження.

4) *Модулі зубців* для циліндричних передач стандартизовано. Введемо обмеження рівності, згідно якого вони повинні приймати конкретні числові значення з наступного ряду:

$$m_n = 2; 2,25; 2,5; 2,75; 3; 3,5; 4; 4,5; 5; 5,5; 6, \dots, m_{n \max}. \quad (28)$$

Приймаємо $m_{n \max} = 6$ мм, ця величина традиційно є максимальною для трансмісій легких гусеничних машин [10, 11] (при необхідності значення можна збільшити).

У конічній передачі модуль може бути нестандартною величиною (завдяки особливостям технології зубонарізання). Тому для неї обмеження по середньому нормальному модулю запишемо в наступному вигляді:

$$m_{n \min} \leq m_n \leq m_{n \max}. \quad (29)$$

Виходячи з традицій проектування трансмісій [10], попередньо приймаємо $m_{n \min} = 2$ мм, $m_{n \max} = 6$ мм.

5) *Числа зубців коліс* повинні приймати цілі значення (мають бути натуральними – N), а також обмежені верхнім $z_{\max}$ та нижнім значенням $z_{\min}$ з міркувань області існування зачеплення та технології виготовлення. Тоді запишемо наступні обмеження:

$$\{z_{ГП1}, z_{ГП2}, z_{КП2,1}, \dots, z_{КПк-1,1}, z_{КП2,2}, \dots, z_{КПк-1,2}, z_{ДР1}, z_{ДР2}, z_{СПРс}, z_{СПРст}, z_{СПРз}, z_{БПс}, z_{БПст}, z_{БПз}\} \in N; \\ z_{\min} \leq \{z_{ГП1}, z_{ГП2}, z_{КП2,1}, \dots, z_{КПк-1,1}, z_{КП2,2}, \dots, z_{КПк-1,2}, z_{ДР1}, z_{ДР2}, z_{СПРс}, z_{СПРст}, z_{СПРз}, z_{БПс}, z_{БПст}, z_{БПз}\} \leq z_{\max}. \quad (30)$$

Прийmemo наступні значення:

- для циліндричних коліс із зовнішніми прямими зубцями $z_{\min} = 17$, для якого відсутнє підрізання, а максимальне число зубців для трансмісій гусеничних машин $z_{\max} = 80$ [10, 11];
- для циліндричних коліс із внутрішніми зубцями $z_{\min} = 40$ (при менших z різко підвищується ймовірність інтерференції у зачепленні), $z_{\max} = 120$;
- для конічних коліс із круговими зубцями $z_{\min} = 12$, $z_{\max} = 80$.

6) *Числа зубців коліс планетарних рядів* повинні задовольняти умовам співвідно-сті, збірки та сусідства,

$$z_{ст} = 0,5(z_з - z_с); \quad (z_с + z_з)/n_{ст} = C; \quad (z_с + z_{ст}) \sin \pi/n_{ст} > (z_{ст} + 2), \quad (31)$$

де C – ціле число; $n_{ст}$ – кількість сателітів.

7) *Обмеження на передавальні відношення зубчастих пар трансмісії*. З вимоги габаритного співвідношення зубчастих коліс передавальні відношення не повинні перевищувати граничні значення $i_{\min}$ та $i_{\max}$, тоді маємо:

$$|i_{\min}| \leq |i| = \left| \frac{\omega_1}{\omega_2} \right| = \frac{z_2}{z_1} \leq |i_{\max}|. \quad (32)$$

Для подальших розрахунків, зважаючи на загальні рекомендації при проектуванні трансмісій [11], прийmemo $|i_{\min}| = 0,5$, $|i_{\max}| = 5$.

Для планетарних рядів обмеження (32) записується через внутрішнє передавальне відношення p ,

$$|p_{\min}| \leq |p| = \frac{z_{\alpha}}{z_c} \leq |p_{\max}|. \quad (33)$$

Приймаємо, виходячи з рекомендацій щодо проектування планетарних трансмісій [11], $|p_{\min}| = 2$, $|p_{\max}| = 5$.

8) *Кути нахилу зубців конічних коліс* повинні бути у межах від $\beta_{\min}$ до $\beta_{\max}$, тоді

$$\beta_{\min} \leq \beta \leq \beta_{\max}. \quad (34)$$

Приймаємо наступні обмеження кута нахилу у середньому перерізі [12]: $\beta_{\min} = 0^\circ$ (зерол-колеса), $\beta_{\max} = 40^\circ$.

9) *Коефіцієнти ширини зубчастого колеса* ψ_{bd} для циліндричних зачеплень та $\psi_m = b_w/R_m$ для конічних не повинні перевищувати максимальні значення, це можна представити у вигляді наступних обмежень-нерівностей:

$$\psi_{bd} \leq \psi_{bd \max}; \quad \psi_m \leq \psi_{m \max}. \quad (35)$$

Для циліндричних коліс трансмісій традиційно у якості максимального значення приймають $\psi_{bd \max} = 0,5$ [11]. Для конічних коліс приймаємо $\psi_{m \max} = 0,35$ [12].

10) *Габаритні обмеження (умова розміщення нової трансмісії в існуюче МТВ)*. Для картеру МПП:

$$L_{\text{МПП}} \leq L_{\text{МПП max}}; \quad B_{\text{МПП}} \leq B_{\text{МПП max}}; \quad H_{\text{МПП}} \leq H_{\text{МПП max}}, \quad (36)$$

а для картеру БП:

$$D_{\text{К БП}} \leq D_{\text{К БП max}}; \quad B_{\text{К БП}} \leq B_{\text{К БП max}}, \quad (37)$$

де $L_{\text{МПП max}}$, $B_{\text{МПП max}}$, $H_{\text{МПП max}}$, $D_{\text{К БП max}}$, $B_{\text{К БП max}}$ – відповідні максимально можливі габарити із умови розміщення МПП та БП.

11) *Розрахункові передавальні відношення трансмісії* $i_{\text{Т}\mu}^{\text{розр}}$ повинні задовольняти умові, що пов'язана з цілими значеннями чисел зубців,

$$i_{\text{Т}\mu} \left(1 - \frac{\Delta i_{\text{Т}}}{100} \right) \leq i_{\text{Т}\mu}^{\text{розр}} \leq i_{\text{Т}\mu} \left(1 + \frac{\Delta i_{\text{Т}}}{100} \right), \quad \mu = 1, \dots, k-1, \quad (38)$$

де $\Delta i_{\text{Т}}$ – похибка передавального відношення трансмісії, що задається проектувальником;

$$i_{\text{Т}1}^{\text{розр}} = i_{\text{ГП}} \cdot i_{\text{ДР}} \cdot i_{\text{БП}} (1 + |p_{\text{СПР}}|) = \frac{z_{\text{ГП}2}}{z_{\text{ГП}1}} \cdot \frac{z_{\text{ДР}2}}{z_{\text{ДР}1}} \cdot \left(1 + \frac{z_{\text{БП}e}}{z_{\text{БП}c}} \right) \left(1 + \frac{z_{\text{СПР}e}}{z_{\text{СПР}c}} \right);$$

$$i_{\text{Т}\mu}^{\text{розр}} = \frac{i_{\text{ГП}} \cdot i_{\text{КП}\mu} \cdot i_{\text{ДР}} \cdot i_{\text{БП}} (1 + |p_{\text{СПР}}|)}{|p_{\text{СПР}}| \cdot i_{\text{ДР}} + i_{\text{КП}\mu}} = \frac{\frac{z_{\text{ГП}2}}{z_{\text{ГП}1}} \cdot \frac{z_{\text{КП}\mu 2}}{z_{\text{КП}\mu 1}} \cdot \frac{z_{\text{ДР}2}}{z_{\text{ДР}1}} \cdot \left(1 + \frac{z_{\text{БП}e}}{z_{\text{БП}c}} \right) \left(1 + \frac{z_{\text{СПР}e}}{z_{\text{СПР}c}} \right)}{\frac{z_{\text{СПР}e}}{z_{\text{СПР}c}} \cdot \frac{z_{\text{ДР}2}}{z_{\text{ДР}1}} + \frac{z_{\text{КП}\mu 2}}{z_{\text{КП}\mu 1}}}, \quad \mu = 2, \dots, k-1.$$

І на останок підкреслимо, що усі вищенаведені числові значення обмежень носять рекомендований характер. При необхідності та достатньому обґрунтуванні, виходячи з досвіду проектування, вони можуть бути розширені.

Висновки. 1. Оптимізація трансмісії легкого багатоцільового гусеничного транспортера-тягача МТ-ЛБ є перспективною науково-прикладною задачею, розв'язання якої дає можливість покращити масові характеристики машини, а також забезпечити навантажувальну здатність та довговічність трансмісії при модернізації машини для забезпечення більшої потужності та (або) максимальної швидкості руху.

2. Побудовано математичну модель оптимізації трансмісії за масою, а саме, розглянуто цільову функцію, що враховує геометрію, міцність та масогабаритні властивості основних деталей та вузлів; визначені змінні проектування; розроблено методику визначення мас елементів трансмісії через змінні проектування; сформовано систему обмежень, які накладаються на змінні проектування.

3. У подальших дослідженнях планується обрання методів розв'язання задачі оптимізації, побудова прикладних методик і алгоритмів, виконання тестових і перевіірочних розрахунків для підтвердження та оцінки отриманих теоретичних результатів.

Література: 1. Александров Е. Е. Проблемы многокритериальной оптимизации трансмиссий транспортных средств // *Машиноведение и техносфера на рубеже 21 века*. Т. 1 / Е. Е. Александров, В. Б. Самородов. – Донецк, 1999. – С. 26–29. 2. 10:1 на користь "Булатів" / Народна армія. – 2 лютого, 2017. – №5 {5485}. – С. 4. 3. МТ-ЛБ і його модифікації // *Військова панорама*. – 11 грудня 2011. – Режим доступу : <http://wartime.org.ua/455-mt-lb-yogo-modifikaciyi.html>. – Дата звернення: 12 лютого 2017. 4. Бондаренко О. В. Оптимізації співвісних ступінчастих приводів машин по масогабаритним характеристикам на прикладі тривальних коробок передач / Олексій Бондаренко, Олександр Устиненко // *Вісник Національного Політехнічного Інституту «Харківський Політехнічний Інститут»*: збірник наукових праць: тематичний випуск «Машинознавство та САПР». – Харків : НТУ «ХПІ». – 2012. – № 22. – С. 16–27. 5. Бондаренко О. В. Суміщення методів ЛПт-пошуку та звуження околів при оптимізації тривальних коробок передач / Олексій Бондаренко // *Механіка та машинобудування*. – Харків : НТУ «ХПІ» – 2010. – № 1. – С. 78–84. 6. Калінін П. М. До питання оптимально-раціонального проектування ступінчастих зубчастих редукторів / П. М. Калінін, Ю. О. Остапчук, Ю. В. Жережон-Зайченко, В. І. Юсов, В. І. Сериков // *Вісник НТУ «ХПІ»*. Серія: Проблеми механічного приводу. – Х. : НТУ «ХПІ» – 2016. – № 23 (1195). – С. 64–71. 7. Бондаренко О. В. Оптимізація трансмісії гусеничного транспортера-тягача МТ-ЛБ за масою: цільова функція, змінні проектування та обмеження / О. В. Бондаренко, І. Є. Клочков О. В. Устиненко // *Вісник НТУ «ХПІ»*. Серія: Машинознавство та САПР. – Х. : НТУ «ХПІ». – 2017. – № 12 (1234). – С. 3–8. 8. Реклейтис Г. Оптимизация в технике / Реклейтис Г., Рейвиндран А., Рэгсдел К. [пер. с англ.] М. : Мир, 1986. – Т. 1. – 349 с. 9. Легкий многоцелевой гусеничный транспортер-тягач МТ-ЛБ. Техническое описание и инструкция по эксплуатации. – М. : Военное изд-во, 1985. – 447 с. 10. Платонов В. Ф., Леиашвили Г. Р. Гусеничные и колесные транспортно-тяговые машины. – М. : Машиностроение, 1986. – 296 с. 11. Волонцевич Д. О. Колесные и гусеничные машины высокой проходимости (конструкции, теория, расчет, производство, эксплуатация) в 10-ти томах. – Том 3. Трансмиссии. – Кн. 1. Ступенчатые трансмиссии: расчет и основы конструирования / Волонцевич Д. О., Елифанов В. В., Белов В. К. [под ред. Елифанова В. В.]. – Харьков : ХГПУ, 1996. – 202 с. 12. Загребельный В. Н. Конструирование, расчет геометрии и технология производства зубчатых конических колес центральных передач тракторов: Учеб. пособие. – Харьков : НТУ «ХПІ», 2001. – 380 с.

