

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ, МОЛОДІ ТА СПОРТУ УКРАЇНИ  
Кіровоградський національний технічний університет

**ЗБІРНИК НАУКОВИХ ПРАЦЬ  
КІРОВОГРАДСЬКОГО НАЦІОНАЛЬНОГО  
ТЕХНІЧНОГО УНІВЕРСИТЕТУ**

**ТЕХНІКА В СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКОМУ ВИРОБНИЦТВІ,  
ГАЛУЗЕВЕ МАШИНОБУДУВАННЯ, АВТОМАТИЗАЦІЯ**

За загальною редакцією М.І. Черновола

Заснований у 2001 році

**В и п у с к 24**  
ЧАСТИНА II

Кіровоград • 2011

ББК 34.751+32.965=31  
УДК 62:631.3

ЗБІРНИК НАУКОВИХ ПРАЦЬ КІРОВОГРАДСЬКОГО НАЦІОНАЛЬНОГО ТЕХНІЧНОГО УНІВЕРСИТЕТУ /ТЕХНІКА В СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКОМУ ВИРОБНИЦТВІ, ГАЛУЗЕВЕ МАШИНОБУДУВАННЯ, АВТОМАТИЗАЦІЯ/– ВИП. 24, Ч.ІІ – КІРОВОГРАД: КНТУ, 2011. –238 с.

У збірнику представлені статті, присвячені проблемам проектування та експлуатації сільськогосподарської техніки, технології виробництва, енергозбереження, автоматизації в промисловості та сільському господарстві. Наведені практичні рекомендації по використанню результатів досліджень у галузях народного господарства.

Збірник є фаховим виданням, в якому публікуються основні результати наукових досліджень вчених, аспірантів університету, а також інших навчальних закладів та промислових підприємств України.

Збірник розрахований на наукових, науково-технічних працівників різних галузей науки та техніки, ВНЗ, здобувачів вчених ступенів і звань.

Рекомендовано до друку Вченою радою Кіровоградського національного технічного університету, протокол №9 від 6 червня 2011 року.

Відповідальний редактор: д-р техн. наук, проф. Черновол М.І.

Редакційна колегія: Віхрова Л.Г., канд. техн. наук, проф. (науковий редактор за напрямком “Автоматизація”); Гамалій В.Ф., д-р ф.-м. наук, проф.; Кропівний В.М., канд. техн. наук, проф. (заступник відповідального редактора); Осадчий С.І., канд. техн. наук, доц.; Павленко І.І., д-р техн. наук, проф. (науковий редактор за напрямком “Галузеве машинобудування”); Пестунов В.М., канд. техн. наук, проф.; Петренко А.Я., д-р ф.-м. наук, проф.; Сабірзянов Т.Г., д-р техн. наук, проф.; Сидоренко В.В., д-р техн. наук, проф.; Осіпов І.М., канд. техн. наук, доц. (науковий редактор за напрямком “Техніка в сільськогосподарському виробництві”); Філімоніхін Г.Б., д-р техн. наук, проф.; Шепеленко І.В., канд. техн. наук, доц. (відповідальний секретар).

Адреса реакційної колегії: 25006, м. Кіровоград, проспект Університетський, 8, Кіровоградський національний технічний університет, тел.: 390-472, 390-437, 55-10-49.

Автори опублікованих матеріалів несуть відповідальність за підбір і точність наведених фактів, цитат, економіко-статистичних даних, власних імен та інших відомостей, а також за те, що матеріали не містять даних, які не підлягають відкритій публікації. Редакція може публікувати статті в порядку обговорення, не поділяючи точки зору автора.

Збірник включений ВАК України в перелік наукових фахових видань України, в яких можуть публікуватись результати дисертаційних робіт на здобуття наукових ступенів доктора і кандидата наук. Затверджений постановою президії ВАК України від 14 жовтня 2009 року №1-05/4 (бюлетень ВАК України №11, 2009).

Реєстраційне свідоцтво: серія КВ № 15253-3825 ПР від 30.04.2009 р.

УДК 631.362

Л.Н. Тищенко, чл.-кор. НААНУ, проф., д-р техн. наук, В.П. Ольшанский, проф., д-р физ.-мат. наук, С.В. Ольшанский, инженер

*Харьковский национальный технический университет сельского хозяйства им. П. Василенко*

## Об окружном движении слоёв зерновой смеси в цилиндрическом виброрешете

С помощью уравнения гидродинамики описано окружное скольжение слоев виброоживленной зерновой смеси, которое происходит вследствие вращения вертикального цилиндрического виброрешета с просеиванием проходовой фракции через отверстия в его рабочей поверхности.

**цилиндрическое виброрешето, зерновая смесь, окружное скольжение**

Проблема. Математическое моделирование движения сепарируемой зерновой смеси связано с интенсификацией виброрешетного разделения смеси на фракции. Распространен метод моделирования зерновых потоков, основанный на аналогиях движений вязкой жидкости и сыпучей среды в условиях вибраций. Согласно этому методу определение скорости движения зерновой смеси по решету сводится к решению краевой задачи гидродинамики. В большинстве исследований, связанных с цилиндрическим виброрешетом, указанным способом определяли продольную (осевую) проекцию скорости потока. Гораздо меньше внимания уделено определению окружной (тангенциальной) проекции, которая также связана с сегрегацией и просеиванием проходовой фракции, а поэтому заслуживает отдельного изучения.

Анализ последних исследований и публикаций. Зависимость окружной скорости от радиальной координаты  $r$  в кольцевом слое зерновой смеси теоретически исследована в [1,2]. В [1] решена краевая задача гидродинамики без учета разделения смеси на сходовую и проходovou фракции. Показано, что в установившемся режиме движения окружная скорость пропорциональна  $r$ , как во вращающемся абсолютно твердом теле. При учете просеивания проходовой фракции окружная скорость зависит от  $r$  нелинейно [2], т.е. происходит окружное скольжение слоев смеси, которые вращаются с разными угловыми скоростями. Этот эффект требует дальнейшего количественного изучения, что и определило цель работы.

Целью работы является исследование влияния скорости просеивания проходовой фракции на окружное скольжение слоев зерновой смеси при вращении цилиндрического виброрешета.

Изложение основного материала. Исходим из расчетной схемы вертикального цилиндрического решета, представленной на рис. 1.

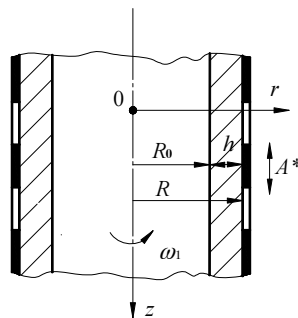


Рисунок 1 - Расчетная схема вертикального цилиндрического решета с сепарируемой зерновой смесью

Символами  $R$  и  $h$  обозначены радиус решета и толщина кольцевого слоя зерна с внутренним радиусом  $R_0 = R - h$ ;  $r, z$  – соответственно радиальная и осевая координаты цилиндрической системы координат;  $A^*$  и  $\omega^*$  – амплитуда и частота осевых вертикальных вибраций решета, которое вращается вокруг оси  $Oz$  с постоянной угловой скоростью  $\omega_1$ .

От значений этих параметров зависит эффективная кинематическая вибровязкость смеси  $\nu$  [3].

Используя допущения работы [2], определение окружной проекции скорости потока  $u_\varphi$  сводим к решению дифференциального уравнения:

$$\frac{d^2 u_\varphi}{dr^2} + \frac{1-\lambda}{r} \frac{du_\varphi}{dr} - \frac{1+\lambda}{r^2} u_\varphi = 0, \quad (1)$$

которое получено в [2] из системы Навье-Стокса.

Коэффициент  $\lambda$  в (1) зависит от коэффициента «живого сечения» решета  $\varepsilon$  и радиальной проекции скорости просеивания зерен через отверстия  $v_{II}$ . Он определяется выражением:

$$\lambda = \varepsilon v_{II} R \nu^{-1}.$$

Таким образом, без учета просеивания проходовой фракции  $\lambda = 0$ .

Определим зависимость окружной скорости  $\omega$  вращения слоев от координаты  $r$ . Для этого, подставив

$$u_\varphi = r \cdot \omega$$

в (1), получаем уравнение:

$$\frac{d^2 \omega}{dr^2} + \frac{3-\lambda}{r} \frac{d\omega}{dr} - \frac{2\lambda}{r^2} \omega = 0. \quad (2)$$

Его будем решать при граничных условиях:

$$\left. \frac{d\omega}{dr} \right|_{r=R_0} = 0; \quad \omega(R) = \omega_1. \quad (3)$$

Поскольку (2) является уравнением Эйлера, его решение представляем степенной функцией:

$$\omega = r^K. \quad (4)$$

Подставив (4) в (2), получаем:

$$K^2 + (2-\lambda)K - 2\lambda = 0. \quad (5)$$

Корнями (5) являются:

$$K_1 = -2; \quad K_2 = \lambda.$$

Поэтому общее решение уравнения (2) имеет вид:

$$\omega = c_1 r^{-2} + c_2 r^\lambda. \quad (6)$$

Решение (6) удовлетворяет граничным условиям (3), когда:

$$c_1 = \omega_1 R^2 \frac{\lambda}{\lambda + 2 \left( \frac{R}{R_0} \right)^{\lambda+2}}; \quad c_2 = \omega_1 R^2 \frac{\lambda}{\lambda R_0^{\lambda+2} + 2 R^{\lambda+2}}.$$

Используя (6), окружное скольжение слоев характеризуем параметрами:

$$\delta(r) = 100 \frac{\omega}{\omega_1} \% ; \quad \tau(r) = \frac{d\omega}{dr}.$$

Первый определяет в процентах уменьшение угловой скорости вращения частиц смеси вокруг вертикальной оси по отношению к  $\omega_1$ , а второй – пропорционален

окружному касательному напруженню и характеризует интенсивность изменения угловой скорости по толщине кольцевого слоя.

Вычисление параметров скольжения сводится к формулам:

$$\delta(r) = \frac{100}{\omega_1} (c_1 r^{-2} + c_2 r^\lambda) \% ; \quad \tau(r) = -2c_1 r^{-3} + \lambda c_2 r^{\lambda-1}. \quad (7)$$

Далее проведем апробацию приближенного метода, построив другое аналитическое решение краевой задачи (2), (3). Разрешим (2) относительно второй производной:

$$\frac{d^2 \omega}{dr^2} = \frac{2\lambda}{r^2} \omega - \frac{3-\lambda}{r} \frac{d\omega}{dr}. \quad (8)$$

Последовательным дифференцированием (8) можно находить производные высших порядков.

Решение уравнения (8) представим частичной суммой ряда Тейлора в окрестности точки  $r = R_0$ :

$$\omega = \sum_{m=0}^4 \frac{a_m}{m!} (r - R_0)^m. \quad (9)$$

В сумме (9)  $a_m = \left. \frac{d^m \omega}{dr^m} \right|_{r=R_0}$  – производные  $\omega$  при  $r = R_0$ .

Используя (3) и (8), находим  $a_m$ , что приводит к решению:

$$\omega = a_0 \sum_{m=0}^4 \frac{b_m}{m!} (r - R_0)^m, \quad (10)$$

в котором  $b_0 = 1$ ;  $b_1 = 0$ ;  $b_2 = \frac{2\lambda}{R_0^2}$ ;  $b_3 = -\frac{2\lambda}{R_0^3}(5-\lambda)$ ;  $b_4 = \frac{2\lambda}{R_0^4}(27-8\lambda+\lambda^2)$ .

Множитель  $a_0$  находим подстановкой (10) во второе граничное условие (3). Получаем:

$$a_0 = \omega_1 \left( \sum_{m=0}^4 \frac{b_m h^m}{m!} \right)^{-1}.$$

Таким образом, все коэффициенты в (10) определены.

Согласно приближенному решению вычисление параметров скольжения смеси сводится к формулам:

$$\delta(r) = 100 \frac{\sum_{m=0}^4 \frac{b_m}{m!} (r - R_0)^m}{\sum_{m=0}^4 \frac{b_m}{m!} h^m} \% ; \quad \tau(r) = \omega_1 \frac{\sum_{m=1}^3 \frac{b_{m+1}}{m!} (r - R_0)^m}{\sum_{m=0}^4 \frac{b_m}{m!} h^m} \% . \quad (11)$$

Вследствие дифференцирования точность формулы  $\tau(r)$  ниже, чем точность  $\delta(r)$ .

Чтобы убедиться в небольшой погрешности приближенного решения, сравним численные результаты, к которым приводят формулы (7) и (11).

Для проведения расчетов принимаем:  $R = 0,3075$  м;  $\omega_1 = 11,77$  с<sup>-1</sup>;  $\varepsilon = 0,4$ ;  $\rho = 750$  кг/м<sup>3</sup>;  $h = 0,012$  м.

Результаты вычисления  $\delta(r)$  и  $\tau(r)$  для  $\bar{r} = (r - R_0)h^{-1}$  при  $\mu = \rho\nu = 0,11$  Па·с;  $\nu_{II} = 0,018$  м/с записаны в таблицу. Числа в числителях получены по (7), а в знаменателях – по (11).

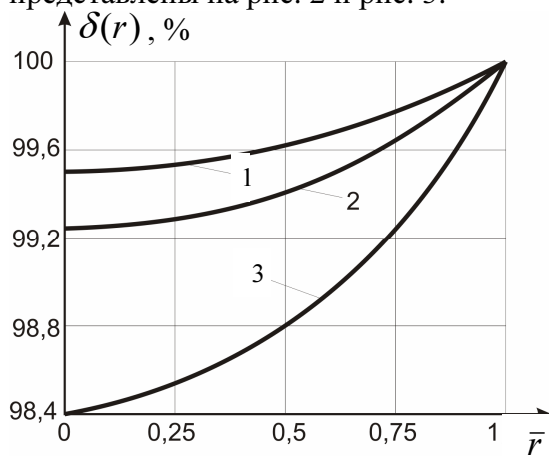
Таблица 1 - Значения  $\delta(r)$  и  $\tau(r)$ , вычисленные двумя методами

$\bar{r}$	0	0,2	0,4	0,6	0,8	1
$\delta(r), \%$	$\frac{97,201}{97,205}$	$\frac{97,300}{97,304}$	$\frac{97,610}{97,614}$	$\frac{98,150}{98,153}$	$\frac{98,938}{98,941}$	$\frac{100}{100}$
$\tau(r), (\text{мс})^{-1}$	$\frac{0}{0}$	$\frac{9,897}{9,897}$	$\frac{20,660}{20,656}$	$\frac{32,387}{32,362}$	$\frac{45,179}{45,098}$	$\frac{59,152}{58,947}$

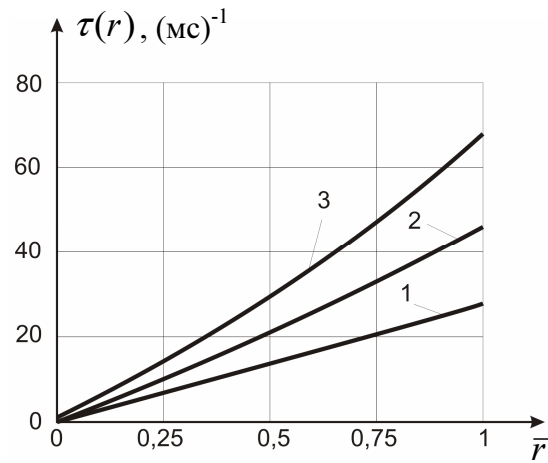
Сравнительный анализ приводит к выводу, что погрешность приближенного метода небольшая и он пригоден для решения рассматриваемых одномерных краевых задач.