Bibliography (transliterated): 1. Aleksandrov E. E. Problemy mnogokriterial'noj optimizacii transmissij transportnyh sredstv // *Mashinovedenie i tekhnosfera na rubezhe 21 veka*. Т. 1 / Е. Е. Aleksandrov, V. B. Samorodov. – Doneck, 1999. – С. 26–29. 2. 10:1 na korist' "Bulativ" / *Narodna armiya*. – 2 lyutogo, 2017. – №5 {5485}. – S. 4. 3. MT-LB i jogo modifikacii // *Vijs'kova panorama*. – 11 grudnya 2011. – Rezhim dostupu : <http://wartime.org.ua/455-mt-lb-yogo-modifikaciyi.html>. – Data zvernennya: 12 lyutogo 2017. 4. Bondarenko O. V. Optimizacii spivvisnih stupinchastih privodiv mashin po

masogabaritnim karakteristikam na prikladi trival'nih korobok peredach / Oleksij Bondarenko, Oleksandr Ustinenko // *Visnik Nacional'nogo Politekhničnogo Institutu «Harkivs'kij Politekhničnij Institut»: zbirnik naukovih prac': tematičnij vipusk «Mashinoznavstvo ta SAPR»*. – Harkiv : NTU «HPI». – 2012. – № 22. – S. 16–27. **5.** Bondarenko O. V. Cumishchennya metodiv LPt-poshuku ta zvuzhennya okoliv pri optimizacii tri-val'nih korobok peredach / Oleksij Bondarenko // *Mekhanika ta mashinobuduvannya*. – Harkiv : NTU «HPI» – 2010. – № 1. – S. 78–84. **6.** Kalinin P. M. Do pitannya optimal'no-racional'nogo proe-ktuvannya stupinchastih zubchastih reduktoriv / P. M. Kalinin, YU. O. Ostapchuk, YU. V. ZHerezhon-Zajchenko, V. I. YUsov, V. I. Srikov // *Visnik NTU «HPI»*. Seriya: Problemi me-hanichnogo privodu. – H. : NTU «HPI» – 2016. – № 23 (1195). – S. 64–71. **7.** Bondarenko O. V. Op-timizaciya transmisii gusenichnogo transportera-tyagacha MT-LB za masoyu: cil'ova funkciya, zminni proektuvannya ta obmezheniya / O. V. Bondarenko, I. Є. Klochkov O. V. Ustinenko // *Visnik NTU «HPI»*. Seriya: Mashinoznavstvo ta SAPR. – H. : NTU «HPI». – 2017. – № 12 (1234). – S. 3–8. **8.** Reklejtis G. Optimizaciya v tekhnike / Reklejtis G., Rejvindran A., Rehgsdel K. [per. s angl.] M. : Mir, 1986. – T. 1. – 349 s. **9.** Legkij mnogocelovoj gusenichnyj transporter-tyagach MT-LB. Tekhnicheskoe opisanie i instrukciya po ehkspluatacii. – M. : Voennnoe izd-vo, 1985. – 447 s. **10.** Platonov V. F., Leiashvili G. R. Gusenichnye i kolesnye transportno-tyagovye ma-shiny. – M. : Mashinostroenie, 1986. – 296 s. **11.** Voloncevich D. O. Kolesnye i gusenichnye ma-shiny vysokoj prohodimosti (konstrukcii, teoriya, raschet, proizvodstvo, ehkspluataciya) v 10-ti tomah. – Tom 3. Transmissii. – Kn. 1. Stupenchatye transmissii: raschet i osnovy kon-struirovaniya / Voloncevich D. O., Epifanov V. V., Belov V. K. [pod red. Epifanova V. V.]. – Har'kov : HGPU, 1996. – 202 s. **12.** Zagrebel'nyj V. N. Konstruirovaniye, raschet geometrii i tekhnologiya proizvodstva zubchatyh konicheskikh koles central'nyh peredach traktorov: Ucheb. posobie. – Har'kov : NTU «HPI», 2001. – 380 s.

Устиненко О.В., Бондаренко О.В., Клочков І.Є.

МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ОПТИМІЗАЦІЇ ТРАНСМІСІЇ ГУСЕНИЧНОГО ТРАНСПОРТЕРА-ТЯГАЧА МТ-ЛБ ЗА МАСОЮ

Розв'язання задачі оптимізації трансмісії гусеничного транспортера-тягача МТ-ЛБ є перспективним напрямком досліджень, тому що дозволяє поліпшити масові характеристики машини. Побудовано математичну модель оптимізації за масою: розглянуто цільову функцію, визначені змінні проектування, сформовано систему обмежень.

Устиненко А.В., Бондаренко А.В., Клочков И.Е.

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ОПТИМИЗАЦИИ ТРАНСМИССИИ ГУСЕНИЧНОГО ТРАНСПОРТЕРА-ТЯГАЧА МТ-ЛБ ПО МАССЕ

Решение задачи оптимизации трансмиссии гусеничного транспортера-тягача МТ-ЛБ является перспективным направлением исследований, так как позволяет улучшить массовые характеристики машины. Построена математическая модель оптимизации по массе: рассмотрена целевая функция, определены переменные проектирования, сформирована система ограничений.

O. Ustynenko, O. Bondarenko, I. Klochkov

MATHEMATICAL MODEL OF OPTIMIZATION FOR TRANSMISSION OF TRACKED LOAD-CARRIER/PRIME MOVER MT-LB

Solving the problem of optimizing for transmission of tracked load-carrier/prime mover MT-LB is a perspective area of research because it improves the mass characteristics of the machine. Mathematical model of optimization by weight was built, that is: optimization objective function was considered, variables of planning were defined, the system of limits was formed.

ПАРАМЕТРИЧЕСКИЙ СИНТЕЗ ЦИФРОВОЙ СИСТЕМЫ СТАБИЛИЗАЦИИ ТВЕРДОТОПЛИВНОЙ РАКЕТЫ ОПЕРАТИВНО- ТАКТИЧЕСКОГО НАЗНАЧЕНИЯ

Постановка задачи. В ответ на разработанный Россией ракетный комплекс «Искандер» украинские специалисты ответили разработкой ракетного комплекса «Гром», имеющим аналогичные тактико-технические характеристики. Комплекс «Гром» устанавливается на мобильной пусковой установке на базе армейского варианта отечественного автомобиля «КрАЗ» и содержит две твердотопливные ракеты, способных доставлять боевую часть массой 480 кг на расстояние 300 км. Основной проблемой при создании цифровой системы управления ракетного комплекса «Гром» является обеспечение высокой точности стрельбы, определяемой точностью стабилизации корпуса ракеты относительно заданной траектории полета.

В работе [1] приведено описание процедуры параметрического синтеза стабилизатора ракеты-носителя с аналоговым автоматом стабилизации с помощью программного комплекса MathCAD. Эта процедура включает следующие этапы:

- разработка математической модели возмущенного движения объекта стабилизации;
- выбор структуры автомата стабилизации, определяющей аналоговую или цифровую форму алгоритма стабилизации;
- получение характеристического уравнения замкнутой системы стабилизации в предположении, что автомат стабилизации является аналоговым;
- расчет корней характеристического уравнения замкнутой аналоговой системы стабилизации;
- расчет амплитудно-фазо-частотных (АФЧХ) характеристик замкнутой системы стабилизации;
- построение областей устойчивости замкнутой системы стабилизации в плоскостях варьируемых параметров автомата стабилизации;
- выбор значений варьируемых параметров автомата стабилизации, обеспечивающих нахождение рабочей точки замкнутой системы внутри областей устойчивости и соответствующее качество процессов стабилизации в соответствии с видом АФЧХ замкнутой системы.

Приведенная выше процедура параметрического синтеза автомата стабилизации ракеты-носителя в совокупности с методом замороженных коэффициентов [2] позволяет отыскивать значения варьируемых параметров автомата стабилизации для любого момента времени активного участка траектории полета ракеты, обеспечивающие устойчивость замкнутой системы стабилизации и требуемый запас устойчивости по амплитуде и по фазе. Вместе с тем, такая процедура обладает целым рядом недостатков, основными из которых являются:

- приведенная процедура возможна только лишь для линейных математических моделей объекта стабилизации и автомата стабилизации;
- приведенная процедура с большой натяжкой может быть использована для параметрического синтеза автомата стабилизации с бортовой цифровой вычислительной машиной (БЦВМ) в контуре управления, в связи с тем, что не учитывает величину периода квантования БЦВМ;

© Т.Е. Александрова, 2018

• запас устойчивости и быстродействие замкнутой системы стабилизации, обеспечиваемые использованием приведенной процедуры, весьма косвенно связаны с точностью стабилизации ракеты относительно заданной траектории движения, и могут служить весьма приближенным показателем точности.

Целью настоящей работы является разработка процедуры параметрического синтеза цифрового автомата стабилизации для твердотопливной ракеты средней дальности с нелинейной характеристикой исполнительного органа, обеспечивающей высокую точность стабилизации ракеты относительно заданной траектории движения.

Математическая модель непрерывной части замкнутой цифровой системы стабилизации. Математическая модель возмущенного движения твердотопливной ракеты в канале рыскания записывается в виде [2]

$$\ddot{z}(t) = a'_{zz}\dot{z}(t) + a_{z\psi}\psi(t) + a_{z\delta}\delta(t) + a_{zf}f_z(t); \quad (1)$$

$$\ddot{\psi}(t) = a'_{\psi z}\dot{z}(t) + a_{\psi\psi}\psi(t) + a_{\psi\delta}\delta(t) + a_{\psi m}m_{\psi}(t), \quad (2)$$

где $z(t)$ – боковое смещение центра масс ракеты от заданной траектории движения в горизонтальной плоскости; $\psi(t)$ – угловое отклонение корпуса ракеты от заданного направления движения; $\delta(t)$ – угловое отклонение маршевого двигателя от нейтрального положения; $f_z(t)$ – боковое возмущение от силы ветра, приложенное к центру давления; $m_{\psi}(t)$ – возмущающий момент от боковой составляющей силы ветра, причем

$$m_{\psi}(t) = f_z(t) \cdot a,$$

где a – расстояние по продольной оси ракеты от центра давления до центра масс.

На трехосной гиросtabilизированной платформе, где внутренняя ось представляет собой ось вращения, промежуточная – ось рыскания, наружная – ось тангажа, расположены три гироблока и три акселерометра, оси чувствительности которых совпадают по направлению с главными центральными осями генерации корпуса ракеты. Таким образом в канале рыскания с выходов датчиков, расположенных на гиросtabilизированной платформе, поступает информация о следующих текущих координатах объекта стабилизации: угловым отклонением $\psi(t)$, угловой скорости $\omega_{\psi}(t)$ и линейной скорости $w_z(t)$. Выходная информация с датчиков поступает на входы преобразователя аналог – код, а с него – на входы БЦВМ, формирующей в канале рыскания алгоритм стабилизации в виде

$$\sigma_{\psi}[nT] = k_z \tilde{z}[nT] + k_z \tilde{w}_z[nT] + k_{\psi} \tilde{\psi}[nT] + k_{\psi} \tilde{\omega}_{\psi}[nT]; \quad (3)$$

$$\begin{aligned} \tilde{w}_z[nT] = & a_1 \{w_z[nT] + 2w_z[(n-1)T] + w_z[(n-2)T]\} - \\ & - d_1 \tilde{w}_z[(n-1)T] - d_2 \tilde{w}_z[(n-2)T]; \end{aligned} \quad (4)$$

$$\tilde{z}[nT] = \sum_{j=0}^n \tilde{w}_z[jT]; \quad (5)$$

$$\begin{aligned} \tilde{\psi}[nT] = & a_1 \{\psi[nT] + 2\psi[(n-1)T] + \psi[(n-2)T]\} - \\ & - d_1 \tilde{\psi}[(n-1)T] - d_2 \tilde{\psi}[(n-2)T]; \end{aligned} \quad (6)$$

$$\begin{aligned} \tilde{\omega}_{\psi}[nT] = & a_1 \{\omega_{\psi}[nT] + 2\omega_{\psi}[(n-1)T] + \omega_{\psi}[(n-2)T]\} - \\ & - d_1 \tilde{\omega}_{\psi}[(n-1)T] - d_2 \tilde{\omega}_{\psi}[(n-2)T]; \end{aligned} \quad (7)$$

$$u_{\psi}[nT] = \begin{cases} \sigma_{\psi}[nT] & \text{при } U^* \leq |\sigma_{\psi}[nT]| \leq U^{**}; \\ U^* \operatorname{sign} \sigma_{\psi}[nT] & \text{при } |\sigma_{\psi}[nT]| < U^*; \\ U^{**} \operatorname{sign} \sigma_{\psi}[nT] & \text{при } |\sigma_{\psi}[nT]| > U^{**}. \end{cases} \quad (8)$$

Соотношения (4), (6) и (7) представляют собой реализацию цифровых низкочастотных факторов Баттеруорта второго порядка с константами a_1 , d_1 и d_2 , значения которых составляют [3]:

$$a_1 = 0,05445; \quad d_1 = -1,24011; \quad d_2 = 0,45724.$$

Цифровые фильтры Баттеруорта достаточно эффективно осуществляют фильтрацию высокочастотных помех решетчатых функций.

Будем предполагать, что управление ракетой осуществляется путем поворота сопла твердотопливного реактивного двигателя (ТТРД) с помощью электрогидравлического усилителя (ЭГУ), устройство которого приведено в работе [4]. ЭГУ содержит поворотный электромагнит и гидроусилитель. Выходной сигнал БЦВМ в виде решетчатой функции $u_{\psi}[nT]$ поступает на вход преобразователя «код – аналог», а преобразованный аналоговый сигнал $u_{\psi}(t)$, определяемый соотношением

$$u_{\psi}[t] = \begin{cases} u_{\psi}[nT] & \text{при } nT \leq t < (n+1)T; \\ u_{\psi}[(n+1)T] & \text{при } (n+1)T \leq t < (n+2)T, \end{cases} \quad (9)$$

с выхода преобразователя поступает на вход управляющей обмотки электромагнита ЭГУ.

Структурная схема ЭГУ приведена на рис. 1.

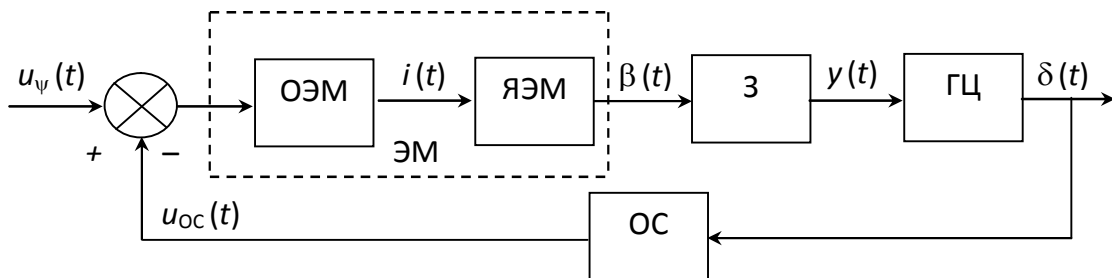


Рисунок 1 – Структурная схема ЭГУ:

ЭМ – электромагнит; ОЭМ – обмотка электромагнита; ЯЭМ – якорь электромагнита;
З – золотник ЭГУ; ГЦ – гидроцилиндр; ОС – обратная связь ЭГУ.

Величина тока в обмотке управления определяется дифференциальным уравнением

$$L_y \frac{di(t)}{dt} + r_y i(t) = u_{\psi}(t) - u_{oc}(t), \quad (10)$$

где r_y – активное сопротивление обмотки; L_y – индуктивность обмотки; $u_{oc}(t)$ – сигнал отрицательной обратной связи по отношению оси ТТРД от продольной оси ракеты

$$u_{oc}(t) = k_{oc} \delta(t), \quad (11)$$

где k_{oc} – коэффициент усиления цепи обратной связи.

До обговорення

Момент $m_\beta(t)$, создаваемый электромагнитом и приложенный к якорю и связанной с ним заслонке пропорционален величине тока в обмотке якоря

$$m_\beta(t) = k_e i(t), \quad (12)$$

где k_e – коэффициент пропорциональности.

Под действием момента (12) заслонка, закрепленная на якоре электромагнита, поворачивается на угол $\beta(t)$, определяемый дифференциальным уравнением

$$I_k \frac{d^2 \beta(t)}{dt^2} + f \frac{d \beta(t)}{dt} + c \beta(t) = m_\beta(t), \quad (13)$$

где I_k – момент инерции якоря электромагнита с заслонкой относительно оси поворота; f – коэффициент жидкостного трения в шарнире якоря; c – коэффициент жесткости центрирующей пружины.

Поворот заслонки ЭГУ вызывает перемещение золотника на расстояние $y(t)$ в соответствии с дифференциальным уравнением

$$T_3 \frac{d y(t)}{dt} + y(t) = k_3 \beta(t), \quad (14)$$

где T_3 – постоянная времени гидроусилителя; k_3 – коэффициент усиления гидроусилителя.

Дифференциальное уравнение возмущенного движения гидроцилиндра, выходной шток которого механически связан с поворотным соплом ТТРД, записывается в виде

$$\frac{d \delta(t)}{dt} = k_{\Pi} y(t). \quad (15)$$

Рассмотрим передаточные функции каждого из динамических звеньев, образующих в совокупности ЭГУ, структурная схема которого представлена на рис. 1. Передаточная функция управляющей обмотки управления электромагнита записывается

$$W_{oy}(s) = \frac{L\{i(t)\}}{L\{u_\psi(t) - u_{oc}(t)\}} = \frac{k_{oy}}{T_{oy}s + 1}, \quad (16)$$

где k_{oy} и T_{oy} – коэффициент усиления и постоянная времени обмотки управления, определяемые соотношениями

$$T_{oy} = \frac{L_y}{r_y}; \quad k_{oy} = \frac{1}{r_y}.$$

Передаточная функция якоря электромагнита может быть записана с учетом соотношения (12) и уравнения (13) в следующем виде

$$W_\beta(s) = \frac{L\{\beta(t)\}}{L\{i(t)\}} = \frac{k_\beta}{T_{1\beta}^2 s^2 + T_{2\beta} s + 1}, \quad (17)$$

причем коэффициент усиления k_β и постоянные времени $T_{1\beta}$ и $T_{2\beta}$ равны:

До обговорення

$$k_{\text{я}} = \frac{k_{\text{е}}}{c}; \quad T_{1\text{я}} = \sqrt{\frac{I_{\text{к}}}{c}}; \quad T_{2\text{я}} = \frac{f}{c}.$$

Передаточная функция золотника, в соответствии с уравнением (14), принимает вид

$$W_3(s) = \frac{L\{y(t)\}}{L\{\beta(t)\}} = \frac{k_3}{T_{3\text{я}}s + 1}, \quad (18)$$

а передаточная функция гидроцилиндра, как следует из уравнения (15), записывается

$$W_{\text{ц}}(s) = \frac{L\{\delta(t)\}}{L\{y(t)\}} = \frac{k_{\text{ц}}}{s}, \quad (19)$$

С учетом соотношений (16)–(19) передаточная функция ЭГУ принимает вид

$$\begin{aligned} W_{\text{ЭГУ}}(s) &= \frac{W_{\text{оу}}(s)W_{\text{я}}(s)W_3(s)W_{\text{ц}}(s)}{1 + W_{\text{оу}}(s)W_{\text{я}}(s)W_3(s)W_{\text{ц}}(s)k_{\text{ос}}} = \\ &= \frac{k_{\text{оу}}k_{\text{я}}k_3k_{\text{ц}}}{\left[(T_{\text{оу}}s + 1)(T_{1\text{я}}^2s^2 + T_{2\text{я}}s + 1)(T_3s + 1)s + k_{\text{оу}}k_{\text{я}}k_3k_{\text{ц}}k_{\text{ос}} \right]}. \end{aligned} \quad (20)$$

Значения постоянных времени элементов ЭГУ $T_{\text{оу}}$, $T_{1\text{я}}$, $T_{2\text{я}}$ и T_3 чрезвычайно малы. Поэтому соотношение для передаточной функции ЭГУ (20) можно представить в упрощенном виде

$$W_{\text{ЭГУ}}(s) = \frac{k_{\text{оу}}k_{\text{я}}k_3k_{\text{ц}}}{s + k_{\text{оу}}k_{\text{я}}k_3k_{\text{ц}}k_{\text{ос}}}. \quad (21)$$

Разделим числитель и знаменатель (21) на свободный член знаменателя передаточной функции (21). В результате получаем передаточную функцию ЭГУ в виде

$$W_{\text{ЭГУ}}(s) = \frac{L\{\delta(t)\}}{L\{u_{\psi}(t)\}} = \frac{k_{\text{ЭГУ}}}{T_{\text{ЭГУ}}s + 1}, \quad (22)$$

где коэффициент усиления и постоянная времени ЭГУ определяются соотношениями

$$k_{\text{ЭГУ}} = \frac{1}{k_{\text{ос}}}; \quad T_{\text{ЭГУ}} = \frac{1}{k_{\text{оу}}k_{\text{я}}k_3k_{\text{ц}}k_{\text{ос}}}.$$

Используя соотношение (22) запишем упрощенное дифференциальное уравнение возмущенного движения ЭГУ

$$T_{\text{ЭГУ}} \frac{d\delta(t)}{dt} + \delta(t) = k_{\text{ЭГУ}} u_{\psi}(t). \quad (23)$$

Таким образом дифференциальные уравнения (1), (2) и (23) представляют собой математическую модель непрерывной части замкнутой системы стабилизации твердотопливной ракеты, а соотношения (3)–(9) – математическую модель дискретной части замкнутой системы, структурная схема которой приведена на рис. 2.