Двумерные вихревые потоки в гидропневмосепараторе описывают с помощью функций Бесселя [4].

Графики  $\delta(r)$  и  $\tau(r)$ , рассчитанные при  $\mu = 0,11$  Па·с, для трех значений  $v_{II}$ , представлены на рис. 2 и рис. 3.

Рисунок 2 - Зависимости  $\delta(r)$  при различных

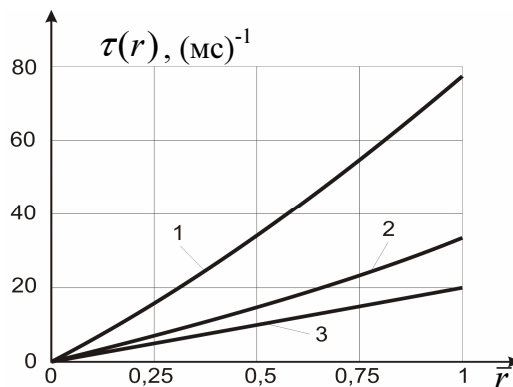
$v_{II}$ : 1, 2, 3 –  $v_{II} = 0,01; 0,015; 0,02$  м/с

Рисунок 3 - Зависимости  $\tau(r)$  при различных

$v_{II}$ : 1, 2, 3 –  $v_{II} = 0,01; 0,015; 0,02$  м/с

Оба параметра увеличиваются с ростом  $r$ , причем зависимость их от радиальной координаты нелинейная. Угловая скорость вращения наименьшая на свободной поверхности слоя, где  $\bar{r} = 0$ . Параметр скольжения  $\tau(r)$  наибольший у поверхности решета, где  $\bar{r} = 1$ . Значения этих параметров зависят также от скорости просеивания зерен через отверстия в решете. С ростом  $v_{II}$ :  $\delta(r)$  уменьшается, а  $\tau(r)$  – увеличивается, т.е. четче проявляется эффект окружного проскальзывания слоев смеси.

Проскальзывание зависит и от эффективной динамической вязкости смеси  $\mu = \rho\nu$ . Это подтверждают графики  $\tau(r)$ , на рис. 4, рассчитанные для трех значений  $\mu$ .

Рисунок 4 - Зависимости  $\tau(r)$  при различных  $\mu$ : 1, 2, 3 –  $\mu = 0,1; 0,2; 0,3$  Па·с

Проявление эффекта проскальзывания усиливается с уменьшением вибровязкости слоев, чему служит постанова рифлей [5], а также увеличение амплитуды и частоты вибраций решета.

Выводы. Изложенная теория показывает, что, вследствие просеивания проходовой фракции, во вращающемся цилиндрическом решете возникает окружное проскальзывание слоев зерновой смеси. Оно также зависит от параметров вибраций решета. Чем больше частота и амплитуда вибраций решета, тем больше окружное проскальзывание слоев.

## Список литературы

1. Тищенко Л.Н. О решениях упрощенных уравнений Навье-Стокса в гидродинамической модели движения зерновой смеси / Л.Н. Тищенко, Ф.М. Абдуева, В.П. Ольшанский // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства: Механізація сільськогосподарського виробництва. – Харків: ХНТУСГ, 2008. – Вип. 75, Том 1. – С. 217-223.
2. Тищенко Л.Н. К расчету движения зерновой смеси по вертикальному цилиндрическому решету вибросепаратора / Л.Н. Тищенко, В.П. Ольшанский, С.В. Ольшанский // Вібрації в техніці та технологіях. – 2009. – № 2(54). – С. 50-55.
3. Тищенко Л.Н. Сравнение двух способов определения коэффициента вибровязкости псевдооживленной зерновой смеси при виброцентробежном сепарировании / Л.Н. Тищенко, Ф.М. Абдуева, В.П. Ольшанский // Вібрації в техніці та технологіях. – 2008. – № 1(50). – С. 96-100.
4. Пастушенко С.І. Математичне дослідження вихрової гідродинаміки гідропневмосепаратора / С.І. Пастушенко, М.М. Огієнко // Вісник Дніпропетровського державного аграрного університету: Сучасні проблеми землеробської механіки. – Дніпропетровськ: ДДАУ, 2009. – № 2. – С. 230-235.
5. Моделирование процессов зерновых сепараторов / Л.Н. Тищенко, Д.И. Мазоренко, М.В. Пивень, С.А. Харченко, В.В. Бредихин, А.В. Мандрыка. – Харьков: Міськдрук, 2010. – 360 с.

*Л. Тищенко, В. Ольшанський, С. Ольшанський*

### **Про коловий рух шарів зернової суміші в циліндричному віброрешеті**

За допомогою рівняння гідродинаміки описано колове ковзання шарів вібророзрідженої зернової суміші, яке відбувається внаслідок обертання вертикального циліндричного віброрешета з просіюванням проходової фракції через отвори в його робочій поверхні.

*L. Tishchenko, V. Olshanskii, S. Olshanskii*

### **About circuit motion of layers of grain mix in the cylindrical vibrosieve**

With the help of the equation of hydrodynamics the district sliding of layers vibroliquefaction of a grain mix is described which occurs owing to rotation of a vertical cylindrical vibrosieve to sifting of a passing fraction through apertures in its working surface.

Одержано 18.06.11

УДК 621.793.620.172

**Б.А. Ляшенко, проф., д-р техн.наук**

*Институт проблем прочности им. Г.С.Писаренко НАН Украины*

**Э.К. Посвятенко, проф., д-р техн.наук**

*Национальный транспортный университет*

**С.А. Довжук, инж., Ф.Й. Златопольский, проф., канд. техн. наук**

*Кировоградский национальный технический университет*

## Основные направления развития поверхностного упрочнения зубчатых колес

Проанализированы тенденции развития поверхностного упрочнения зубчатых колес, преимущества и недостатки отдельных технологий, а также дана оценка наиболее перспективным решениям. Из многооперационных технологий наиболее широкое распространение для зубчатых колес получает комбинация ХТО (цементация, азотирование) и дробеструйной обработки. Одна из прогрессивных технологий поверхностного упрочнения – ХТО в тлеющем разряде.

**поверхностное упрочнение, зубчатые колеса, шестерни, химико-термическая обработка в тлеющем разряде**

**Введение.** Наиболее массовыми деталями в машиностроении являются зубчатые колеса. Тенденция роста мощности, нагрузок и скоростей в транспортном машиностроении требует разработки зубчатых передач для высокоскоростных прецизионных машинных агрегатов. Надежность трансмиссий транспортных средств, особенно большегрузных автомобилей, автосамосвалов, особо большой грузоподъемности и энергонасыщенных тракторов требует разработки высоконагруженных зубчатых передач. Тенденция снижения веса в транспортном машиностроении требует применения высокопрочных зубчатых колес.

Неаддитивность разупрочняющего воздействия эксплуатационных факторов – статических и динамических нагрузок, высоких температур и резких теплосмен, активных рабочих сред – приводит к ошибкам уже на стадии проектирования. Теории расчета на прочность и долговечность с учетом неаддитивности разупрочняющего воздействия еще не обладают силой прогноза.

Наиболее актуальное направление в машиностроении – это поверхностное упрочнение и нанесение упрочняющих покрытий. В практике поверхностного упрочнения сложилось и действует свыше 130 различных технологий. Большинство из них - альтернативны. Ущерб экономике Украины может наносить применение экономически неэффективных альтернативных решений в связи с ограниченностью информации, а также противоречий и противоположных тенденций развития отдельных технологий. Из-за неудачных конструктивных и технологических решений обществу может наноситься существенный ущерб.

**Цель работы.** Поэтому цель работы – проанализировать основные направления развития поверхностного упрочнения зубчатых колес, сравнительные преимущества и недостатки отдельных технологий, а также оценить наиболее перспективные решения.

**Условия работы и основные причины отказа шестерен.** В ходовых механизмах транспортных средств наиболее нагруженными деталями являются шестерни. Они работают в условиях ударно-циклического контактного нагружения со скольжением. Несущая способность зубчатой передачи определяется такими

характеристиками зуба, как контактная прочность, изгибная усталостная прочность и износостойкость (чаще абразивная износостойкость). Поэтому наиболее частыми причинами отказа является разупрочнение зуба у его основания, усталостное выкрашивание контактной поверхности и износ профиля зуба. По результатам дефектовки зубчатых колес коробок передач тракторов К-700А сделан вывод о том, что чаще шестерни выбраковываются по питтингу [1]. За последнее время зафиксировано увеличение количества аварий зубчатых зацеплений редукторов ГТУ [2]. Главной причиной разупрочнения зубьев считают неправильное их прилегание, связанное с дефектами сборки или эксплуатации. Отклонение профиля зуба из-за износа снижают в 2 раза долговечность шестерни [3].

Повреждение зубчатых колес может наступать в результате волнистого износа. Это явление вызвано пластическим течением поверхностного слоя вследствие циклического контактирования в режиме скольжение-качение, а также недостаточной твердостью.

**Анализ существующих способов упрочнение шестерен.** Ключевыми вопросами при проектировании зубчатых передач является выбор материала и способа его упрочнения. Большинство новых сталей для тяжело нагруженных зубчатых передач являются комплексно легированными композициями, повышение стойкости которых достигается поверхностным упрочнением. Современные данные о химическом составе сталей для зубчатых колес показывают их большое разнообразие [4]. Наряду с разработкой новых сталей наиболее развивается поверхностное упрочнение и нанесение покрытий [5]. В автомобилестроении для зубчатых колес сложилась стандартная технология: цементация, высокий отпуск и повторный нагрев под закалку при непрерывном цикле производства. Около 80% всех зубчатых колес подвергаются этому виду обработки [5]. При закалке зубчатых колес возникают большие искажения формы зубьев, точность шестерен падает. Из-за остаточных напряжений и закалочных трещин снижается предел выносливости. Тенденции снижения закалочных деформаций заключаются в выборе закалочных жидкостей, автоматизированной закалке под прессом, закалке в газе высокого давления, различных конструкциях закалочного бака [5].

Для закалки шестерен после ХТО применяются три типа специально разработанных масел с различными температурными интервалами применения: 40...80<sup>0</sup>С, 100...140<sup>0</sup>С, 160...190<sup>0</sup>С [5]. Закалка в масле с температурой 180<sup>0</sup>С обеспечивает в 2...4 раза меньше изменения размеров колес, чем закалка в холодном масле. С целью оптимизации условий охлаждения изучают влияние температуры закалочных сред (масло – 155...232<sup>0</sup>С, соляная ванна – 220...280<sup>0</sup>С) на изменение размеров и деформацию автомобильных приводных зубчатых колес [14]. Устранить закалочные трещины в шестернях позволяет переход от закалки в жидких средах к закалке сжатым газом. Переход к закалке газом при высоком давлении следует считать положительной тенденцией. С целью снижения закалочных деформаций переходят к низкотемпературной (570<sup>0</sup>С) нитроцементации с закалкой. Эта технология представляет собой модификацию кратковременного газового азотирования и отличается, в основном, разновидностями добавок С-содержащих газов. Из всех видов ХТО при этом обеспечивается наименьшее изменение размеров шестерни. Низкая температура процесса, отсутствие фазовых превращений в стали, позволяют снизить коробление до минимума [5]. Доводочная операция после нитроцементации – полирование.

Тенденция развития ХТО проявляется в постадийных процессах. Прогрессируют многоступенчатые газовые режимы, которые позволяют получать заданный оптимальный профиль распределения элементов в упрочненном слое [5]. Одна из прогрессивных технологий поверхностного упрочнения – ХТО в тлеющем разряде. Наиболее распространены азотирование и цементация в плазме тлеющего разряда. В

практике авиадвигателестроения от традиционных цементации и нитроцементации перешли к ионному азотированию шестерен [7]. Этот процесс в 1,5...2 раза сокращает трудоемкость изготовления, так как детали обрабатываются при невысокой твердости материала и поступают на упрочнение в окончательно обработанном виде.

#### **Прогрессивные технологии поверхностного упрочнения зубчатых колес.**

Одна из прогрессивных технологий поверхностного упрочнения – ХТО в тлеющем разряде. Процесс ионного азотирования более стабильный и управляемый с простым и надежным способом предохранения неупрочняемых поверхностей. Деформация и усадки фактически отсутствуют, что позволяет заменять окончательное зубошлифование на хонингование, тем самым, сохраняя требуемую точность, оставляя равномерный высокопрочный поверхностный слой. В сравнении с другими видами азотирования, ионное азотирование обеспечивает большую глубину упрочненного слоя. Ионные цементация и нитроцементация обеспечивают более равномерную толщину диффузионного слоя и более высокие толщины. При 860<sup>0</sup>С через 2 часа глубина ионной цементации достигает 0,8мм, а при обычном методе – 0,25мм [5].

По сравнению с другими видами ХТО ионное азотирование имеет следующие преимущества:

- производительность процесса повышается в 3...5 раз;
- исключаются поводки изделий;
- высокая экономичность процесса (снижается расход электроэнергии в 2 раза, расход газа в 5...10 раз);
- чистота поверхности не ухудшается, в некоторых случаях повышается, поверхностный слой не имеет микротрещин, снижается градиент концентрации N по глубине.

Технология безводородного ИА прошла опытно-промышленную проверку на предприятиях Украины и СНГ.

Температура нанесения покрытия и длительность процесса определяют энергозатраты. Большинство способов ХТО требует относительно высоких температур и длительной обработки. Высокие температуры отрицательно сказываются на прочности изделия. Поэтому естественно стремление снижать температуру нанесения покрытия.

Сложилось две противоположно направленные тенденции в ХТО: с одной стороны, применение низкотемпературных процессов, с другой – тенденция снижения удельных энергозатрат путем интенсификации при повышенных температурах. [5].

Наряду с традиционными и новыми методами ХТО находит дальнейшее развитие также индукционная закалка. Этот способ преимущественно используется для упрочнения прямозубых зубчатых колес.