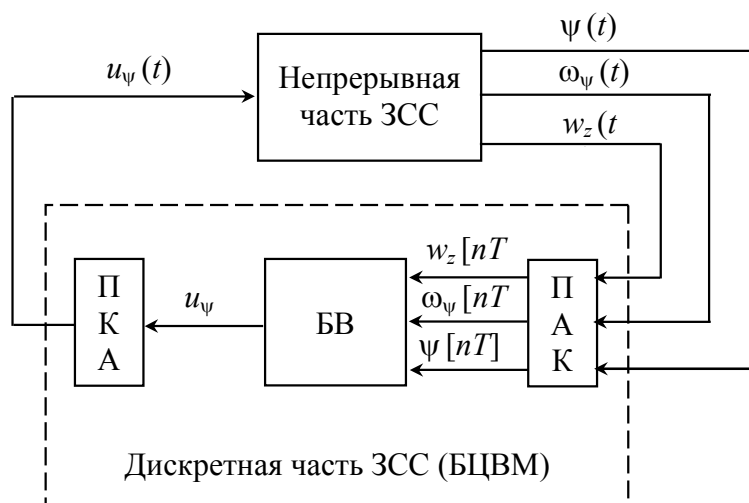


Рисунок 2 – Замкнутая система стабилизации (ЗСС) твердотопливной ракеты:
БВ – бортовой вычислитель; ПАК – преобразователь «аналог – код»;
ПКА – преобразователь «код – аналог»

Решение задачи параметрического синтеза состоит в отыскании значений варьируемых констант k_z и $k_{\dot{z}}$, k_ψ и $k_{\dot{\psi}}$ алгоритма стабилизации (3), обеспечивающих высокую точность стабилизации.

Процедура параметрического синтеза. В работе [5] проведено описание разработанного при участии автора алгоритмического метода параметрического синтеза динамической системы, находящейся под действием случайных внешних возмущений с известными стохастическими характеристиками. Метод основан на вычислении математического ожидания интегрального квадратичного функционала, являющегося количественной мерой отклонения текущей траектории движения динамической системы от требуемой траектории её движения. Вычисление функционала осуществляется многократно на решениях математической модели возмущенного движения динамической системы при конкретных реализациях случайной функции внешнего возмущения с последующей оценкой математического ожидания функционала и минимизации его с помощью метода Нелдера–Мида [5], реализованного в программных продуктах Optimization Toolbox и Minimize в интерактивных средах MATLAB и MATHCAD. Метод включает также целенаправленный вектор весовых коэффициентов интегрального квадратичного функционала качества динамической системы.

В отличие от известных ранее методов параметрического синтеза динамических систем метод, изложенный в [5], обладает целым рядом преимуществ, основными из которых являются:

- метод применим для динамических объектов любой сложности – нелинейных, нестационарных, континуальных, с аналоговыми и цифровыми регуляторами;
- метод применим для любых типов внешних возмущений, действующих на динамическую систему, с известными и неизвестными стохастическими характеристиками;
- метод предполагает целенаправленный выбор весовых коэффициентов аддитивного функционала качества функционирования динамической системы.

В работе [6] с помощью алгоритмического метода решена задача параметрического синтеза системы наведения и стабилизации основного вооружения танка и показана его высокая эффективность. Однако поставленная задача параметрического синте-

за цифрового стабилизатора твердотопливной баллистической ракеты имеет некоторые особенности, состоящие в следующем:

- коэффициенты системы дифференциальных уравнений возмущенного движения ракеты (1) и (2) непрерывно изменяются в широком диапазоне по мере выгорания топлива и изменения характеристик атмосферы, а метод «замороженных коэффициентов», обычно используемый при разработке стабилизаторов баллистических ракет, не имеет строгого математического обоснования;

- внешние возмущения от действия ветра на корпус ракеты имеют весьма широкие амплитудные и частотные спектры, а также неопределенные стохастические характеристики, что существенно усложняет составление имитационных моделей таких возмущений, используемых при использовании алгоритмического метода.

Первое обстоятельство приводит к выводу о том, что при вычислении интегрального квадратичного функционала качества верхний предел интеграла должен составлять все время движения ракеты на активном участке траектории, а в процессе интегрирования необходимо использовать табличные данные о значениях соответствующих коэффициентов в каждый момент движения ракеты.

Второе обстоятельство приводит к выводу о том, что вместо составления имитационной модели внешних возмущений, действующих на корпус ракеты в активной фазе полета, вследствие отсутствия каких-либо априорных данных о стохастических характеристиках внешних возмущений за исключением их возможных максимальных значений, можно выбрать два пути. Первый путь состоит в задании тестового возмущения, одинакового для любого из сравниваемых процессов. Второй путь состоит в использовании концепции возмущенно-невозмущенного движения А. М. Ляпунова, когда внешние возмущения вообще не рассматриваются, а вычисление значений функционала осуществляется при одинаковых значениях для каждого варианта расчета начальных условиях динамической системы. При этом значение функционала качества, вычисленного на решениях замкнутой динамической системы

$$\dot{X}(t) = \Phi[\alpha, X(t)] \quad (24)$$

составляет

$$I = V[\alpha, \beta, X(0)], \quad (25)$$

где $X(t)$ – вектор состояние системы; α – вектор варьируемых параметров; β – вектор весовых коэффициентов интегрального квадратичного функционала

$$I = \int_0^T \left[\sum_{i=1}^q \beta_i^2 x_i^2(t) \right] dt; \quad (26)$$

$V[\alpha, \beta, X(0)]$ – функция Ляпунова динамической системы [7].

Интегральный квадратичный функционал, численное значение которого, вычисленное на решениях математической модели замкнутой цифровой системы стабилизации баллистической ракеты определяет качество процессов стабилизации, в частности, точность стабилизации, представим в виде

$$I = \int_0^T \left[\beta_1^2 z^2(t) + \beta_2^2 \dot{z}^2(t) + \beta_3^2 \psi^2(t) + \beta_4^2 \dot{\psi}^2(t) \right] dt, \quad (27)$$

где T – длительность активного участка полета ракеты.

Аддитивний функціонал (27) представим в виде взвешенной суммы частных функционалов

$$I_z = \int_0^T z^2(t) dt; \quad I_{\dot{z}} = \int_0^T \dot{z}^2(t) dt; \quad (28)$$

$$I_\psi = \int_0^T \psi^2(t) dt; \quad I_{\dot{\psi}} = \int_0^T \dot{\psi}^2(t) dt;$$

$$I = \beta_1^2 I_z + \beta_2^2 I_{\dot{z}} + \beta_3^2 I_\psi + \beta_4^2 I_{\dot{\psi}}. \quad (29)$$

В работе [8] изложена разработанная при участии автора методика выбора весовых коэффициентов аддитивного функционала (29), в соответствии с которой весовые коэффициенты β_i определяются следующими соотношениями

$$\begin{aligned} \beta_1 &= \frac{z_{\max}}{I_z^* \left(\frac{z_{\max}^2}{I_z^*} + \frac{\dot{z}_{\max}^2}{I_{\dot{z}}^*} + \frac{\psi_{\max}^2}{I_\psi^*} + \frac{\dot{\psi}_{\max}^2}{I_{\dot{\psi}}^*} \right)}; \\ \beta_2 &= \frac{\dot{z}_{\max}}{I_{\dot{z}}^* \left(\frac{z_{\max}^2}{I_z^*} + \frac{\dot{z}_{\max}^2}{I_{\dot{z}}^*} + \frac{\psi_{\max}^2}{I_\psi^*} + \frac{\dot{\psi}_{\max}^2}{I_{\dot{\psi}}^*} \right)}; \\ \beta_3 &= \frac{\psi_{\max}}{I_\psi^* \left(\frac{z_{\max}^2}{I_z^*} + \frac{\dot{z}_{\max}^2}{I_{\dot{z}}^*} + \frac{\psi_{\max}^2}{I_\psi^*} + \frac{\dot{\psi}_{\max}^2}{I_{\dot{\psi}}^*} \right)}; \\ \beta_4 &= \frac{\dot{\psi}_{\max}}{I_{\dot{\psi}}^* \left(\frac{z_{\max}^2}{I_z^*} + \frac{\dot{z}_{\max}^2}{I_{\dot{z}}^*} + \frac{\psi_{\max}^2}{I_\psi^*} + \frac{\dot{\psi}_{\max}^2}{I_{\dot{\psi}}^*} \right)}, \end{aligned} \quad (30)$$

где $z_{\max}, \dot{z}_{\max}, \psi_{\max}, \dot{\psi}_{\max}$ – максимально возможные значения переменных состояния ракеты в стабилизируемом процессе; $I_z^*, I_{\dot{z}}^*, I_\psi^*, I_{\dot{\psi}}^*$ – минимальные значения частных функционалов (28), полученные при решении задач параметрического синтеза для каждого из частных функционалов (28). Таким образом, для отыскания весовых коэффициентов аддитивного функционала (29) необходимо последовательно решить четыре задачи параметрического синтеза стабилизатора для каждого из частных функционалов (28) и отыскать их минимальные значения $I_z^*, I_{\dot{z}}^*, I_\psi^*$ и $I_{\dot{\psi}}^*$.

Для решения каждой из последовательных задач параметрического синтеза дополнительно к математической модели возмущенного движения замкнутой системы стабилизации (1)–(8), (23) добавляется еще одно дифференциальное уравнение, а именно, уравнение

$$\dot{\gamma}_z(t) = z^2(t) \quad (31)$$

при решении первой из четырех последовательных задач; уравнение

$$\dot{\gamma}_{\dot{z}}(t) = \dot{z}^2(t) \quad (32)$$

при решении второй задачи; уравнение

$$\dot{\gamma}_{\psi}(t) = \psi^2(t) \quad (33)$$

при решении третьей задачи и, наконец, уравнение

$$\dot{\gamma}_{\dot{\psi}}(t) = \dot{\psi}^2(t) \quad (34)$$

при решении последней четвертой задачи.