К традиционным процессам, подвергшимся модернизации, относится автоматизированная плазменная закалка шестерен в условиях контролируемого нагрева [5]. Локальное лазерное упрочнение при сканирующем облучении рекомендуется для крупномодульных шестерен во избежание их коробления. Отсутствие деформации шестерни позволяет практически полностью исключить финишную обработку. Недостатком лазерной и электронно-лучевой технологий является высокая стоимость оборудования и невысокая энергетическая эффективность процесса, а сдерживающим фактором внедрения является необходимость повышения квалификации обслуживающего персонала.

В производстве зубчатых колес распространено поверхностное пластическое деформирование (ППД) как отделочно-упрочняющая обработка. Этот простой, и эффективный способ обеспечивает повышение несущей способности и долговечности шестерен. Упрочняющий эффект обеспечивается за счет наклепа и наведения

остаточных сжимающих напряжений. Обеспечивается также снижение шероховатости и волноности поверхности [12].

Применяются такие методы ППД: обкатывание роликами, шариками или зубчатыми валками, алмазное выглаживание, дробеструйная, вибрационная, гидроабразивная или центробежно-ротационная обработка, дорнование, обработка вращающимися щетками [5]. ППД является финишной операцией. Накатке подвергаются рабочие поверхности зубьев, поверхность впадин и основание ножки зуба. ППД зубчатых колес методом непрерывной обкатки может осуществляться на универсальном зуборезном оборудовании [13].

Сложилось мнение о недостаточной прочности покрытий в экстремальных условиях эксплуатации зубчатых колес. При повышении контактных нагрузок упрочняющий эффект покрытий уменьшается. Считают благоприятными условиями работы нитроцементированных шестерен небольшие контактные нагрузки. Низкотемпературная нитроцементация не обеспечивает контактную прочность шестерни из-за малой глубины диффузионного слоя. Кроме того, наблюдается иногда образование дефектного подповерхностного слоя высокой пористости. Поэтому наиболее благоприятные условия работы нитроцементированных деталей – изнашивание при небольших контактных нагрузках [5].

При эксплуатации шестерен в пиковых режимах после цементации и закалки наблюдается отслаивание упрочненного слоя, что вызвано мягкостью сердцевины и большим градиентом твердости от покрытия в глубь детали.

Из анализа многочисленных видов покрытий и технологий их нанесения вытекают негативные явления, которые необходимо учитывать при выборе альтернативных вариантов поверхностного упрочнения зубчатых колес:

- снижение прочности основного материала;
- деформационные поводки, коробление и необходимость финишных операций;
- различия свойств покрытий в зависимости от способа упрочнения.

Характерной особенностью методов поверхностного упрочнения является то, что не удается получить одновременного повышения всех эксплуатационных свойств шестерен для всех режимов эксплуатации. Поэтому рекомендуют дифференцированный подход целевого применения технологий для повышения отдельных служебных характеристик – износостойкости, контактной и изгибной прочности [5].

Из многооперационных технологий наиболее широкое распространение для зубчатых колес получает комбинация ХТО (цементация, азотирование) и дробеструйной обработки [14].

Существенное повышение несущей способности покрытия на контактных поверхностях зубьев колес возможно следующими способами:

- введение толстого низко модульного подслоя;
- введение подслоя с линейно возрастающим  $E_{подсл.}$  от  $E_0$  к  $E_{покр.}$ ;
- уменьшением толщины покрытия.

Подобный методологический подход реализуется технологически в процессах цементации и нитроцементации зубчатых колес с программируемым изменением С- и N-потенциалов насыщающих атмосфер, стабильно обеспечивающих целенаправленное конструирование композиционного строения зубчатых колес [14].

**Выводы.** Зубчатые колеса будут оставаться одной из важнейших деталей транспортных средств. Тенденции снижения веса, а также увеличения скоростей и мощности требует применения новых материалов и технологий упрочнения зубчатых колес. Неаддитивность разупрочняющего воздействия эксплуатационных факторов приводит к ошибкам уже на стадии проектирования. Необходимо обеспечить ресурс зубчатых колес по изгибной и контактной выносливости, а также по износу.

Традиционные методы поверхностного упрочнения обладают рядом недостатков. Наиболее перспективен метод ионного азотирования как финишный процесс. Для обеспечения максимальной несущей способности зубчатого колеса необходимо оптимизировать компоновку поверхностного слоя по принципу минимизации напряженно-деформированного состояния.

### Список литературы

1. Корнилович С.А., Паутов П.И., Корнилович П.А. Повышение контактно-усталостной выносливости зубчатых колес // Исполз. и обеспеч. работоспособ. машин и оборуд. в с.х. Зап.Сиб. Омск. гос. аграр. ун-т -Омск, 1996.-С.18-19.
2. Вороненко Б.И. Современные высокопрочные стали для тяжелонагруженных зубчатых передач // МиТОМ – 1996 - № 8.-С.12-18.
3. Елисеев Ю., Архипенков А., Оводков В. Изготовление зубчатых колес – дело тонкое // Авиапанорама – 1997-май-июнь.-С.58.
4. Каплун В.Г., Каратаев А.М., Пастух И.М., Паршенко А.В., Ляшенко Б.А., Цыгулев О.В. Способ азотирования стальных изделий. А.с. СССР № 1687645, С23С 8/12, БИ №40.
5. Гурченко П.С., Быков В.М., Шумаков Ю.И. Поверхностная закалка при индукционном нагреве бортовых шестерен автомобилей МАЗ // МиТОМ – 1990. - №6. – С. 9-13.
6. Кашкаров А.А., Мамонтов В.А. Методика исследования влияния шероховатости переходных поверхностей зубьев, упрочненных поверхностным пластическим деформированием, на их изгибную выносливость // Пробл. динамики и прочности исполнительных механизмов и машин: Материалы научн. Конф., Астрахань, 1-5 окт, 2002. Астрахань: Изд-во АГТУ. 2002. – С. 278-280.
7. Кустовский В.Н., Гудым Л.Н., Кринсберг Ц.З. Опыт внедрения чистовой обработки зубчатых профилей пластическим деформированием // Вестн. Машиностроения. – 1992. - №10-11. – С. 50-52.
8. Nadano Hiromasa. Повышенная стойкость азотированных ножек зубьев цилиндрической передачи из нержавеющей SUS440C стали // Trans. Jap. Soc. Mech. Eng. С – 2002 –68, №680.-С.1840-1847.
9. Guo Rui, Wang Rong-hua. Дробеструйная обработка зубчатых колес // Jinshu rechuli=Heat Treat. Metals. 2001-№ 6.-С.21-23.
10. Ariura Yasutsune, Morikawa Hiroshi. Качество поверхности колес после дробеструйной обработки // Trans. Jap. Soc. Mech. Eng. С. –2000-66, № 643.-С.240-247.
11. Matsui Katsuyuki, Eto Hirohito, Kawasaki Kazuhiro et al. Повышение усталостной прочности шестерен посредством контурного индукционного воздействия и использования дробеструйной обработки // Trans. Jap. Soc. Mech. Eng. А. –1995-65, № 637.-С.92-97.
12. Руденко С.П. Сопротивление контактной усталости цементованных зубчатых колес // Вестн. машиностр. – 1999.-№4.-С.13-15.
13. Сызранцев В.Н., Перинов С.Н., Гунин А.А. Разработка методики оценки влияния параметров упрочненного слоя на величину допускаемых напряжений при расчете зубьев на изгиб // Деп. в ВИНТИ 11.05.1999.-№ 1463-В99.
14. Зинченко В.М. Инженерия поверхности зубчатых колес методами химико-термической обработки // М.: Изд-во МГТУ. –2001.-303 с.

*Б. Ляшенко, Е. Посвятенко, С. Довжук, Ф. Златопольський*

#### **Основні напрямки розвитку поверхневого зміцнення зубчастих коліс**

Проаналізовані тенденції розвитку поверхневого зміцнення зубчастих коліс, переваги і недоліки окремих технологій, а також дана оцінка найбільш перспективним рішенням Збагатоопераційних технологій найбільш широкое поширення для зубчастих коліс отримує комбінація ХТО (цементация, азотування) і дробеструменева обробка. Одна з прогресивних технологій поверхневого зміцнення – ХТО в тліючому розряді.

*B. Lyashenko, E.Posvyatenko, S. Dovzhuk, F. Zlatopolskiy*

#### **Basic directions of development of the superficial consolidating of gear-wheels**

Progress of the superficial consolidating of gear-wheels trends, advantages and lacks of separate technologies, are analysed, and also estimation to the most perspective decisions. From technologies the most wide distribution for gear-wheels combination of cementation, nitriding and treatment One of progressive technologies of the superficial consolidating – *khimiko-termicheskaya* of treatment in a smouldering discharge

Одержано 07.04.11

УДК 621.891.539.375.6

**М.И.Черновол, проф., д-р техн. наук, И.В.Шепеленко, доц., канд. техн. наук**

*Кировоградский национальный технический университет*

**Варума Арифа, PhD**

*Университет им.Абду Мумуни (г. Ниамей, Нигер)*

## КОМБИНИРОВАННЫЙ МЕТОД ОБРАБОТКИ ПОВЕРХНОСТЕЙ ТРЕНИЯ

В статье предложен комбинированный метод обработки поверхностей трения, суть которого заключается в нанесении регулярного микрорельефа и его заполнения антифрикционным материалом. Предложенная обработка позволит повысить долговечность работы деталей прецизионных пар трения.  
**комбинированная обработка, вибрационное накатывание, финишная антифрикционная безабразивная обработка**

Одним из направлений дальнейшего развития технологии машиностроения является совершенствование существующих и разработка новых наукоемких, в том числе и комбинированных технологических методов обработки деталей. Разработка нового метода обработки является творческой задачей и требует использование системного подхода, базирующийся на единстве технологий проектирования, производства и эксплуатации изделий машиностроения [1].

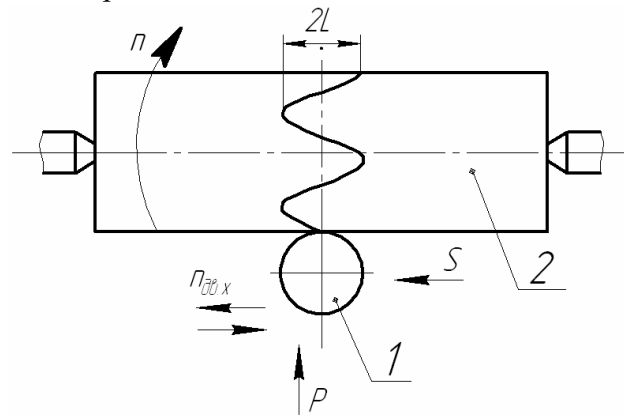
Большинство методов обработки используют один вид энергии, с одним способом его подвода в зону обработки. Например, широко применяемые методы ППД (обкатывание, выглаживание и т.д.), позволяют применять только механическую энергию при равномерном движении инструмента и детали.

Комбинированные методы обработки (КМО) позволяют совмещать воздействие нескольких физико-химических явлений и способов их подвода в зону обработки и сочетать в себе преимущества различных методов, в том числе модификации поверхностей и нанесения покрытий, тем самым достигая более высокие эксплуатационные свойства деталей. Суть КМО заключается в суммарном воздействии физических и химических явлений. Так, известны различные комбинированные способы, совмещающие обработку ППД с механическим, термическим и химико-термическим воздействиями [2].

Технологические методы обработки деталей, повышения их износостойкости многообразны [3]. Вместе с тем, весьма перспективным следует считать направление по приданию поверхности трения антифрикционных свойств и создания регулярного микрорельефа.

Многочисленными исследованиями [4, 5 и др.] доказаны широкие технологические возможности улучшения эксплуатационных качеств деталей и повышения их долговечности путем нанесения регулярного микрорельефа способом вибрационного накатывания. В результате сложного относительного перемещения деформирующего инструмента относительно обрабатываемой поверхности (рис.1) на последней создаются закономерно расположенные, тонко управляемые, аналитически рассчитываемые микрорельефы. За счет одновременного независимого варьирования значений большого числа параметров режима вибрационного накатывания становится возможным образования регулярных микрорельефов различных видов с повышенной маслостойкостью. Однако высота выдавливаемых выступов ограничена физико-

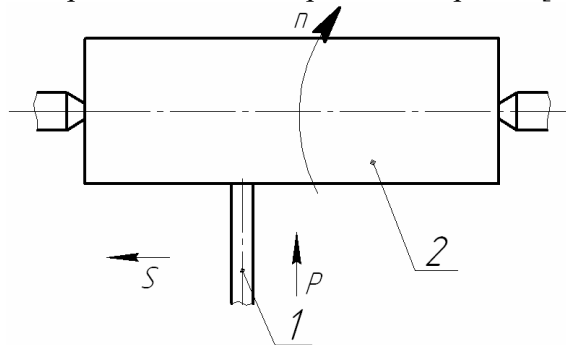
механическими свойствами металла, что ограничивает возможность использования данного способа в ремонтном производстве.



1 – деформирующий элемент (шарик); 2 – деталь;  $\omega$  – частота вращения детали;  $S$  – подача шара за один оборот заготовки;  $n_{дв.х}$  – число двойных ходов (циклов осцилляций);  $L$  – амплитуда осцилляций;  $P$  – усилие вдавливания шарика

Рисунок 1 - Схема вибрационного накатывания

Открытие избирательного переноса при трении [6] легло в основу разработки методов повышения износостойкости поверхностей трения и долговечности деталей, одним из которых является финишная антифрикционная безабразивная обработка (ФАБО). Сущность ФАБО состоит в том, что поверхность трения деталей покрывают тонким слоем латуни, меди или бронзы. Покрывают путем трения латунного, медного, бронзового прутка (инструмента) о поверхность детали (рис.2), смазывая при этом поверхность трения технологической жидкостью. При трении материал прутка (инструмента) переносится на поверхность детали, вследствие чего она приобретает высокие антифрикционные свойства. Реализация метода ФАБО предъявляет определенные требования к шероховатости поверхностей трения [7].