Каждая из четырех последовательных задач решается при одинаковых начальных условиях: $z(0), \dot{z}(0), \psi(0), \dot{\psi}(0), \delta(0)$. Тогда из соотношений (28) и уравнений (31)–(34) имеем

$$\begin{aligned} I_z(k) &= \gamma_z(T, k); & I_{\dot{z}}(k) &= \gamma_{\dot{z}}(T, k); \\ I_{\psi}(k) &= \gamma_{\psi}(T, k); & I_{\dot{\psi}}(k) &= \gamma_{\dot{\psi}}(T, k), \end{aligned} \quad (35)$$

где k – вектор варьируемых констант алгоритма стабилизации

$$k = \left[k_z, k_{\dot{z}}, k_{\psi}, k_{\dot{\psi}} \right]^T.$$

Решение последовательных задач минимизации функций (35) по $k \in G_k$ осуществляется с помощью программного продукта Optimization Toolbox в среде MathLAB или с помощью продукта Minimiz в среде MATCAD. В результате получаем минимальные значения частных функционалов (28). Используя эти значения, вычисляем значения весовых коэффициентов аддитивного функционала (29).

Следующим этапом является решение задачи параметрического синтеза замкнутой системы стабилизации для аддитивного функционала (29). Для этого математическую модель замкнутой системы стабилизации дополним еще одним дифференциальным уравнением

$$\dot{\gamma}(t) = \left[\beta_1^2 z^2(t) + \beta_2^2 \dot{z}^2(t) + \beta_3^2 \psi^2(t) + \beta_4^2 \dot{\psi}^2(t) \right]. \quad (36)$$

Из сопоставления соотношения (29) и уравнения (36) имеем

$$I(k) = \gamma(T, k). \quad (37)$$

Используя указанные выше программные продукты, находим точку $k^* \in G_k$, доставляющую минимум функционалу (27) на множестве G_k допустимых значений варьируемых констант алгоритма стабилизации.

Построение множества G_k в пространстве варьируемых констант алгоритма стабилизации. Задача параметрического синтеза стабилизатора ракеты состоит в отыскании таких значений варьируемых констант алгоритма стабилизации, которые обеспечивают, во-первых, устойчивость замкнутой цифровой системы стабилизации и, во-вторых, доставляют минимум интегральному квадратичному функционалу (27), вычисленному на решениях математической модели возмущенного движения ракеты. Поэтому естественно предположить, что областью G_k является область устойчивости замкнутой системы стабилизации в пространстве возмущенных констант алгоритма стабили-

зации. Вместе с тем, построение области устойчивости замкнутой динамической системы с цифровым регулятором связано со значительными трудностями. Поэтому при построении множества G_k используют обычно линеаризованную непрерывную математическую модель возмущенного движения замкнутой системы стабилизации. Это связано со следующими обстоятельствами.

Во-первых, в соответствии с теоремами А. М. Ляпунова об устойчивости по первому приближению, исходная нелинейная система является устойчивой, если устойчива соответствующая ей линейная система первого приближения. Это означает, что область устойчивости системы первого приближения включает в себя область устойчивости исходной нелинейной системы.

Во-вторых, область устойчивости замкнутой системы стабилизации с цифровым стабилизатором расположена внутри области устойчивости с аналоговым стабилизатором аналогичной структуры. В работе [9] показано, что с ростом величины периода квантования цифрового стабилизатора область устойчивости замкнутой системы сокращается внутрь, оставаясь в границах области устойчивости с большим по величине периодом квантования.

В-третьих, в работах [1, 2] показано, что учет в математической модели замкнутой системы стабилизации постоянных времени исполнительного органа приводит к сокращению области устойчивости замкнутой системы стабилизации ракеты в области высоких частот.

В-четвертых, интегральный квадратичный функционал, под знаком интеграла которого находится знакопостоянная положительная форма компонент вектора состояния замкнутой системы, имеет единственный минимум в области устойчивости замкнутой системы [10].

Резюмируя сказанное, можно сделать вывод о том, что в качестве множества G_k может быть выбрана область устойчивости замкнутой аналоговой системы стабилизации ракеты с безынерционным линейным рулевым приводом. Математическая модель возмущенного движения такой идеализированной ракеты имеет следующий вид:

$$\begin{aligned}\ddot{z}(t) &= a'_{zz} \dot{z}(t) + a_{z\psi} \psi(t) + a_{z\delta} \delta(t); \\ \ddot{\psi}(t) &= a'_{\psi z} \dot{z}(t) + a_{\psi\psi} \psi(t) + a_{\psi\delta} \delta(t); \\ \delta(t) &= k_z z(t) + k_{\dot{z}} \dot{z}(t) + k_{\psi} \psi(t) + k_{\dot{\psi}} \dot{\psi}(t).\end{aligned}\tag{38}$$

Введем в рассмотрение вектор состояния системы (38)

$$X(t) = \begin{bmatrix} x_1(t) \\ x_2(t) \\ x_3(t) \\ x_4(t) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} z(t) \\ \dot{z}(t) \\ \psi(t) \\ \dot{\psi}(t) \end{bmatrix}$$

и запишем систему дифференциальных уравнений (38) в нормальной форме Коши

$$\begin{aligned}\dot{x}_1(t) &= x_2(t); \\ \dot{x}_2(t) &= a'_{zz} x_2(t) + a'_{z\psi} x_3(t) + a_{z\delta} \{k_z x_1(t) + k_{\dot{z}} x_2(t) + k_{\psi} x_3(t) + k_{\dot{\psi}} x_4(t)\}; \\ \dot{x}_3(t) &= x_4(t); \\ \dot{x}_4(t) &= a'_{\psi z} x_2(t) + a_{\psi\psi} x_3(t) + a_{\psi\delta} \{k_z x_1(t) + k_{\dot{z}} x_2(t) + k_{\psi} x_3(t) + k_{\dot{\psi}} x_4(t)\}.\end{aligned}\tag{39}$$

В векторно-матричной форме система (39) записывается

$$\dot{X}(t) = A(k)X(t), \quad (40)$$

где собственная матрица замкнутой системы $A(k)$ равна

$$A(k) = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ a'_{z\delta}k_z & a'_{zz}a_{z\delta}k_z & a_{z\psi} + a_{z\delta}k_\psi & a_{z\delta}k_\psi \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ a'_{\psi\delta}k_z & a'_{\psi z}a_{\psi\delta}k_z & a_{\psi\psi} + a_{\psi\delta}k_\psi & a_{\psi\delta}k_\psi \end{bmatrix}.$$

Характеристическое уравнение замкнутой системы (40) записывается в виде

$$\det [A(k) - Es] = 0. \quad (41)$$

Подставляя в (41) матрицу $A(k)$ и раскрывая определитель, получаем

$$s^4 - s^3 [a'_{zz} + a_{z\delta}k_z + a_{\psi\delta}k_\psi] + s^2 [Pk_\psi - a_{\psi\psi} - a_{\psi\delta}k_\psi - a_{z\delta}k_z] + s [N + Mk_z + Pk_\psi] + Mk_z = 0, \quad (42)$$

где

$$\begin{aligned} P &= a'_{zz}a_{\psi\delta} - a'_{\psi z}a_{z\delta}; \\ N &= a'_{zz}a_{\psi\psi} - a'_{\psi z}a_{z\psi}; \\ M &= a_{\psi\psi}a_{z\delta} - a_{z\psi}a_{\psi\delta}. \end{aligned} \quad (43)$$

Структурная схема замкнутой системы (38) представлена на рис. 3.

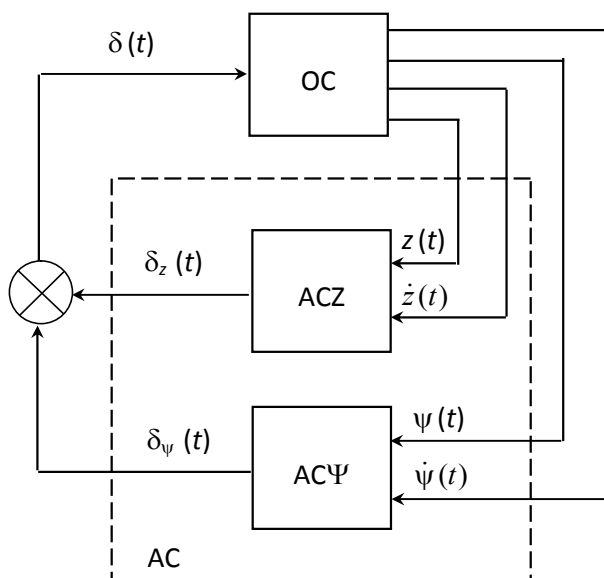


Рисунок 3 – Структурная схема замкнутой системы стабилизации

Автомат стабилизации АС содержит два контура стабилизации – внутренний контур АСЗ по боковому смещению $z(t)$ корпуса ракеты, реализующий закон

$$\delta_z(t) = k_z z(t) + k_z \dot{z}(t); \quad (44)$$

и внешний контур АСΨ по углу отклонения $\psi(t)$ корпуса ракеты, реализующий закон

$$\delta_{\psi}(t) = k_{\psi}\psi(t) + k_{\dot{\psi}}\dot{\psi}(t). \quad (45)$$

Разомкнем внешний контур АС, иными словами, положим $k_{\psi} = 0, k_{\dot{\psi}} = 0$. Тогда из уравнения (42) получаем характеристическое уравнение системы, замкнутой по внутреннему контуру АС

$$s^4 - s^3 [a'_{zz} + a_{z\delta}k_{\dot{z}}] + s^2 [-a_{\psi\psi} - a_{z\delta}k_z] + s [N + Mk_{\dot{z}}] + Mk_z = 0. \quad (46)$$

Произведем в (46) замену $s = j\omega$, выделим в полученном соотношении действительную и мнимую части, приравняем их нулю. Из полученных уравнений получаем

$$k_z = -\frac{(\omega^2 + a_{\psi\psi})\omega^2}{M + a_{z\delta}\omega^2}; \quad k_{\dot{z}} = -\frac{a'_{zz}\omega^2 + N}{M + a_{z\delta}\omega^2}. \quad (47)$$

При изменении ω от нуля до бесконечности соотношения (47) определяют множество G_{kz} в плоскости варьируемых констант $k_z, k_{\dot{z}}$. На множестве G_{kz} выберем точку $k_z^*, k_{\dot{z}}^*$ и в характеристическом уравнении (42), произведем в нем замену $s = j\omega$, выделим действительную и мнимую части и приравняем их нулю:

$$\begin{aligned} X(\omega, k_{\psi}, k_{\dot{\psi}}) &= \omega^4 + \omega^2 (a_{\psi\psi} + a_{z\delta}k_z^*) + \omega^2 a_{\psi\delta}k_{\dot{\psi}} + Mk_z^* - \omega^2 Pk_{\dot{\psi}} = 0; \\ Y(\omega, k_{\psi}, k_{\dot{\psi}}) &= \omega^2 (a'_{zz} + a_{z\delta}k_{\dot{z}}^*) + \omega^2 a_{\psi\delta}k_{\dot{\psi}} + N + Mk_{\dot{z}}^* + Pk_{\psi} = 0. \end{aligned} \quad (48)$$

Из соотношений (48) имеем

$$\begin{aligned} k_{\psi} &= \frac{1}{\omega^2 (a_{\psi\delta}^2 + P^2)} \left\{ \omega^2 a_{\psi\delta} \left[-\omega^4 - \omega^2 (a_{\psi\psi} + a_{z\delta}k_z^*) - Mk_z^* \right] + \right. \\ &\quad \left. + \omega^2 P \left[-\omega^2 (a'_{zz} + a_{z\delta}k_{\dot{z}}^*) - (N + Mk_{\dot{z}}^*) \right] \right\}; \\ k_{\dot{\psi}} &= \frac{1}{\omega^2 (a_{\psi\delta}^2 + P^2)} \left\{ \omega^2 a_{\psi\delta} \left[-\omega^2 (a'_{zz} + a_{z\delta}k_{\dot{z}}^*) - (N + Mk_{\dot{z}}^*) \right] + \right. \\ &\quad \left. + P \left[\omega^4 + \omega^2 (a_{\psi\psi} + a_{z\delta}k_z^* + Mk_z^*) \right] \right\}. \end{aligned} \quad (49)$$

С помощью соотношений (49) при изменении ω от нуля до бесконечности строится граница множества $G_{k\psi}$. Для выделения собственно множества $G_{k\psi}$ используется правило штриховки, для чего вычисляется определитель

$$\Delta = \begin{vmatrix} \frac{\partial X(\omega, k_{\psi}, k_{\dot{\psi}})}{\partial k_{\psi}} & \frac{\partial X(\omega, k_{\psi}, k_{\dot{\psi}})}{\partial k_{\dot{\psi}}} \\ \frac{\partial Y(\omega, k_{\psi}, k_{\dot{\psi}})}{\partial k_{\psi}} & \frac{\partial Y(\omega, k_{\psi}, k_{\dot{\psi}})}{\partial k_{\dot{\psi}}} \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} \omega^2 a_{\psi\delta} & \omega^2 P \\ -P & \omega^2 a_{\psi\delta} \end{vmatrix} = \omega^4 a_{\psi\delta}^2 + \omega^2 P^2. \quad (50)$$

Определитель (50) при любых значениях ω положителен, следовательно, перемещаясь вдоль границы множества $G_{k\psi}$ в сторону возрастания ω , границу множества следует штриховать слева. При этом штриховка направлена внутрь множества $G_{k\psi}$.

Множества G_{kz} и $G_{k\psi}$ являются однозначными отображениями множества G_k .

В связи с тем, что значения коэффициентов математической модели (38) изменяются во времени в процессе полета ракеты, изменяется во времени конфигурация множеств G_{kz} и $G_{k\psi}$, а также и множества G_k . Во времени изменяются и значения компонент вектора варьируемых констант $k^* \in G_k$, доставляющие минимум интегральному квадратичному функционалу (27). Поэтому вполне возможна ситуация при которой необходимо изменение вектора варьируемых констант во времени при движении ракеты на активном участке траектории

$$k^*(t) \in G_k(t),$$

что не вызывает особых проблем при использовании БЦВМ, выполненных на современной элементной базе.

Сравнительный анализ процессов стабилизации, представленных на рис. 6 и рис. 7, позволяет сделать вывод о том, что при значениях варьируемых параметров стабилизатора, соответствующих оптимальной точке множества G_k , быстродействие замкнутой системы возрастает; наблюдается некоторое возрастание динамической ошибки по боковому смещению, которая быстро убывает; статическая ошибка по боковому смещению значительно снижается.

Пример. В качестве примера рассмотрим твердотопливную ракету, математическая модель которой в некоторой точке активной фазы полета имеет следующие значения коэффициентов:

$$\begin{aligned} a'_{zz} &= -10 \text{ с}^{-1}; \quad a_{z\psi} = -35 \text{ м} \cdot \text{с}^{-2}; \quad a_{z\delta} = 4 \text{ м} \cdot \text{с}^{-2}; \\ a'_{\psi z} &= -5 \text{ м}^{-1} \cdot \text{с}^{-1}; \quad a_{\psi\psi} = -2 \text{ с}^{-2}; \quad a_{\psi\delta} = -1,2 \text{ с}^{-2}. \end{aligned}$$

Максимальные значения компонент вектора состояния в переходном процессе примем равными: $z_{\max} = 1 \text{ м}$; $\dot{z}_{\max} = 0,5 \text{ м} \cdot \text{с}^{-1}$; $\psi_{\max} = 0,1$; $\dot{\psi}_{\max} = 0,2 \text{ с}^{-1}$.

Подмножество G_{kz} , построенное с помощью соотношений (47), представлено на рис. 4, а подмножество $G_{k\psi}$, построенное с помощью соотношений (49) представлено на рис. 5.

Выберем на подмножестве G_{kz} стартовую точку с координатами $k_{z0} = -0,005 \text{ м}^{-1}$ и $k_{\dot{z}0} = -3,5 \text{ м}^{-1} \cdot \text{с}$, а на подмножестве $G_{k\psi}$ стартовую точку с координатами $k_{\psi0} = 40$ и $k_{\dot{\psi}0} = 0,4 \text{ с}$. Используя изложенный выше алгоритм параметрического синтеза, придем к следующим значениям варьируемых параметров стабилизатора, доставляющим минимум аддитивному функционалу (27): $k_z^* = -0,01 \text{ м}^{-1}$; $k_{\dot{z}}^* = -3,8 \text{ м}^{-1} \cdot \text{с}$; $k_{\psi}^* = 42$; $k_{\dot{\psi}}^* = 0,77 \text{ с}$.

Переходные процессы в замкнутой системе стабилизации (1)–(9), (23), построенные при условии $f_z(t) = 0$; $z(0) = 0$; $\psi(0) = 0,1$; $\dot{\psi}(0) = 0$; $\delta(0) = 0$, приведены на рис. 5 и рис. 6, причем процессы на рис. 5 соответствуют значениям варьируемых параметров в стартовой точке, а процессы на рис. 6 – значениям варьируемых параметров в оптимальной точке множества G_k .

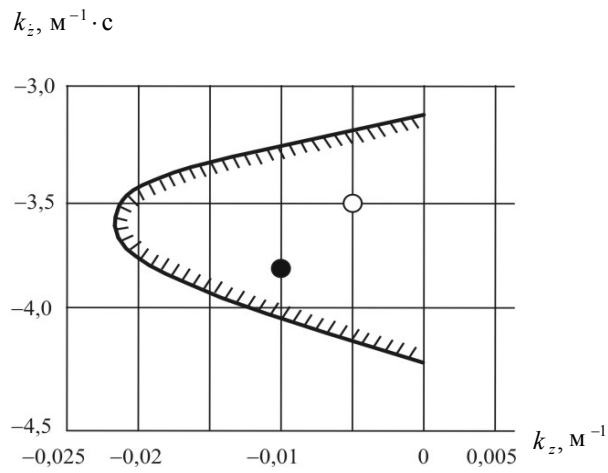


Рисунок 4 – Подмножество G_{kz} :
○ – стартовая точка; ● – оптимальная точка

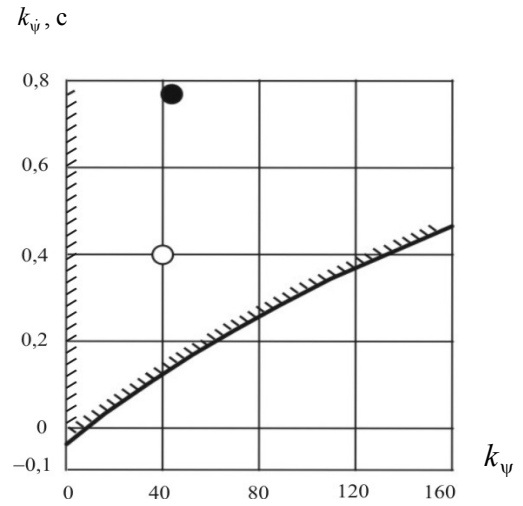


Рисунок 5 – Подмножество $G_{k\psi}$:
○ – стартовая точка; ● – оптимальная точка

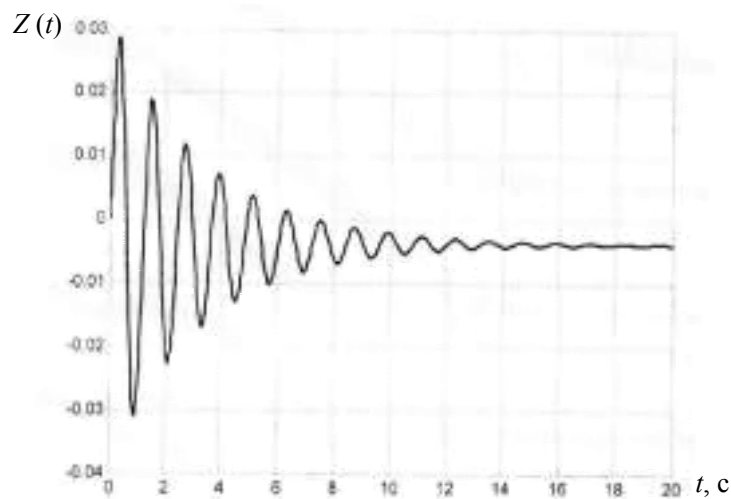
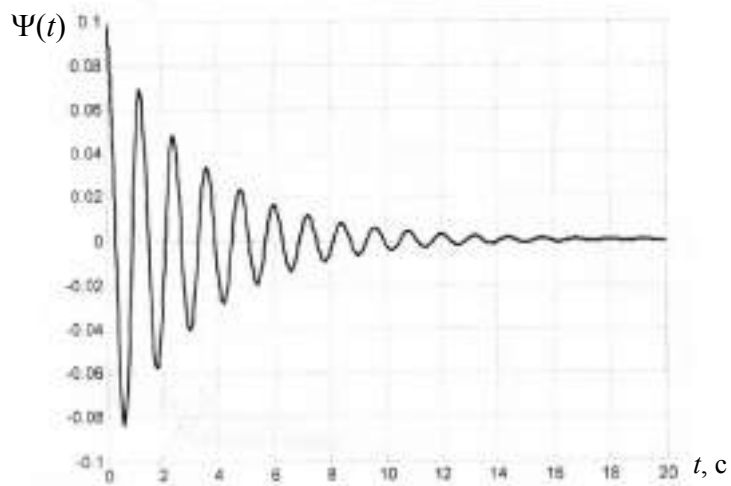