1 – инструмент; 2 – деталь;  $p$  – усилие прижатия натирающего элемента;  $\omega$  – частота вращения детали;  $S$  – продольная подача инструмента

Рисунок 2 - Схема ФАБО

Предпосылкою к целесообразности заполнения маслостойких поверхностей антифрикционными материалами является способ обработки гильз цилиндров методом антифрикционного плосковершинного хонингования [8]. На поверхности гильзы цилиндров последовательно выполняют черновое и чистовое хонингование. Полученный в результате обработки микрорельеф представляет собой чередование глубоких рисок для размещения смазки и плоских плато, увеличивающих необходимую относительную опорную длину профиля. Последующей операцией, которая

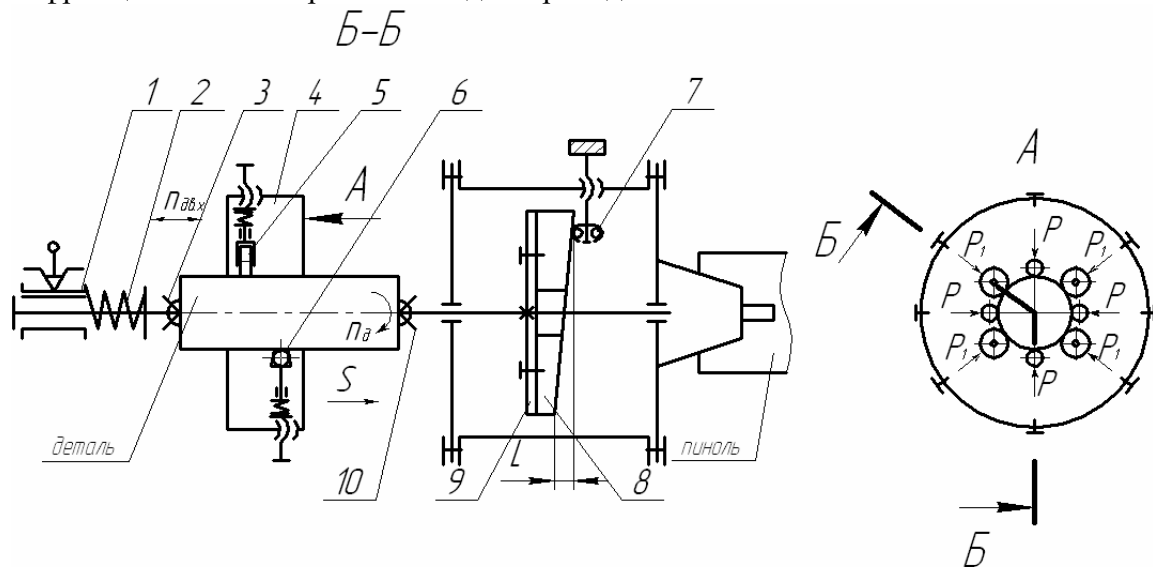
выполняется также на хонинговальном станке, является нанесение фрикционным методом приработочного антифрикционного покрытия.

Анализ схем обработки поверхностей деталей (рис.1, 2) позволяет говорить о возможности и целесообразности использования совмещенной обработки ППД с процессами, протекающими при фрикционно-механическом нанесении покрытий.

На наш взгляд, весьма эффективным методом обработки поверхностей трения может быть комбинированная технология обработки, включающая вибрационное накатывание и нанесение антифрикционного материала фрикционно-механическим способом [9]. На первом этапе наносится регулярный микрорельеф, увеличивая маслосъемность и снижая силы трения. Вторым этапом технологии, также снижающий силу трения и износ в зоне контакта служит ФАБО, частным случаем которой является фрикционно-механическое латунирование.

Использование существующих устройств для нанесения регулярного микрорельефа и антифрикционных покрытий требует переустановки инструментов. При этом снижается качество обработки, нарушается базирование детали и увеличивается время на переустановку детали и инструмента.

Авторами данной работы предложено устройство (рис.3), обеспечивающее получение регулярного микрорельефа и последующего его заполнения антифрикционным материалом за один проход станка.



1 – втулка шлицевая; 2 – пружина; 3, 10 – центра рифленые; 4 – корпус; 5 – ролик латунный; 6 – шарик; 7 – упор; 8 – копир; 9 – ступица; S – подача многошарикового накатника;  $n_d$  – частота вращения детали; L – амплитуда осцилляции детали; P – деформационное усилие шариков;  $P_1$  – усилие латунных роликов;  $n_{дв.х}$  – число осцилляций детали

Рисунок 3 – Схема устройства для комбинированной обработки поверхностей трения

Устройство, разработанное на базе многошарикового накатника [10], работает следующим образом. Ведущий узел устанавливается в патроне токарно – винторезного станка, многошариковый накатник – в резцедержателе, осциллирующий узел – в пиноле задней бабки. При вращении патрона шлицевая втулка 1 с пружиной 2 и ведущим рифленым центром 3 также вращается. Движение передается на деталь, ведомый рифленый центр 10, ступицу 9 и копир 8, выполненный в виде цилиндра, рабочий торец которого имеет синусоидальную поверхность.

На поверхности детали, совершающей осцилляцию и вращение вначале деформирующими элементами 6 наносится регулярный микрорельеф, который смачивают технологической жидкостью (глицерином), а затем путем использования явления переноса металла при трении осуществляется заполнение впадин

микрорельєфа матеріалом роликів 5 – латунью. Многошариковый раскатник при этом движется поступательно.

Таким образом, предложенное устройство позволяет получить регулярный микрорельеф, выступы которого образуют твердый каркас, а также заполнить впадины микрорельєфа антифрикционным материалом. Толщина антифрикционного слоя при этом, должна быть не меньше величины максимального износа поверхности трения, что должно обеспечить сохранение антифрикционности на всем сроке эксплуатации.

Разработанная комбинированная технология обработки, на наш взгляд, позволит повысить долговечность работы деталей прецизионных пар трения и требует дальнейшего всестороннего исследования.

## Список литературы

1. Суслов А.Г. Совершенствование и разработка конкурентоспособных технологий, обеспечивающих повышение качества изделий машиностроения// Вестник Брянского государственного технического университета. №2. – Брянск, БГТУ, 2006. – С.24-29.
2. Харламов Ю.А., Будагьянц Н.А. Основы технологии восстановления и упрочнения деталей машин. Учебное пособие в 2 т. Том 2. – Луганск: изд-во Восточно-укр. национ. ун-та им.В.Даля, 2003. – 480 с.
3. Кершенбаум В.Я. Механотермическое формирование поверхностей трения. – М.: Машиностроение, 1987. – 232 с.
4. Шнейдер Ю.Г. Эксплуатационные свойства деталей с регулярным микрорельефом. - Л.: Машиностроение, 1982. – 248 с.
5. Наливайко В.Н. Нанесение регулярного микрорельєфа на поверхности деталей// В сб. «Проблемы надежности и долговечности сельскохозяйственных машин». - К.: УМКВО, 1992. – С.65 – 74.
6. Гаркунов Д.Н. Триботехника (износ и безызносность): Учебник. – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: «Издательство МСХА», 2001. – 616 с.
7. Избирательный перенос в тяжело нагруженных узлах трения/ Под общ. Ред. Д.Н.Гаркунова. – М.: Машиностроение, 1982. – 207 с.
8. Чеповецкий И.Х. Триботехнология формирования поверхностей. К.: Наукова думка, 1989. – 256 с.
9. Патент України на корисну модель №52699, С23D 5/00. Спосіб нанесення антифрикційних покриттів/ Кропивний В.М., Шепеленко І.В., Чернявський О.В. [та ін.] – Опубл. 10.09.2010, Бюл.№17.
10. А.с. №1750932 СССР кл. В24В39/00. Устройство для нанесения на поверхности детали регулярного микрорельєфа методом вибронакатывания. Наливайко В.Н. Бюл.№28, 1992.

*М.Черновол, І.Шепеленко, Варума Аріфа*

### **Комбінований метод обробки поверхонь тертя**

У статті запропонований комбінований метод обробки поверхонь тертя, суть якого полягає в нанесенні регулярного микрорельєфу і його заповненні антифрикційним матеріалом. Запропонована обробка дозволить підвищити довговічність роботи деталей прецизійних пар тертя.

*M.Chernovol, I.Shepelenko, Warouma Arifa*

### **Combined method of friction surfaces treatment**

The following article introduces a combined method of friction surfaces treatment which lies in application of a regular micro relief and its filling with antifrictional substance. The above mentioned treatment will allow to increase the durability of details of precise friction pairs.

Одержано 11.04.11

УДК 621.793.620.172

**М. І. Черновол, проф., д-р техн. наук, Т.В. Лопата, асп.**

*Кіровоградський національний технічний університет*

## Умови експлуатації і основні причини виходу з ладу ріжучих елементів робочих органів сільськогосподарських машин

Розглянуті основні фактори, які визначають вид зношування ріжучих елементів робочих органів сучасної сільськогосподарської техніки та дослідженні особливості їх зношування. Показано, що довговічність ріжучих елементів робочих органів сільськогосподарських машин, що експлуатуються в умовах абразивного зношування, знаходиться в прямій залежності від здатності протистояти абразивному або корозійно-механічному руйнуванню їх ріжучих кромок.

**ріжучі елементи, абразивне зношування, корозійно-механічне руйнування, робочі органи, знос, зміцнення**

**Стан проблеми.** Основними факторами, які визначають вид зношування ріжучих елементів робочих органів сучасної сільськогосподарської техніки є:

- середовище, в якому проходить знос;
- динаміка і кінематика відносного переміщення тертьових тіл;
- характер контакту і властивостей матеріалу деталей які зношуються.

Перші фактори первинні. Вони характеризують зовнішні умови служби деталей машин, визначають якісну і кількісну сторону явищ зносу. Через це їх поєднання з властивостями тертьових тіл повинно бути покладено в основу при визначенні виду зношування [1,4].

**Зношування робочих органів сільськогосподарських машин.** Складність процесу зношування робочих органів сільськогосподарських машин обумовлена силами на поверхні тертя, які безперервно змінюються, неоднорідністю абразивного середовища як по механічному, так і по хімічному складу, складністю динаміки контактування і переміщення часток абразиву [2]. Спочатку в точках фактичного контакту абразивних часток з поверхнями тертя деталей спостерігається різка концентрація напруження і проходить пластична деформація. Товщина деформованого шару залежить від твердості матеріалу і навантаження на абразив і складає 1-5 мкм. При повторно - перемінному деформуванні металу абразивом проходить його наклеп до граничного стану, який характеризується критичною щільністю дислокацій, яка в свою чергу приводить до знеміцнювання поверхневого шару і утворення субмікроскопічних тріщин. При цьому сильно деформований шар, який має підвищену активність, вступає в взаємодію з агресивними компонентами середовища, що приводить до утворення окисних плівок. Утворені окисли і передеформований (ослаблений) шар металу дуже крихкі. Багаторазові напруження розтягу, які виникають в поверхневому шарі під дією сил тертя, приводять до руйнування більш крихких окисних плівок. Якщо ж напруження розтягу перевищують дійсний опір розриву перенаклепаного шару металу, то його руйнування проходить за рахунок сколювання і відділення мікростружки разом з окисними плівками. На поверхні деталей можливе одночасне протікання цих процесів. При цьому абразивний знос за рахунок утворення і руйнування плівок окислів переважає на деталях, виготовлених із міцних і твердих

матеріалів і при невеликих питомих навантаженнях. В'язкі і досить крихкі матеріали з низькою твердістю зношуються в основному за рахунок відділення мікроструктури.

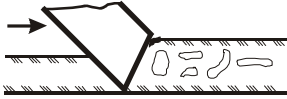
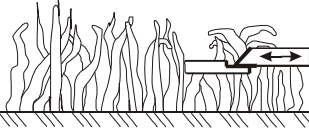
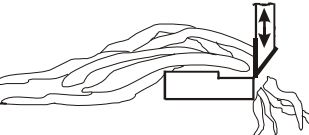
**Причини виходу із ладу ріжучих елементів робочих органів сільськогосподарських машин.** Статистичні дані показують (таблиця 1), що по причині зносу і корозії із ладу вибувають до 80%, а по причині поломок (включаючи руйнування від утомленості) – 20-30% деталей. Поломка деталей може виникати не тільки внаслідок великих ударних навантажень при роботі машин, але і від втрати міцності при зносові і корозії. Знос ріжучих елементів кормозбиральних комбайнів обумовлений в основному абразивно-корозійно-механічним зношуванням [2-6,15].

Вирішення задачі підвищення зносостійкості і довговічності ріжучих елементів робочих органів сільськогосподарських машин шляхом їх зміцнення повинно базуватися на розроблених кількісних методах оцінки умов роботи [2-6,15].

**Особливості зносу ріжучих елементів кормопробірюючих машин.** В сільському господарстві України використовуються кормозбиральні комбайни наступних моделей: РСМ-100 «Дон-680М», СHAMPION С 1200, Jaguar, ККП-3 «Херсоніць-9», КСКУ-6АС-18 «Херсоніць-200», ККП-2С.

Комбайн кукурудзозбиральний ККП-3 «Херсоніць-9» - універсальна високопродуктивна машина для збирання всього біологічного врожаю кукурудзи.

Таблиця 1 - Причини виходу із ладу ріжучих елементів робочих органів сільськогосподарських машин

Технологічна схема	Вид і умови зношування		Приклади зношуваних робочих органів	Причини виходу із ладу, %		
				Затуплен- ня кромки	Поломки при ударах	Руйну- вання втомле- ням
	Абразивне	При переміщенні в рослинній масі, яка вміщує абразив	Сегменти жаток, деталі ріжучого апарату, шнеки збиральних машин	80	15	5
		При переміщенні в рослинній масі, що вміщує абразив	Сегменти жаток, деталі ріжучих апаратів, шнеки збиральних машин	80	15	5
	Абразивне-корозійно-механічне	При подрібненні рослинної маси	Деталі подрібнюючого барабана кормозбиральних машин	60-70	20-25	10-15

Кукурудзозбиральний комбайн КСКУ-6АС-18 «Херсонєць-200» єдиний в світі комбайн, який забезпечує за один прохід збирання всього біологічного врожаю кукурудзи.

Обидва комбайни виконують як збирання кукурудзи, так і подріблення листя і стебельної маси.

Кукурудзозбиральний комбайн ККП-2С очищує і збирає в початки стиглу кукурудзу, в тому числі насінну, забезпечуючи мінімальне пошкодження початків, подрібнює стебелину масу.

Кормозбиральний комбайн РСМ-100 «Дон-680М» – унікальна самохідна кормозбиральна техніка. Дозволяє заготовляти в сезон до 30000 тон силосу, сенажу і зеленого корму з якісним подрібненням. Комбайн має три режими подріблення: 3,5/8/20 мм, регулює довжину різки без зміни ножів, ідеально підходить для заготівлі всіх типів кормів. При заготівлі силосу із кукурудзи застосовується роторний доподрібнювач зерна. Доподрібнювач зерна роторного типу подрібнює до 96% зерна кукурудзи. Тільки Дон - 680М дозволяє отримувати січку 3,5 мм, яка використовується для заготівлі кормів вищої якості. Важливою складовою високої продуктивності кормозбиральних комбайнів Дон - 680М є прямоточна схема провідки кормів, яка відрізняється не тільки високою пропускною спроможністю, але і зразковою надійністю технологічного процесу. В основі схеми — високоінерційний подрібнюючий барабан (рис.1), оснащений 24 ножами (рис. 2) і заточним пристроєм. V-образне розташування ножів центрує потік зеленої маси, що забезпечує високу пропускну спроможність, зменшує витрату палива і збільшує термін служби підшипників барабана. Завдяки V-образному розташуванню ножів вдалося максимально використовувати переваги зустрічного косої зрізу: більш ніж на 10% зменшити енергоємність різки і змістити від підшипників осьові навантаження. Подрібнюючі ножі і противоріжучі пластини мають спеціальні, зносостійкі покриття. Противоріжуча пластина має двосторонню робочу поверхню з наплавкою із хром-ванадієвого сплаву, що в 3,5 рази збільшує робочий ресурс. Самі ножі вольфрамові з карбідним покриттям (рис.2). Застосування подрібнюючого барабану відкритого типу зменшує вплив динамічних навантажень і забезпечує надійність і довговічність подрібнювача.

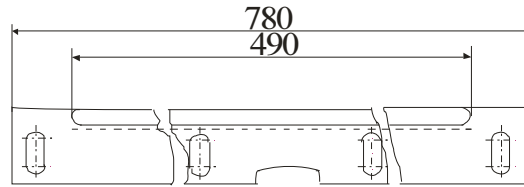
Подрібнюючі ножі кормозбирального комбайну CHAMPION C 1200 виготовлені із вольфраму із карбідним напиленням.



Рисунок 1 - Подрібнюючий барабан комбайну Дон - 680М

Подрібнюючий барабан комбайна Jaguar працює з частотою обертання 1200 об/хв. Це означає, що кожен окремо взятий подрібнюючий ніж робе 20 різів в секунду.

В сезон збирання врожаю при 350 часах роботи на кожний ніж приходиться більше 25 млн. різів. З таким екстремальним навантаженням під силу впоратися тільки ножи зі спеціальним покриттям. Подрібнюючі ножі original claas комбайну Jaguar мають порошкове покриття із карбиду вольфрама, яке забезпечує зменшення зносу матеріала і збільшення строку служби ножів в порівнянні з ножами стандартного виконання



а



б

в

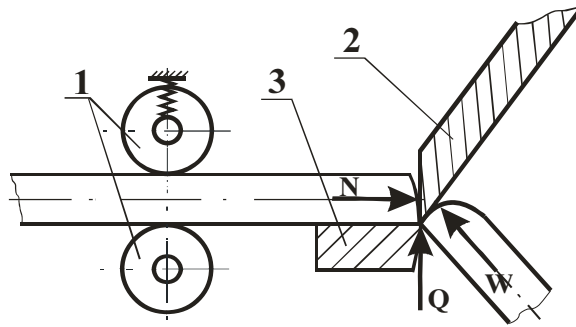
а – робоче креслення; б – новий ніж; в – зношений ніж після експлуатації

Рисунок 2 - Ріжучий ніж подрібнюючого барабану

Знос ріжучих елементів кормоподрібноючих машин визначається кінематичними особливостями процесу різання (рис.3) [1-3]. Робоча частина ножа (односторонній клин) порушує внутрішній зв'язок стебел, роз'єднує їх і утворює нові поверхні. Аналіз результатів експлуатаційних іспитів показує, що лезо зношується по довжині неоднаково. Це пояснюється передусім тим, що стискання стебел ножем до моменту початку різання по всій товщині шару розподіляється нерівномірно. Зона стиснутих стебел локалізується спочатку поряд ріжучої кромки ножа (рис.4). Чим менше зусилля різання, тим вужче зона стиснутих стебел. Знос робочої частини ножа характеризується зміною товщини ріжучої кромки і утворенням незначної по ширині додаткової площадки з сторони задньої поверхні. Знос характеризується затупленням і зміщенням по висоті ріжучої кромки, утворенням додаткової площадки, нахиленої під кутом до поверхні, яка стискається з матеріалом (рис. 4).

Авторами роботи, були досліджені особливості зносу ріжучих елементів кормоподрібноючих машин. Показано, що в процесі експлуатації ножів відбувається затуплення їх леза, при цьому змінюються початкові кути заточування і зменшується ширина леза. Встановлено, що радіус закруглення і кут заточування в перші часи роботи змінюється незначно, а після наробітки 1000т зеленої маси їх знос проходить найбільш інтенсивно. Після подрібнення 3150т зеленої маси радіус закруглення змінюється від 0,1мм до 2,7мм, а кут заточування – від 75° до 85°18'. Сучасні високопродуктивні кормоподрібноючі машини характеризується більш високим рівнем навантажень на робочі органи подрібнюючого апарату. Це приводить до

інтенсифікації процесу зношування ріжучих елементів. Так, згідно даних заводських іспитів, у серійного ножа ( сталь 65Г, гартування ТВЧ ) після напрацювання 1000т радіус закруглення складає 2,5 – 3мм.



1-валки, 2-ніж, 3-протиріжучий брус, 4-стебло Q – сила опору зрізу; N – сила притискання валків; W – сила опору зрізання шару

Рисунок 3 - Схема подрібнення рослинної маси в подрібнюючому барабані

Характер зносу ріжучих елементів залежить від способу їх зміцнення [1,4]. Найвищу працездатність забезпечують схеми, які реалізують ефект самозаточування. Під самозаточуваністю розуміється здатність леза зберігати в процесі експлуатації достатню по міцності і зносостійкості товщину ріжучої кромки з наявністю оптимального профілю, допустимого для виконання технологічної операції [5]. Під самозаточуваністю розуміється здатність леза зберігати в процесі експлуатації достатню по міцності і зносостійкості товщину ріжучої кромки з наявністю оптимального профілю, допустимого для виконання технологічної операції. Існує самозаточування I і II роду [6]. При самозаточуванні I роду покриття наноситься на нижню поверхню леза. При цьому гострота ріжучої кромки забезпечується товщиною покриття, яка визначається, в свою чергу, агротехнічними вимогами. Самозаточування II роду дозволяє забезпечити лезу більшу товщину ріжучого шару, так як в цьому випадку покриття наноситься на верхню поверхню ріжучого елемента.

При самозаточуванні I роду для ріжучих елементів подрібнюючих барабанів кормозбиральних комбайнів рекомендуємі товщини покриття 0,3- 0,8 мм при товщині основного металу 7-20мм.

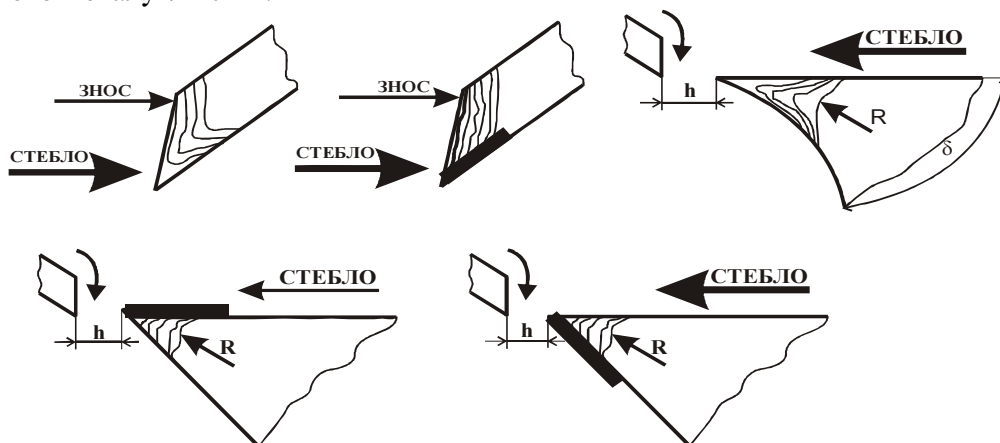


Рисунок 4 - Схема зносу ріжучих елементів.

На рис. 5 показані результати аналізу статистичних даних необхідної і фактичної довговічності ножів і противоріжучих пластин подрібнюючих барабанів кормозбиральних комбайнів

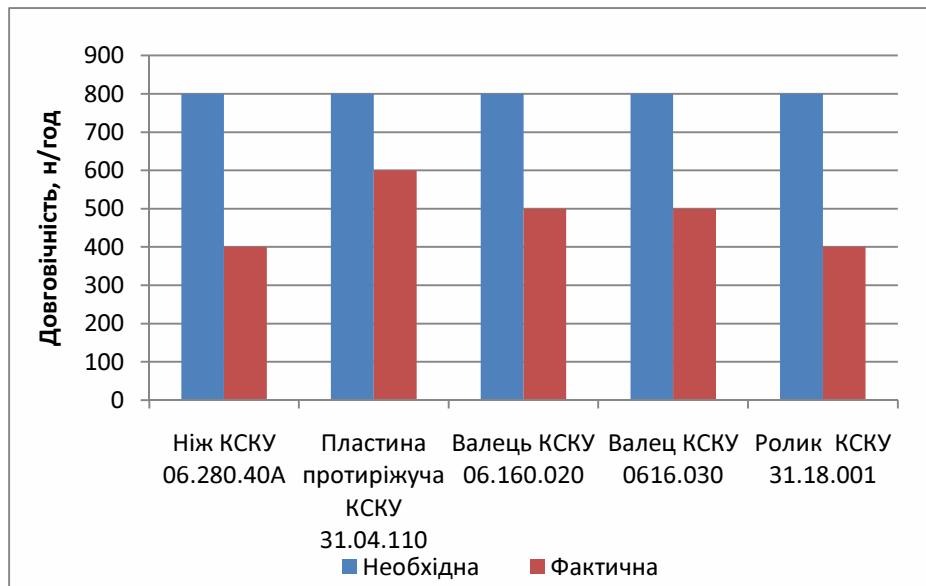


Рисунок 5 - Довговічність ріжучих елементів подрібнюючих барабанів кормозбиральних комбайнів

**Висновок.** Проведений аналіз умов експлуатації, літературних джерел та патентно-інформаційних досліджень дозволяє зробити наступний висновок: довговічність ріжучих елементів робочих органів сільськогосподарських машин, що експлуатуються в умовах абразивного зношування, знаходиться в прямій залежності від здатності протистояти абразивному або корозійно-механічному руйнуванню їх ріжучих кромок.

#### Список літератури

1. Дацишин А.В. Исследование процесса резания стебельных материалов и обоснование способов повышения долговечности ножей кормоизмельчающих машин: автореф. дис. на соискание наук. степени канд. техн. наук: спец. [05.05.11](#) „Машины и средства механизации сельскохозяйственного производства”/А.В. Дацишин. – Киев, 1973. – 26 с.
2. Резник Н.Е. Взаимодействие лезвия с материалом в процессе его резания и износ лезвий / Н.Е. Резник // Повышение износостойкости и долговечности режущих элементов сельскохозяйственных машин. – Мн., ИНТИП, 1967. – 5-10 с.
3. Титов В.М. Исследование износа режущих деталей измельчителя комбайна КС-2,6. Труды ЧИМЭСХ / В.М. Титов, А.Г. Полуян. – Челябинск: 1972, № 42. – 324-327 с.
4. Николаенко Н.В. Износостойкость новых наплавочных материалов применительно к работе сельскохозяйственных машин: автореф. дис. на соискание наук: степени канд. техн. наук: спец. [05.05.11](#) „Машины и средства механизации сельскохозяйственного производства”/ Н.В. Николаенко.– Киев, 1972. – 18 с.
5. Клементьев К.В. Повышение износостойкости режущих элементов силосоуборочных комбайнов и восстановление их геометрических параметров методом заточки / К.В. Клементьев // Повышение износостойкости и долговечности режущих элементов сельскохозяйственных машин, - Мн., ИНТИП, 1967. – 25-28 с.

*М. Черновол, Т. Лопата*

#### **Условия эксплуатации и основные причины выхода из строя режущих элементов рабочих органов сельскохозяйственных машин**

Рассмотрены основные факторы, которые определяют вид изнашивания режущих элементов рабочих органов современной сельскохозяйственной техники и исследованы особенности их изнашивания. Показано, что долговечность режущих элементов рабочих органов сельскохозяйственных машин, которые эксплуатируются в условиях абразивного изнашивания,

находится в прямой зависимости от способности противостоять абразивному или коррозионно-механическому разрушению их режущих кромок.

*M. Chernovol, T. Lopata*

***External environments and principal reasons of death of cuttings elements of workings organs of agricultural machines***

Basic factors which determine the type of wear of cuttings elements of workings organs of modern agricultural technique and research of feature of their wear are considered. It is shown that longevity of cuttings elements of workings organs of agricultural machines which are exploited in the conditions of abrasive wear is in direct dependence on to resist to the abrasive or to corrosive-mechanical destruction of their cuttings edges.

Одержано 07.04.11

**УДК 621.793.620.172**

**Е.К. Солових, проф., канд. техн. наук, А.Е.Солових, доц., канд. техн. наук,  
А.В. Ворона, асп.**

*Кіровоградський національний технічний університет*

## **Вибір матеріалу для зміцнення робочих органів деталей сільськогосподарської техніки**

Розглянуті основні фактори, які визначають вибір матеріалу деталі і покриття, узгодженість їх термомеханічних характеристик і їх «експлуатаційна сумісність». **Приведена** характеристика матеріалів, які доцільно використовувати в якості матеріалу покриття при підвищенні зносостійкості робочих органів сільськогосподарської техніки.

**зносостійкі покриття, робочі органи, зміцнення, композитні матеріали, порошкові суміші, псевдосплави, наплавочні матеріали**

**Постановка задачі.** При виборі матеріалу робочих органів деталей сільськогосподарських машин необхідно приймати до уваги, що їх зміцнення і підвищення ресурсу шляхом нанесення покриттів суттєво змінює умови їх роботи. Покриття, приймаючи на себе частину функціональних властивостей деталей (зносостійкість, контактну міцність і т.д.), знижують вимоги до властивостей матеріалу основи. Внаслідок цього деталі можуть бути виготовлене із менш дефіцитних і більш дешевих матеріалів.

Важливою умовою подальшої працездатності зміцненої деталі являється узгодженість термомеханічних характеристик деталі і покриття. Іншими словами, мова повинна йти про «експлуатаційну сумісність» покриття і деталі.

Крім того, при виборі матеріалу деталі необхідно також враховувати здатність фізико-механічних взаємодій її поверхні з матеріалом покриття. Відомо, наприклад, що при контактуванні розплавленого металу з твердим, вони не утворюють один з одним твердих розчинів, в поверхневому шарі виникають внутрішні напруги, що приводять до його руйнування.

Таким чином, матеріал деталі, яка зміцнюється необхідно вибирати враховуючи його роботу в композитній системі. Він повинен мати мінімальну різницю коефіцієнтів термічного розширення в порівнянні з покриттям, забезпечувати максимальну міцність зчеплення з ним, мати невисоку вартість.

находится в прямой зависимости от способности противостоять абразивному или коррозионно-механическому разрушению их режущих кромок.