Рисунок 6 – Процессы стабилизации, соответствующие стартовой точке множества G_k

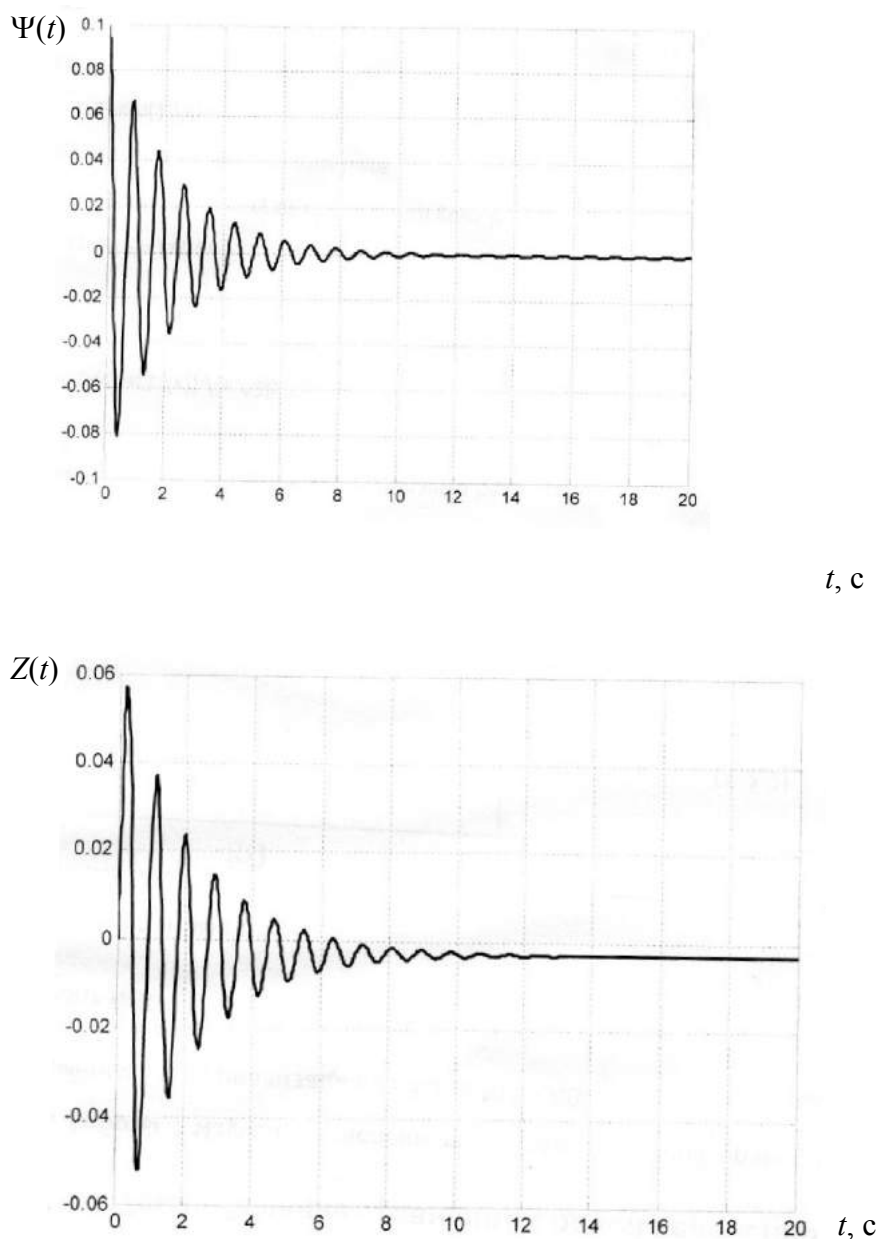


Рисунок 7 – Процессы стабилизации, соответствующие оптимальной точке множества G_k

Выводы и рекомендации. Принятая в отечественном ракетостроении процедура динамического проектирования ракет, в том числе, параметрического синтеза автомата стабилизации с БЦВМ, не может обеспечить возросших требований к точности стрельбы разрабатываемых ракетных комплексов оперативно-тактического назначения.

Предлагаемый метод параметрического синтеза цифрового автомата стабилизации твердотопливной ракеты, основанный на минимизации интегрального квадратичного аддитивного функционала, вычисляемого на решениях математической модели возмущенного движения ракеты с учетом целенаправленного выбора весовых коэффициентов функционала, позволяет повысить точность стабилизации ракеты относительно заданного направления полета и, в конечном итоге, точности стрельбы.

Использование в автомате стабилизации БЦВМ, построенной на современной элементной базе, позволяет реализовать требуемые законы изменения во времени значений констант алгоритма стабилизации.

Литература: 1. Игдалов И. М. Динамическое проектирование ракет / И. М. Игдалов, Л. Д. Кучма, Н. В. Поляков, Ю. Д. Шептун. – Днепропетровск : Изд-во ДНУ, 2010. – 264 с. 2. Игдалов И. М. Ракета как объект управления / И. М. Игдалов, Л. Д. Кучма, Н. В. Поляков, Ю. Д. Шептун. – Днепропетровск : АРТ-Пресс, 2004. – 542 с. 3. Александрова Т. Е. Сравнительный анализ цифровых ПД-стабилизаторов подвижных объектов с низкочастотными фильтрами Баттеруорта и Ланцоша / Т. Е. Александрова, В. А. Кононенко, А. А. Лазаренко // Радиоелектроніка. Інформатика. Управління. – 2011. – № 2. – С. 148–152. 4. Александров Є. Є. Автоматичне керування рухомими об'єктами і технологічними процесами. – Том 2 : Автоматичне керування рухом літальних апаратів / Є. Є. Александров, Є. П. Козлов, Б. І. Кузнецов. – Харків : НТУ «ХПІ», 2006. – 528 с. 5. Александров Е. Е. Математическое моделирование, системный анализ и синтез динамических систем / Е. Е. Александров, Т. Е. Александрова. – Харьков : НТУ «ХПИ», 2014. – 200 с. 6. Александров Е. Е. Параметрический синтез цифровой системы стабилизации танковой пушки / Е. Е. Александров, Т. Е. Александрова // Проблемы управления и информатики. – 2015. – № 6. – С. 5–20. 7. Александров Е. Е. Автоматизированное проектирование динамических систем с помощью функций Ляпунова / Е. Е. Александров, М. В. Бех. – Харьков : Основа, 1993. – 112 с. 8. Александров Е. Е. Выбор оптимизируемого функционала в задачах параметрического синтеза систем стабилизации / Е. Е. Александров, Т. Е. Александрова // Артиллерийское и стрелковое вооружение. – 2004. – № 2. – С. 23–26. 9. Александрова Т. Е. Построение области устойчивости цифровой системы наведения и стабилизации танковой пушки в плоскости варьируемых констант алгоритма стабилизации / Т. Е. Александрова // Механіка та машинобудування. – 2018. – № 1. – С. 44–52. 10. Александрова Т. Е. О единственности решения задачи параметрического синтеза линейной динамической системы с интегральным квадратичным критерием оптимальности / Т. Е. Александрова // Системи обробки інформації. – 2013. – Вип. 7(114). – С. 116–120.

Bibliography (transliterated): 1. Igdalov I. M. Dinamicheskoye proyektirovaniye raket / I. M. Igdalov, L. D. Kuchma, N. V. Polyakov, YU. D. Sheptun. – Dnepropetrovsk : Izd-vo DNU, 2010. – 264 s. 2. Igdalov I. M. Raketa kak ob'yekt upravleniya / I. M. Igdalov, L. D. Kuchma, N. V. Polyakov, YU. D. Sheptun. – Dnepropetrovsk : ART-Press, 2004. – 542 s. 3. Aleksandrova T. Ye. Sravnitel'nyy analiz tsifrovyykh PD-stabilizatorov podvizhnykh ob'yektov s nizkochastotnymi fil'trami Batteruorta i Lantsosha / T. Ye. Aleksandrova, V. A. Kononenko, A. A. Lazarenko // Radiyelektronika. Informatika. Upravlinnya. – 2011. – № 2. – S. 148–152. 4. Aleksandrov YE. YE. Avtomatychne keruvannya rukhomymy ob'yektamy i tekhnolohichnymy protsesamy. – Tom 2 : Avtomatychne keruvannya rukhom lital'nykh aparativ / YE. YE. Aleksandrov, YE. P. Kozlov, B. I. Kuznyetsov. – Kharkiv : NTU «KHPI», 2006. – 528 s. 5. Aleksandrov Ye. Ye. Matematicheskoye modelirovaniye, sistemnyy analiz i sintez dinamicheskikh sistem / Ye. Ye. Aleksandrov, T. Ye. Aleksandrova. – Khar'kov : NTU «KHPI», 2014. – 200 s. 6. Aleksandrov Ye. Ye. Parametricheskiy sintez tsifrovoy sistemy stabilizatsii tankovoy pushki / Ye. Ye. Aleksandrov, T. Ye. Aleksandrova // Problemy upravleniya i informatiki. – 2015. – № 6. – S. 5–20. 7. Aleksandrov Ye. Ye. Avtomatizirovannoye proyektirovaniye dinamicheskikh sistem s pomoshch'yu funktsiy Lyapunova / Ye. Ye. Aleksandrov, M. V. Bekh. – Khar'kov : Osnova, 1993. – 112 s. 8. Aleksandrov Ye. Ye. Vybory optimiziruyemogo funktsionala v zadachakh parametricheskogo sinteza sistem stabilizatsii / Ye. Ye. Aleksandrov, T. Ye. Aleksandrova // Artilleriyskoye i strelkovoye vooruzheniye. – 2004. – № 2. – S. 23–26. 9. Aleksandrova T. Ye. Postroyeniye oblasti ustoychivosti

tsifrovoy sistemy navedeniya i stabilizatsii tankovoy pushki v ploskosti var'iruyemykh konstant algoritma stabilizatsii / T. Ye. Aleksandrova // Mekhanika ta mashinobuduvannya. – 2018. – № 1. – S. 44–52. 10. Aleksandrova T. Ye. O yedinstvennosti resheniya zadachi parametricheskogo sinteza lineynoy dinamicheskoy sistemy s integral'nyim kvadratichnym kriteriyem optimal'nosti / T. Ye. Aleksandrova // Sistemi obrobki informatsii. – 2013. – Vip. 7(114). – S. 116–120.

Александрова Т.Е.

**ПАРАМЕТРИЧЕСКИЙ СИНТЕЗ ЦИФРОВОЙ СИСТЕМЫ СТАБИЛИЗАЦИИ
ТВЕРДОТОПЛИВНОЙ РАКЕТЫ ОПЕРАТИВНО-ТАКТИЧЕСКОГО НАЗНАЧЕНИЯ**

Рассматривается задача отыскания значений варьируемых констант алгоритма стабилизации твердотопливной ракеты средней дальности, совершающий полет в плотных слоях атмосферы в условиях требования высокой точности стабилизации относительно заданной траектории полета.

Александрова Т.Є.

**ПАРАМЕТРИЧНИЙ СИНТЕЗ ЦИФРОВОЇ СИСТЕМИ СТАБІЛІЗАЦІЇ ТВЕР-
ДОПАЛИВНОЇ РАКЕТИ ОПЕРАТИВНО-ТАКТИЧНОГО ПРИЗНАЧЕННЯ**

Розглядається задача відшукування значень варійованих констант алгоритму стабілізації твердопаливної ракети середньої дальності, що виконує політ в щільних шарах атмосфери в умовах вимоги високої точності стабілізації відносно заданої траєкторії польоту.

T. Aleksandrova

**PARAMETRIC SYNTHESIS OF THE DIGITAL SYSTEM OF STABILIZATION
OF THE SOLID-FUEL MISSILES OF OPERATIONAL-TACTICAL APPOINTMENTS**

The problem of finding the values of the variable constants of the stabilization algorithm for a medium-range solid-fuel missile is considered. It performs a flight in dense layers of the atmosphere under conditions requiring high accuracy of stabilization relative to a given flight path.