*M. Chernovol, T. Lopata*

***External environments and principal reasons of death of cuttings elements of workings organs of agricultural machines***

Basic factors which determine the type of wear of cuttings elements of workings organs of modern agricultural technique and research of feature of their wear are considered. It is shown that longevity of cuttings elements of workings organs of agricultural machines which are exploited in the conditions of abrasive wear is in direct dependence on to resist to the abrasive or to corrosive-mechanical destruction of their cuttings edges.

Одержано 07.04.11

**УДК 621.793.620.172**

**Е.К. Солових, проф., канд. техн. наук, А.Е.Солових, доц., канд. техн. наук,  
А.В. Ворона, асп.**

*Кіровоградський національний технічний університет*

## **Вибір матеріалу для зміцнення робочих органів деталей сільськогосподарської техніки**

Розглянуті основні фактори, які визначають вибір матеріалу деталі і покриття, узгодженість їх термомеханічних характеристик і їх «експлуатаційна сумісність». **Приведена** характеристика матеріалів, які доцільно використовувати в якості матеріалу покриття при підвищенні зносостійкості робочих органів сільськогосподарської техніки.

**зносостійкі покриття, робочі органи, зміцнення, композитні матеріали, порошкові суміші, псевдосплави, наплавочні матеріали**

**Постановка задачі.** При виборі матеріалу робочих органів деталей сільськогосподарських машин необхідно приймати до уваги, що їх зміцнення і підвищення ресурсу шляхом нанесення покриттів суттєво змінює умови їх роботи. Покриття, приймаючи на себе частину функціональних властивостей деталей (зносостійкість, контактну міцність і т.д.), знижують вимоги до властивостей матеріалу основи. Внаслідок цього деталі можуть бути виготовлене із менш дефіцитних і більш дешевих матеріалів.

Важливою умовою подальшої працездатності зміцненої деталі являється узгодженість термомеханічних характеристик деталі і покриття. Іншими словами, мова повинна йти про «експлуатаційну сумісність» покриття і деталі.

Крім того, при виборі матеріалу деталі необхідно також враховувати здатність фізико-механічних взаємодій її поверхні з матеріалом покриття. Відомо, наприклад, що при контактуванні розплавленого металу з твердим, вони не утворюють один з одним твердих розчинів, в поверхневому шарі виникають внутрішні напруги, що приводять до його руйнування.

Таким чином, матеріал деталі, яка зміцнюється необхідно вибирати враховуючи його роботу в композитній системі. Він повинен мати мінімальну різницю коефіцієнтів термічного розширення в порівнянні з покриттям, забезпечувати максимальну міцність зчеплення з ним, мати невисоку вартість.

**Матеріали для зносостійких покриттів і їх необхідні складові.** Основними факторами, які визначають вид зношування робочих органів деталей сучасної сільськогосподарської техніки є:

- середовище, в якому проходить знос,
- динаміка і кінематика відносного переміщення третюх тіл,
- характер контакту і властивостей матеріалу деталей які зношуються.

Опір абразивному зношуванню багато в чому залежить від природи і кількості твердих зносостійких складових в структурі покриття. В сучасному машинобудуванні використовуються два принципово різних методи регулювання вмісту твердих складових в структурі покриття [1-2]:

1. зміна хімічного складу твердого сплаву;
2. введення в шихту важкорозчинних наповнювачів, які утворюють в результаті взаємодії з матрицею специфічні композитні матеріали – псевдосплави.

Застосування того чи іншого методу визначається, перш за все, вибраним способом нанесення зносостійкого покриття [3]. У ряді випадків досить перспективним виявляються псевдосплави, що представляють собою механічний зв'язок металів, феросплавів, карбідів, боридів і інших хімічних з'єднань [3-4].

Порошкові матеріали (табл.1), що застосовуються для отримання зносостійких покриттів, по своему технологічному призначенню можна розділити на три групи: матриця, наповнювачі і додаткові [4]. Матеріал матриці зв'язує компоненти композиційного матеріалу та складає більшу частину шихти, визначає міцність зчеплення покриття з деталлю, ударну в'язкість, міцність на стискання і, частково, трибологічні властивості покриття. Наповнювачі використовуються в складі композиційного матеріалу для полегшення його переробки, надання необхідних властивостей, а також зниження його вартості. Наповнювачі можуть бути активними, які поліпшують будь які властивості композиційного матеріалу, і інертними, які не змінюють його властивості. В зносостійких покриттях матеріал наповнювача забезпечує необхідні функціональні властивості, такі як опір абразивному зношуванню, здатність утворювати антизадирині розділювальні плівки в вузлах тертя і т.д.

Таблиця 1 - Порошкові суміші, які застосовуються для зміцнення деталей сільськогосподарських машин

Найменування	Компоненти	Міст., % мас.	Твердість HRC, HRA
Сталініт-М, порошкоподібний	Порошок чавунний Ферохром вуглецевий Феромарганець Графіт	47 38 0 5	70-80 HRA
Вісхом-9	Ферохром вуглецевий Феромарганець Порошок чавунний Графіт	5 15 74 6	52-56 HRC
ПС-3	ПГ-С1 Карбід вольфраму	55-60 36-40	75-85 HRA
ПС-4	ПГ-С1 ФХ-800	40-70 30-60	60-64 HRC
ПС-5	ПГ-С1 ФХ-800 Ті	40 58 2	60-64 HRC
ПС-6	Порошок білого чавуну ФХ-800	40-60 30-60	70-80 HRA

Допоміжні матеріали, як правило, не залишаються в покритті після припикання і використовуються на різних стадіях технологічного процесу, сприяючи створенню необхідних властивостей – зниженню міжчасткового тертя при формуванні, пороутворенню, видаленню окисних плівок, активації припикання і т.д. В якості матеріалу матриці зносостійких покриттів використовуються порошки заліза, нікеля, міді, наплавочних сплавів. При цьому найбільш ефективно і доцільно з точки зору підвищення зносостійкості застосовувати наплавочні сплави. Для зміцнення деталей машин, які підлягають абразивному зносу, в якості матриці композиційних порошкових покриттів широко використовуються сплави ПГ-С1, ПГ-УС25. Вони доступні і дешеві, мають відносно низьку температуру плавлення (1500-1600 К), добре формуються і володіють низькими феромагнітними властивостями. Сплави ПГ-С1 і ПГ-УС25 мають в своєму складі від 25 до 40 % хрому, 3-5 % нікелю, що забезпечує їм твердість до 55 HRC. Використання матеріалу, що вміщує 73 % заліза, 20% хрому, близько 2 % нікелю, 2,5 % кремнію дозволяє отримати методом порошкової металургії деталі, що володіють підвищеною абразивною зносостійкістю. В останній час для зміцнення деталей машин, що працюють і умовах абразивного зносу, знаходять застосування феросплави. Феросплави можуть використовуватись як в чистому вигляді (наприклад, при електроферомагнітному зміцненні, так і в вигляді легуючих добавок до відомих матеріалів (ПГ-С1 і ін.), що виступають в ролі матриці. Широке використання феросплавів в технології зміцнення пояснюється їх відносно невисокою вартістю, доступністю і ефективним підвищенням фізико-механічних властивостей нанесення шарів. Легуюча здатність феросплавів продиктована високим вмістом в їх складі таких елементів як хром, титан, бор, марганець, молібден, ванадій, вольфрам, і ін. (табл.2). Феросплави найбільш широко застосовуються при: електроферомагнітному нанесенні покриттів, електроконтактному припиканні, індукційній і електродуговій наплавці.

Таблиця 2 - Феросплави, які використовуються для легування металопокриттів

Найменування	Марка	Хімічний склад
Ферохром вуглецевий	ФХ-650 ФХ-800	65Cr; 6,5C; 1,5Si; 0,06S; 0,04-0,06P; 65Cr; 8,0C; 2,0Si; 0,06S; 0,04-0,06P
Ферохром азотний	ФХ-400Н	0,0Cr; 0,06C; 1,0Si; 0,045S; 0,03-0,09P; 4,0N
Феротитан	Ti 1 Ti 2	До 35Ti; 0,15C; 0,04P; 0,04S; 2,0Cu; 0,4Mo; 0,4V; 0,04Sn; 0,25Al/Ti до 35Ti; 0,2C; 0,07P; 0,07S; 3,5Cu; 1,0Mo; 1,0V; 0,8Sn; 0,4Al/Ti; 0,28Al/Si
Феробор	ФБ	17B; 3Si; 3Al; 0,2C; 0,03P; 0,05P; 0,05Cu 8B; до 15Si; до 15Al
Феромарганець середньовуглецевий	ФМН 1	80Mn; 2,0Si; 1,0C; 0,03S; 0,03P
Феромолібден	ФМо 2	50Mo; 0,15C; 1,5Si; 1,5Cu; 0,08Sn; 0,15S; 0,15P
Феровольфрам	ФВ 2 ФВ 3	70W; 0,7C; 1,0Si; 0,4Mn; 0,2Cu; 0,15Sn; 0,1S; 0,05P 65W; 0,8C; 1,5Si; 0,5Mn; 0,3Cu; 0,25Sn; 0,2S; 0,1P

Аналіз літературних джерел [4-5] свідчить про великі потенційні можливості заліза як основи спеціалізованих наплавочних матеріалів. Вартість залізних порошкових

сплавів нижче нікелевих в 2...5 раз. Ці порошки являють собою сталі, які зміцнені введенням легуючих елементів. Сплави на основі заліза з підвищеним вмістом бору мають високу зносостійкість, однак їх застосування стримується через ламкість, що знижує стійкість в різних умовах експлуатації. Ці проблеми виникають при використанні традиційних методів об'ємного легування в розплаві. Процес структуроутворення частинок з розплаву характеризується нестабільними умовами. Для умов інтенсивного зношування триботехнічно і економічно ефективними являються наплавочні матеріали системи Fe-B-C, які забезпечують одержання гетерогенних покриттів евтектичного типу [6]. Дифузійне легування бором в значній мірі дозволяє зменшити ламкість матеріалу внаслідок рівномірного структуроутворення боридних фаз. Частинка дифузійно-легованого порошку має наступну структуру: в середині пластична залізна матриця і оболонка, яка складається з двох боридних фаз FeB і Fe<sub>2</sub>B, властивості яких наведено в табл. 3. Введення бору в порошок заліза або його сплавів радикально змінює властивості покриття. Структура покриття складається з боридів і карбоборидів, розташованих в пластичній матриці. Вони виконують зміцнюючу функцію, перерозподіляючи навантаження і запобігаючи поширенню деформацій при терті. Пластична матриця сприяє швидкому припрацюванні контактуючих пар, що зменшує контактний тиск при терті. Створюються оптимальні умови роботи, які виключають схоплювання або викришування. Евтектики, які відокремлюють включення твердої фази роблять покриття стійким проти утворення тріщин. Дифузійно-леговані порошки мають ряд переваг:

- гарна пресуємість, так як основою є чистий залізний порошок;
- наявність дифузійного зв'язку легуючих елементів з залізним порошком запобігає сегрегації елементів в суміші;
- висока міцність відновлених поверхонь внаслідок високої дифузійної рухомості легуючих елементів;
- висока самофлюсуєча здатність, обумовлена концентрацією флюсуєчих елементів в поверхневому шарі частинок;
- можливість строгого регулювання при виготовленні порошків кількості легуючих елементів, що вводяться, а отже і властивостей покриття;
- відсутність вигорання легуючих елементів і можливість введення великої кількості останніх.

Таблиця 3 - Властивості боридних фаз дифузійно-легованих порошків

Боридна фаза	Твердість, МПа	Вміст бору, %	T <sub>пл</sub> , °C	Густина г/см <sup>3</sup>	Коефіцієнт теплопровідності
FeB	18000... 21000	6,25	1430	6,706	20
Fe <sub>2</sub> B	14000... 14500	8,84	1389	7,336	26

### Висновок.

Проведені дослідження показали, що для зміцнення робочих органів деталей сільськогосподарських машин доцільно використовувати твердосплавні порошки типу "Сормайт" з додаванням зносостійких наповнювачів – феросплавів.

## Список літератури

1. Николаенко Н.В. Износостойкость новых наплавочных материалов применительно к работе сельскохозяйственных машин: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. – К., 1972. – 18 с.
2. Моторин В.М. Исследование электроконтактной приварки порошковых твердых сплавов для упрочнения лезвий рабочих органов сельскохозяйственных машин при их восстановлении: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. – М., 1975. – 23с.
3. Дорожкин Н.Н. Упрочнение и восстановление деталей машин металлическими порошками. – Мн.: Наука и техника, 1975. – 152 с.
4. Верещагин В.А. Исследование и разработка технологии электроконтактного припекания металлических порошков на режущие кромки. - Автореферат, диссерт. кандидат. техн. наук. - Минск, 1981.
5. Дорожкин Н.Н., Миронов В.А., Верещагин В.А. Электрофизические методы получения покрытий из металлических порошков. - Рига: Зинатне, 1985.- 131с.
6. Лопата Л.А., Красота М.В. Застосування композиційних дифузійно-легованих порошків при відновленні деталей машин електроконтактним припінанням // Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин. Загальнодержавний міжвідомчий науково технічний збірник. - Кіровоград, КДТУ, 2001 - Вип. 30. - С. 165-169.

*Е. Соловух, А.Соловух, А.Ворона*

### **Выбор материала для упрочнения рабочих органов деталей сельскохозяйственных машин**

Рассмотрены основные факторы, которые определяют выбор материала детали и покрытия, согласованность их термомеханических характеристик и их «эксплуатационную совместимость». Дана характеристика материалов, которые целесообразно использовать в качестве материала покрытия при повышении износостойкости рабочих органов сельскохозяйственной техники.

*E. Solovykh, A. Solovykh. A Vorona*

### **Choice of material for consolidating of workings organs of details of agricultural machines**

Factors, which determine choice of material of detail and coverage, co-ordination of their thermalmechanical descriptions and their «operating compatibility, are considered». This description of materials which it is expedient to use as material of coverage at the increasef wearproofness of workings organs of agricultural technique.

Одержано 01.06.11

УДК 631.7.015:62

М.І. Денисенко, канд. техн. наук, В.І. Рубльов, д-р техн. наук  
Національний університет біоресурсів і природокористування України

## Підвищення довговічності робочих органів грунтообробних машин з використанням точкового зміцнення

У статті представлено огляд існуючих способів зміцнення деталей робочих органів грунтообробних машин, розглянуто їх переваги та недоліки. Показано, що найбільш ефективним методом зміцнення робочих поверхонь деталей грунтообробних машин є точкове зміцнення – дугове точкове зварювання порошковим дротом – плавким електродом.

**абразивне зношування, леміш плуга, лапа культиватора, довговічність, методи зміцнення, ефект самозагострювання, дугове точкове зварювання – точкове зміцнення**

**Вступ.** В умовах неминучого скорочення природних ресурсів набуває вирішення проблем як з ресурсозбереженням, так і з суттєвим збільшенням термінів служби сільськогосподарських машин. Значна частка металу витрачається на виготовлення запасних частин і механізмів, які йдуть на підтримку машино-тракторного парку України в роботоздатному стані. Спрацьовані деталі і вузли переважно йдуть в брукт, але 90% їх можливо відновити, зміцнити та повторно використати при технічному обслуговуванні і ремонті машин, збільшивши їх терміни служби. В зв'язку, з інтенсивним розвитком фермерських господарств і малих сільськогосподарських підприємств, виникла проблема відновлення і зміцнення деталей, що швидко зношуються в умовах дрібно серійного виробництва.

В першу чергу до таких деталей відносяться робочі органи грунтообробних машин (диски борін, лапи культиваторів, лемеші плугів). В Україні гостро постала проблема підвищення ресурсу робочих органів грунтообробних машин, тому що, ні один із запропонованих методів зміцнення не вирішує це завдання, що призводить до величезних фінансових і трудових втрат в царині виробництва та експлуатації сільськогосподарської техніки. При зміцненні загартуванням ці деталі мають дуже низький ресурс: наробіток до заточування лемешів - 8-10 га, лапи культиваторів - через зміну. Такі часті заточування швидко призводять до повного їх спрацювання і заміну їх новими деталями. Об'ємне загартування не забезпечує ні високу зносостійкість деталей робочих органів, ні їх самозаточування.

В теперішній час спостерігається тенденція зниження якості деталей робочих органів грунтообробних машин, тому що їх виготовленням займаються підприємства, які раніше ніколи цим не займалися. При цьому часто, на сучасних підприємствах сільськогосподарського машинобудування не дотримуються встановлених технологій їх виробництва, змінюючи геометричні параметри деталей та їх фізико-механічні властивості. Робочі органи, що виготовляються такими підприємствами, не відповідають вимогам якості, і не забезпечують номінального ресурсу роботи.

Основними факторами, які визначають абразивне зношування, є абразивні властивості ґрунтів, що мають наступну порівняльну зношувальну здатність: глинисті 1,0; пісчані 1,5; суглинки 1,9; супісчані 2,3 [1]. Одним з факторів в абразивному зношуванні також є хімічна активність ґрунтів.

На деяких вітчизняних підприємствах налагоджено виробництво робочих органів вдосконаленої конструкції.

При виготовленні деталей робочих органів машин в основному використовується сталь 65 Г, а зносостійкі покриття наносять методом індукційного наплавлення. Співставлення хімічного складу і твердості, а також даних по зміцненню робочих органів ведучих закордонних виробників з показниками вітчизняного виробництва показує, що робочі органи, які виготовляються фірмами США, Великобританії, Франції, Німеччини значно переважають наші вітчизняні аналоги і володіють на 30-50% вищою зносостійкістю.

**Мета роботи.** Метою даної роботи є підвищення довговічності деталей робочих органів ґрунтообробних машин точковим зміцненням з утворенням ефекту самозагострювання

**Матеріали та методика досліджень.** Теоретично доведено, що процеси тертя та зношування локалізовані в елементарному об'ємі, який складається з великої кількості мікрооб'ємів, що знаходяться в контактній взаємодії. При терті абразивних частинок по поверхні деталі в певних умовах відбувається пряме (безпосереднє) руйнування поверхневого шару шляхом зрізування або відривання. З раніше наведених даних відомо, що при зношуванні процеси прямого руйнування складають малу частку від загальної кількості контактів абразивних частинок з поверхнею деталі. Для оцінювання властивостей поверхневого шару в лабораторних умовах знайшли широке використання методи випробувань матеріалів шляхом стирання їх по поверхні абразивну. Аналіз цих методів викладено в роботі [2]. Методика випробування на зношування при терті по шкурці забезпечує точність отриманих результатів за таких умов (малі тиски і швидкості ковзання, абразивні частинки високої твердості і міцності, відсутність нагрівання, неможливість переміщення і руйнування абразивних частинок). Але ці умови не завжди відповідають умовам експлуатації деталей машин.

Ефективними заходами захисту машин від абразивного зношування є підвищення твердості поверхневих шарів їх деталей і вузлів. В роботах М.М. Хрушова М.А. Бабічева [3, 4,9,] показано що твердість матеріалів, яка залежить від енергії зв'язку атомів в кристалічній решітці, в значному ступені визначає опір матеріалів абразивному зношуванню.

Поставлена мета досягається шляхом використання комплексного методичного підходу, що поєднує триботехнічні методи випробування, сучасні методи тонкого фізичного експерименту і прецизійного хімічного аналізу мікрооб'ємів сплавів деталей робочих органів машин і лабораторних зразків, а також абразивного середовища і продуктів зношування. Форми та механізми руйнування визначаються взаємодією поверхонь тертя з абразивним середовищем, сутність якого заключається в ковзанні частинок, пластичному деформуванні сплавів, в місцях контакту, руйнуванні поверхневих об'ємів без відокремлення металу або зі зняттям мікростружки.

Існують дві виразні форми прояву абразивних процесів, що відрізняються характером взаємодії частинок з поверхнею сплаву: I - з перевагою механо - хімічного руйнування(пластичне деформування поверхневих об'ємів, їх окислення та наступне руйнування утворених плівок) і II - перевагою механічного руйнування металу поверхневих шарів (втління абразивних частинок та руйнування поверхневих об'ємів матеріалу без відокремлення частинок основного металу або зі зняттям мікростружки). Перша форма є різновидністю механо - хімічного зношування, а друга відноситься до недопустимих при зовнішньому терті процесам пошкодження. [5, 6, 7].

Механо - хімічна модель процесу абразивного зношування включає наступні фази процесу: механічний контакт; пружно – пластичну деформацію; активізацію – утворення тонкого шару деформованого матеріалу; миттєва пасивація – взаємодія активованого металу з хімічно активними компонентами середовища (утворення

послаблених вторинних структур); руйнування вторинних структур після наступного механічного впливу.

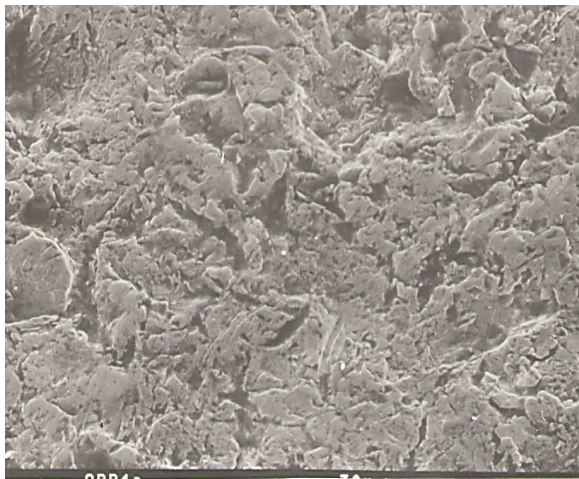
Значно рідше в механізмах спостерігається абразивне зношування з переважанням механічного руйнування.

Механічна модель процесу абразивного зношування включає: механічний контакт та пружно – пластичну деформацію; впровадження абразивних частинок та руйнування поверхневих об'ємів без відокремлення частинок основного металу або зі зняттям мікростружки.

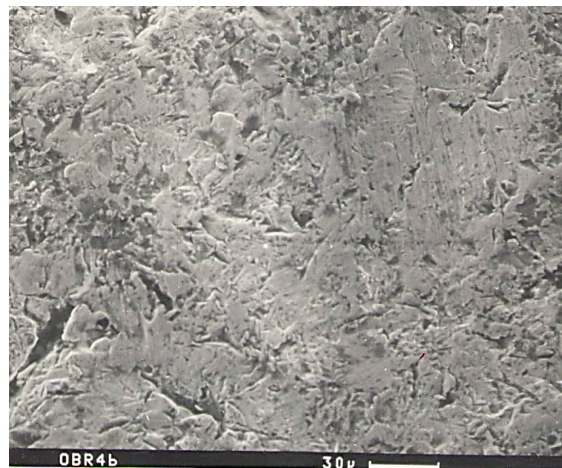
Механічна форма зношування зв'язана з переходом до граничного по міцності стану металу поверхневих шарів, втілення абразивних частинок, дряпанням та відокремлюванням мікростружки. Прояви механо - хімічної або механічної форм цих видів руйнування залежать від співвідношення механічних властивостей абразивних частинок і поверхневих шарів зношеного матеріалу, величини робочого навантаження на абразивні частинки, їх геометричних розмірів і фізико – хімічної активності середовища.

#### **Результати дослідження та їх обговорення.**

Збільшенню терміну служби робочих органів сільськогосподарських машин сприяє самогострювання лез або робочої кромки в результаті нанесення зносостійких покриттів різними методами. Але більшість використаних методів зміцнення достатньо трудомісткі та малоефективні.



а)



б)

а – крихкий тип руйнування; б – в'язкеруйнування

Рисунок 1 - Руйнування поверхні деталізі сталі 65Г

Дослідження процесів абразивного зношування металів присвячено немало робіт в Україні і за кордоном. Різними дослідниками надаються різні пояснення механізмів абразивного зношування. Найбільш розповсюджені уявлення абразивного зношування, як результат дряпання абразивними частинками, які викликають мікрорізання поверхні металу [9]. На рис. 1 показана фотографія зношеної поверхні деталі зі сталі 65Г. На окремих ділянках спостерігаються сліди одиничних ударів крупних частинок ґрунту. Сліди пошкоджень поверхневого шару деталей переконують в тому що на багатьох ділянках контакту утворюються високі напруження, причому ступінь з'єднання частинок ґрунту буде достатньою для розвитку пошкоджень у подряпини. Робоча поверхня лемеша вказує на протікання інтенсивних процесів направленого пластичного деформування та руйнування поверхневого шару. Деталі робочих органів ґрунтообробних машин при експлуатації зазнають механо - хімічної форми абразивного зношування. Процеси зношування в цих умовах характеризуються незначною

пластичною деформацією поверхневих шарів металу, хімічною взаємодією з різними елементами зовнішнього середовища (волога, гумус, кисень, вуглекислий газ), утворенням і руйнуванням плівок окислів (вторинних структур). Товщина вторинних структур складає 0,01-0,05 мкм [10].

Поряд з утворенням шарів, насичених киснем та іншими хімічноактивними елементами середовища виявлено інтенсивну дифузію вуглецю, азоту та інших менш активних елементів. Тиск ґрунту на леза робочих органів є динамічним, і його можна розглядати, як безперервні удари абразивних частинок [11]. В.Ф.Лоренц [12], сформулювавши поняття «абразивний знос», поділив його на дві основні групи: 1) знос фіксованими частинками абразиву; 2) знос вільними частинками абразиву. Найбільша кількість опублікованих праць присвячена дослідженню умов самозаточування лезових робочих органів ( леміш плуга, лапа культиватора, диск борони).

Для зміцнення робочих органів ґрунтообробних машин Інститутом електрозварювання імені Є.О. Патона НАН України запропоноване точкове зміцнення, дугове точкове зварювання (ДТЗ) порошковим дротом-плавким електродом. Точкове зміцнення - це мікрокраплення твердого сплаву в структуру поверхонь деталей машин, які зазнають абразивного зношування. Точки зміцнення утворюються при швидкому введенні в метал виробу такої кількості теплоти, яка необхідна для проплавлення конусного кратера, заповнення його розплавом з основного металу і твердого сплаву, і утворення точки зміцнення (рис.3).

Надійність і довговічність робочих органів ґрунтообробних машин визначаються складом, параметрами структури і механічними властивостями матеріалів, які використовуються для їх виготовлення. Деталі плугів, борін і культиваторів, виготовлені з матеріалів, з низькими показниками міцності і ударної в'язкості, швидко ламаються і деформуються, а їх інтенсивне зношування чинить вирішальний вплив на якість виконання машиною технологічного процесу, викликає порушення агротехнічних вимог, що в підсумку призводить до зниження врожайності. Особливу актуальність механічні характеристики набувають при створенні нових машин для прогресивних технологій обробки ґрунту і вирощування сільськогосподарських культур.

Наплавочні матеріали – самозахисні порошкові дроти типу ПП-АН170 (ПП-АН170М), що забезпечують утворення наплавленого шару твердістю НРС 60-65. Регулюванням геометрії наплавленого шару (висота, глибина, частота наплавлення), а також співвідношенням твердості наплавлених дільниць і основного металу в межах 1,5:1, 1,0:1, визначається оптимальна зносостійкість та самозаточування виробів. Леза робочих органів зі змінною геометрією наплавлення в процесі оранки, внаслідок великої різниці в зносостійкості основного і наплавленого шарів, самозаточуються і утворюють хвилясто-ступеневу форму леза, що знижує тяговий опір орного агрегату. (рис. 2).

Лемеші з точковим зміцненням (рис. 2) виготовлені зі сталевого гарячекатаного профілю для лемешів 142-620-Д53 по ГОСТ 8531-78. Наплавлення лемешів здійснюється порошковим дротом ПП-Нп-80x20 РЗТ 26101-84 (ПП-АН170) в структуру поверхні деталі. Наплавлені дільниці є конуси проплавлення, в основному металі, з виступом основи конуса на лицьову сторону деталі.

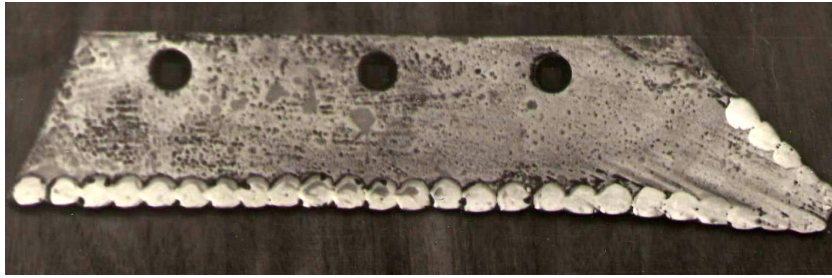


Рисунок 2 - Леміш плуга після наробітку 49,0 га

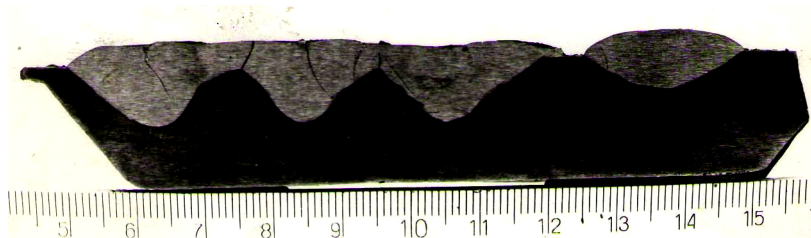


Рисунок 3 - Геометричні параметри точок зміцнення

Точки наплавлення виступають над поверхнею лицевої сторони деталі на величину 1...3 мм та проникають в основний метал на глибину 4...6 мм, утворюючи на поверхні лицевої сторони деталі твердосплавну точку діаметром 18...25 мм і твердістю HRC 60...66 (рис 3).