ДО ВІДОМА АВТОРІВ

Науково-технічний журнал «**Механіка та машинобудування**» відділення механіки та машинобудування Академії наук Вищої освіти України випускається з 1997 р. Періодичність випуску – 2 рази на рік. Перший номер – відкритий, видається авторам, розсилається організаціям обов'язкової розсилки та розміщується на сайтах НБУВ і НТУ «ХПІ». Другий номер – закритий, розсилається згідно відомості розсилки. До опублікування приймаються статті українською, російською або англійською мовами за науковими напрямками:

- *теоретична механіка;*
- *прикладна механіка;*
- *машинознавство;*
- *динаміка та міцність машин;*
- *транспортне машинобудування;*
- *управління в технічних системах;*
- *технологія машинобудування;*
- *історія машинобудування.*

ДОКУМЕНТИ, що подаються до редколегії для опублікування статті в журналі:

1. Текст статті (1 прим.) на аркушах формату А4.
2. Електронна версія статті в текстовому редакторі MS Word.
3. Рецензія на статтю. Статті з авторством (співавторством) докторів наук можуть подаватися без рецензування
4. Акт експертизи про можливість опублікування матеріалів у відкритому друку (для статей у відкритий журнал).
5. Відомості про авторів у вільному вигляді, де міститься наступна інформація:
 - повні прізвище, ім'я та по-батькові кожного з авторів;
 - їх місце роботи та посада, науковий ступінь, вчене звання;
 - контактний телефон.

СКЛАДОВІ СТАТТІ:

1. Код УДК.
2. Прізвища і Ініціали авторів, науковий ступінь (при його наявності).
3. Назва статті.
4. Текст статті.
5. Список літератури оформлений відповідно до вимог наказу ВАК України № 342 від 29.05.2007 р. Форма 23. (Бюлетень ВАК України №5, – 2009. – с.26 – 30).
6. Транслітерація списку літератури.
7. Анотації українською, російською та англійською мовами. Обсяг анотації до 5 рядків.

Складові статті відокремлюються одна від одної порожнім рядком.

ВИМОГИ ДО ОФОРМЛЕННЯ СТАТТІ:

1. Параметри сторінок та тексту:

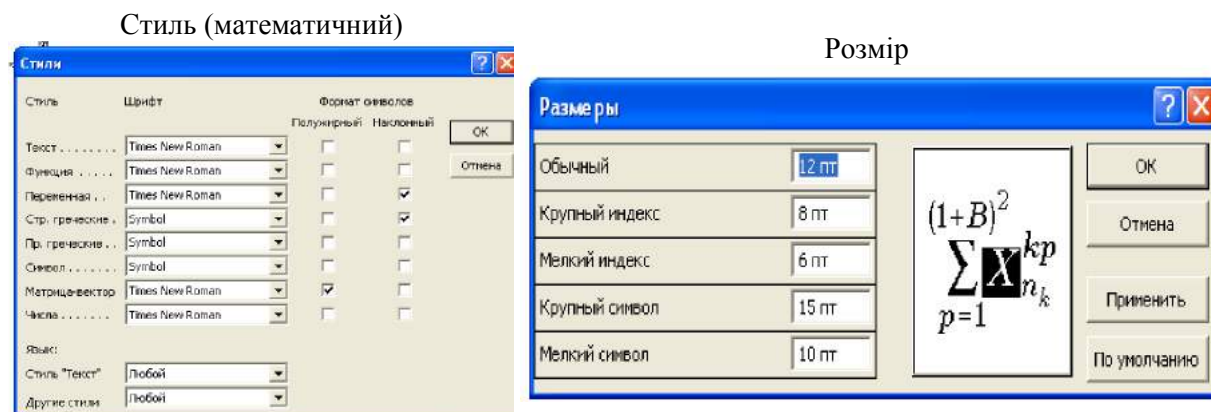
- розмір аркуша А4 (210×297 мм);
- ліве, праве поля – 25 мм, верхнє – 23 мм, нижнє – 27 мм;
- відступ від краю до колонтитула: верхній – 16 мм, нижній – 22 мм;
- шрифт Times New Roman, стиль звичайний;
- розмір шрифту – 12 пт;
- інтервал між рядками – 1;
- застосовувати автоматичну розстановку переносів;
- абзацний відступ – 12,5 мм;
- вирівнювання абзацу – по ширині.

2. Формули створюються у вигляді об'єктів редактором формул Equation, центруються.

Нумерація ставиться праворуч у дужках, вирівнюється по правому краю. Невеликі формули можна розміщати не в окремому рядку, а прямо в тексті. Після формул потрібно ставити розділові знаки, якщо цього вимагає орфографія. Якщо формула міститься у середині речення, то

продовження речення у наступному за формулою рядку здійснюється без відступу. Якщо формула займає окремий рядок перед і після неї повинні бути порожні рядки розміром в 8 пт.

Налаштування редактора Equation для відтворення формул і символів мають вигляд:



3. *Рисунок* повинен бути оформлений як окремий згрупований об'єкт у тексті статті, розташування поверх тексту не допускається; рисунок відокремлюється від тексту зверху і знизу порожнім рядком і розташовується після посилання на нього. Рекомендується використовувати чорно-білу палітру, якість відтворення рисунків кольорової палітри не гарантується. Рисунки нумерують наскрізно арабськими цифрами. Якщо в тексті статті лише один рисунок, його нумерують. Підрисуючий підпис: Рисунок 1 – Назва (якщо є). Підпис центрується, шрифт – 11 пт.

Символи на рисунку повинні бути близькими за розміром до основного тексту. Частини рисунку позначаються під рисунком літерами *a*, *b* без дужки. Написи на рисунку, позначення його елементів (1, 2, 3) виконують курсивом. Посилання у тексті на рисунки та їх частини мають вигляд (рис. 1), (див. рис. 2 *a*, *b*).

4. *Таблиця* відокремлюється від тексту зверху і знизу порожнім рядком. Таблиці нумерують наскрізно арабськими цифрами. Якщо в тексті статті подано лише одну таблицю, її нумерують. Назву таблиці друкують з великої літери і розміщують над таблицею з центруванням по розміру таблиці (Таблиця 1 – Гамільтонова матриця). Назва таблиці виконується шрифтом 11 пт.

5. *Текст статті* має бути структурованим відповідно до вимог МОНУ до наукових публікацій. Стаття подається єдиним файлом та виконується з форматуванням одним розділом в редакторі WORD. Між підрозділами статті пропускається один рядок. Сторінки альбомної орієнтації в тексті не допускаються (ілюстрації та таблиці альбомної орієнтації на повну сторінку розміщуються шляхом їх повороту в межах сторінки портретної орієнтації). У тексті рекомендується використовувати тире середньої довжини.

6. *В статті використовувати лапки*: для україно- та російськомовного тексту – «парні», для англomовного – "прямі".

7. *Список літератури* та його транслітерація надаються курсивом, шрифт – 11 пт. Нумерація літератури напівжирним шрифтом.

ПРИКЛАД ОФОРМЛЕННЯ ТЕКСТУ СТАТТІ

УДК 517.977.58

Іванов В.Б., д-р техн. наук; Петров К.П., канд. техн. наук; Соколова И.С.

ЛИНЕЙНАЯ КВАДРАТИЧНАЯ ЗАДАЧА С СИНГУЛЯРНОЙ ГАМИЛЬТОНОВОЙ МАТРИЦЕЙ

Введение. Рассматривается стационарная линейная квадратичная задача (ЛК-задача) [1] с непрерывным временем...

Анализ литературных источников. Решение поставленной задачи...

Математическая модель. Движение объекта описывается стационарной системой линейных уравнений

$$\dot{x} = Fx + Gu, x(0) = x_0, \quad (1)$$

где x – ..., F – ..., G – ...

Квадратичный критерий качества имеет вид...

Таблица 1 – Гамильтонова матрица



Рисунок 4.1 – Схема расположения ...:
а – характеристика ...; б – зависимость

Из рисунка видно.....

Выводы. В результате...

Литература: 1. Сейдж Э. П. *Оптимальное управление системами* / Э. П. Сейдж, И. С. Уайт – М. : Радио и связь, 1982. – 392 с. 2. Ларин В. Б. *Синтез оптимальных линейных систем с обратной связью* / Ларин В. Б., Науменко К. И., Сунцев В. Н. – К. : Наук. думка, 1973. – 151 с. 3. Дубовицкий А. Я. *Задача на экстремум при наличии ограничений* / А. Я. Дубовицкий, А. А. Милютин // *Журнал вычислительной математики и математической физики*. – 1965. – Т.5, №3. – С. 395 – 453.

Bibliography (transliterated): 1. Sejdzh Je. P. *Optimal'noe upravlenie sistemami* / Je. P. Sejdzh, I.S. Uajt – M. : Radio i svjaz', 1982. – 392 s. 2. Larin V. B. *Sintez optimal'nyh linejnyh sistem s obratnoj svjaz'ju* / Larin V. B., Naumenko K. I., Suncev V. N. – K. : Nauk. dumka, 1973. – 151 s. 3. Dubovickij A. Ja. *Zadacha na jekstremum pri nalichii ograniचे-nij* / A. Ja. Dubovickij, A. A. Miljutin // *Zhurnal vychislitel'noj matematiki i matematicheskoy fiziki*. – 1965. – T.5, №3. – S. 395 – 453.

Іванов В.Б., Петров К.П., Соколова І.С.

ЛІНІЙНА КВАДРАТИЧНА ЗАДАЧА ІЗ СИНГУЛЯРНОЮ ГАМІЛЬТОНОВОЮ МАТРИЦЕЮ

За використанням методу простору станів, наведено рішення лінійної квадратичної задачі із сингулярною Гамільтоновою матрицею...

Іванов В.Б., Петров К.П., Соколова І.С.

ЛИНЕЙНАЯ КВАДРАТИЧНАЯ ЗАДАЧА С СИНГУЛЯРНОЙ ГАМИЛЬТОНОВОЙ МАТРИЦЕЙ

С использованием метода пространства состояний, приведено решение линейной квадратичной задачи с сингулярной Гамильтоновой матрицей...

V. Ivanov, K. Petrov, I. Sokolova

A LINEAR QUADRATIC PROBLEM WITH A SINGULAR HAMILTONIAN MATRIX

By using the state-space method, the solution of the linear quadratic problem with a singular Hamiltonian matrix is presented...

СТАТТІ, ЩО ВИКОНАНІ НЕ У ВІДПОВІДНОСТІ ДО НАВЕДЕНИХ ВИМОГ, НЕ РОЗГЛЯДАЮТЬСЯ.

Документи, подані до редакційної колегії, авторам не повертаються.

Редакційна колегія

Наукове видання

Науково-технічний журнал

МЕХАНІКА ТА МАШИНОБУДУВАННЯ

1'2018

Технічний редактор *О.М. Ярмак*

Свідоцтво про державну реєстрацію друкованого засобу масової інформації:
Серія КВ № 3648 від 27.01.1999 р.

Підп. до друку 25.05.2018 р. Формат 60x84 1/8. Папір офісний. Riso-друк.
Гарнітура Таймс Ум. друк. арк. 21,9. Наклад 300 прим. 1-й з-д 1-40.
Зам. № 73. Ціна договірна

Видавець і виготовлювач
Видавничий центр НТУ «ХПІ»,
вул. Кирпичова, 2, м. Харків-2, 61002

Свідоцтво суб'єкта видавничої справи ДК № 5478 від 21.08.2017 р.