Пряма полярність струму знижує стійкість технологічного процесу, призводить до утворення бризок, зменшує глибину проплавлення і збільшує висоту точки зміцнення. Тому параметри точкового зміцнення відпрацювали на оберненій полярності. Зварний струм чинить найбільший вплив на формоутворення точки зміцнення. Наприклад, зі збільшенням зварного струму від 400 до 650А, діаметр точки зміцнення зростає з 14,5 до 31 мм, висота з 2,3 до 4,3 мм, а висота наплавлення зменшується з 3,5 до 1,2 мм.[13]

Необхідна глибина проплавлення, як і інші параметри точкового зміцнення досягається зміною сили зварного струму, напруги і тривалості горіння дуги. Оранка здійснювалася на глибині 25...27 см після збирання зернових культур. В процесі проведення випробувань регулярно здійснювали вимірювання параметрів робочих органів, визначали величину їх зносу. Всі робочі органи пройшли первинну технічну експертизу, промарковані. Показники умов і якості роботи визначали відповідно ГОСТ 20915-75 і ОСТ.4.1-80.

Експериментальні лемеші з точковим зміцненням леза і носової частини встановлювалися на серійному плузі ПЛН-5-35, що агрегувався з трактором Т-150К. З показників якості роботи експериментальні лемеші по глибині обробки і ширині захвату відповідають технічним умовам. В процесі випробувань експериментальних лемешів

налипання ґрунту не спостерігалось. Експериментальні лемеші з точковим зміцненням підвищеної зносостійкості (ПНЧС-702У) відповідають вимогам по обробці ґрунту.

Питомий опір ПЛН-5-35 з експериментальними лемешами при швидкості руху 2,08 м/с складає 6,27 Н/см<sup>2</sup>, що на 2,5% менше (в межах похибки вимірювань), ніж ПЛН-5-35 з серійними лемешами. Так як різниця питомих показників знаходиться в межах похибки вимірювань, значення питомих показників агрегатів, що порівнюються, можна вважати однаковими. По тяговим показникам потужності трактор Т-150К в агрегаті з ПЛН-5-35 з експериментальними лемешами забезпечує стійке виконання технологічного процесу, завантаження двигуна при русі зі швидкістю 2,08 м/с склала 94,6%.

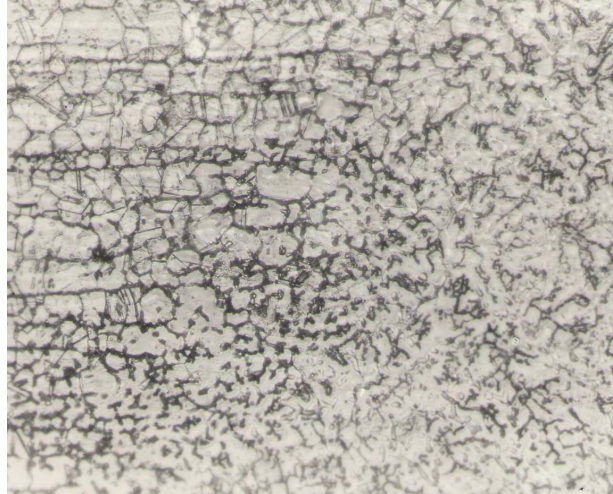


Рисунок 4 - Мікроструктура точки зміцнення лемеша плуга, х 200

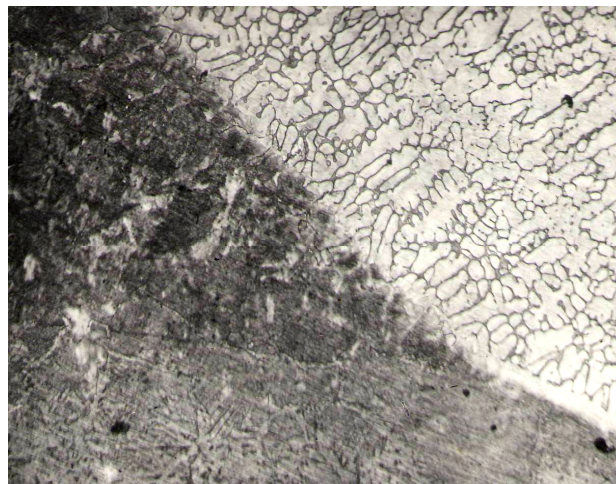


Рисунок 5 - Лінія сплавлення з верхнім і середнім шаром, х 200

Висока зносостійкість експериментальних лемешів в умовах абразивного зношування передбачає наявність в структурі наплавленого шару карбідів тугоплавких металів.

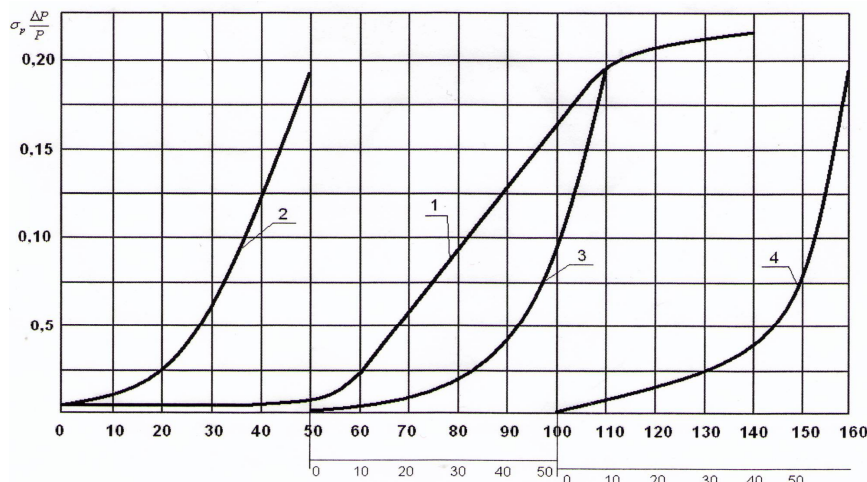
Утворення карбідної фази, в основному, можливо двома шляхами: за рахунок роздільного легування карбідоутворюючими елементами і вуглецем наплавленого сплаву або за рахунок комплексного легування, коли в покриття вводяться готові карбідні з'єднання. Другий спосіб дозволяє значно спростити регулювання структури наплавленого металу. Мікроструктура точки зміцнення, це карбіди бору В<sub>4</sub>С (рис. 5), бор знаходиться в складі шихти, в чистому вигляді. При точковому зміцненні, спостерігаємо (рис. 4), що боріди розподілені по границя зерен, з відсутністю загартованих структур і

тріщин. При використанні таких матеріалів експлуатаційне навантаження діє в основному на включення твердої пружно-пластичної матриці, та відбувається релаксація напружень. Існують більш тверді матеріали, наприклад, алмаз, карбід бора, карбід кремнію. Перевагою використання таких матеріалів для зносостійких покриттів є можливість його оптимального вибору і процентного вмісту в матриці сплаву і величини зерна в залежності від умов абразивного зношування. Точкове зміцнення (дугове точкове зварювання) порошковим дротом – плавким електродом забезпечує більш тривалий термін експлуатації робочого органу в порівнянні з серійною технологією, індукційне наплавлення твердим сплавом ПГ-С27 (рис. 6).

В процесі зношування відбувається сегрегація атомів на поверхні тертя, тобто карбіди бору утворюються на границях зерен (рис. 5). Серійна технологія індукційного наплавлення не забезпечує досягнення передбаченої довговічності лемешів, лап культиваторів, дисків борін. При точковому зміцненні наплавлений шар не розтріскується, практично утворюється лита структура. Крім того, самозахисний порошковий дріт ПП-АН170 (ПП-АН170М) захищає зону зварювання.

Наплавлення дозволяє підвищити стійкість деталей машин проти зношування, головним чином, абразивного, електрохімічної корозії, ерозії, кавітаційного руйнування, окалиноутворення, термічної і контактної втоми. Наплавлення широко використовують для відновлення розмірів спрацьованих деталей машин, що дозволяє замінити в деталях високолеговані сталі вуглецевою, а кольорові метали – чорними. В теперішній час є велика кількість наплавлених матеріалів, що дає можливість конструктору підібрати необхідні за умовами роботи матеріали для наплавлення поверхонь деталей машин.

Найбільший наробіток (140 га) мають лемеші з точковим зміцненням. Із 9 випробувальних лемешів тільки один леміш досяг граничного зносу по носку, решта лемешів мають 140 га наробітку і придатні до подальшої експлуатації. Поломок лемешів даного типу в процесі випробувань не було. По загально досягнутому для всіх лемешів наробітку, лемеші з точковим зміцненням переважають серійні в 2,8 рази .



1 – леміш з точковим зміцненням; 2 – серійний леміш (перша установка);  
3 - серійний леміш (друга установка); 4 – серійний леміш (третя установка)

Рисунок 6 - Відносний знос за вагою серійного та зміцненого лемешів

Для визначення відносної зносостійкості за вагою і довжині носка побудовані графіки (рис. 6). Відносна зносостійкість за вагою зміцненого лемеша в 2,2 рази вище серійного, і відносна зносостійкість носка в 2,8 рази вище серійного. Таким чином, леміш з точковим зміцненням може замінити по наробітку три серійних лемешів. Значення величини середньоквадратичного відхилення і коефіцієнту варіації

параметрів робочих органів з точковим зміцненням свідчать про стабільність технологічних процесів їх виготовлення.

### **Висновки.**

1. Теоретично і експериментально доказано, що на утворення ефекту самозагострювання та зносостійкості деталей робочих органів впливають властивості матеріалу їх виготовлення, методи зміцнення, властивості абразивного середовища і товщина зміцненого шару.

2. Висока зносостійкість в умовах абразивного зношування забезпечується наявністю в структурі наплавленого шару карбідів тугоплавких металів.

3. Застосування точкового зміцнення (дугового точкового зварювання) порошковим дротом - плавким електродом підвищує ресурс робочих органів ґрунтообробних машин у 1,5...2,8 рази в порівнянні з серійним індукційним наплавленням.

### **Список літератури**

1. Боголюбов Б.Н. Долговечность землеройных и дорожных машин. М., «Машиностроение», 1964.- 224с.
2. Хрущёв М.М. Износостойкость и структура твёрдых наплавов./М. Хрущёв, М. Бабичев. – М.: Машиностроение, 1971. – 95 с.
3. Хрущёв М.М., Бабичев М.А. Абразивное изнашивание. М., «Наука», 1970. 272 с.
4. Хрущёв М.М., Бабичев М.А. Исследование влияния твёрдых абразивных частиц на изнашивание материалов. – В сб.: «Износ и антифрикционные свойства материалов» Сб. XX М.. «Наука».
5. Поверхностная прочность материалов при трении/[Костецкий Б.И., Носовский И.Г., Караулов А.К. и др.]; Под общ.ред. Костецкого Б.И.-К.: Техника, 1976.-296с.
6. Костецкий Б.И. Механо-химические процессы при граничном трении /Костецкий Б.И., Натансон М.Э., Бершадский Л.И.; - М: Наука, 1972.- 170 с.
7. Костецкий Б.И. Износостойкость и антифрикционность деталей машин /Б. Костецкий, И. Носовский-К.: Техника, 1965.-206 с.
8. Хрущёв М.М., Бабичев М.А. Исследование изнашивания металлов. М., Изд-во АН СССР, 1960.- 264с.
9. Хрущёв М.М. Классификация условий и видов изнашивания деталей машин/Хрущёв М.М. – М.: Изд. АН СССР. Сб. VIII 1953.
10. Костецкий Б.И. О роли кислорода при трении скольжения/Костецкий Б.И., Носовский И.Г., Никитин Л.В. – Машиноведения, 1965. № 6.
11. Синеоков Г.Н. Механизация и электрификация сельского хозяйства России./Г. Синеоков, И. Панов. - № 9, 2003. с. 20-22.
12. Лоренц В.Ф. Износ деталей, работающих в абразивной среде/ Лоренц В.Ф. – М.: Изд. АН СССР, 1959. – Выпуск №1, «Трение и износ в машинах».
13. Особенности дуговой точечной сварки плавящимся электродом/[Терещенко В.И., Шаровольский А.Н., Сидоренко К.А.] К. Автоматическая сварка, 1983. - № 9. - С. 51-53.

*Н. Денисенко, В. Рублёв*

### **Повышение долговечности рабочих органов почвообрабатывающих машин с использованием точечного упрочнения**

В статье дан анализ современных методов упрочнения рабочих органов почвообрабатывающих машин, рассмотрены их преимущества и недостатки. Показано, что, наиболее эффективным методом упрочнения рабочих поверхностей деталей почвообрабатывающих машин является точечное упрочнение – дуговая сварка порошковой проволокой (плавящимся электродом).

*N.Denysenko, V.Rublov*

### **Increase of operating longevity part element tool cultivation machines**

In article present introduce the present method hardening working tool cultivation machine, them advantage and defect. Demonstrate, what the greatest effective method hardening force surface part cultivation machine have – point hardening, point consumable – electrode are welding flux cored electrode.

Одержано 08.06.11

УДК 621.62-822

**Н.В.Ковальчук, викл., Л.Г.Мещишена, доц.***Кіровоградський національний технічний університет*

## Розрахунок втрат тиску в об'ємних гідроприводах сільськогосподарських машин

Запропонована програма розроблена для розрахунку втрат тиску в об'ємних гідроприводах, яка дозволить за мінімальний термін виконати розрахунки по декількох варіантах температурних показників, робочих рідин, гідроапаратури та обрати з них найбільш оптимальний.

**об'ємний гідропривод, гідролінії, робоча рідина, втрати тиску, гідродвигуни, гідророзподільник, фільтр, коефіцієнт гідравлічного тертя, середня швидкість, діаметр**

Застосування об'ємного гідроприводу на тракторах і машинах сільськогосподарського призначення пояснюється тим, що він дозволяє поліпшити експлуатаційні і техніко-економічні характеристики машин і механізмів.

Незалежність взаємного розташування вузлів гідроприводу; велика потужність з одиниці маси при малих габаритних розмірах; надійне запобігання перевантаженню робочих органів; можливість безступінчастого регулювання швидкісних режимів та легкість керування; одержування великих передаточних відношень без застосування механічних редукторів – все це тільки частина переваг об'ємного гідроприводу у порівнянні з механічними.

У той же час об'ємний гідропривод має де-які недоліки, основним з яких можна вважати – високі втрати потужності на подолання тертя робочої рідини в гідролініях, що призводить до зниження ККД всієї системи.

Тому при проектуванні об'ємного гідроприводу особливу увагу приділяють розрахунку втрат тиску. Втрати тиску в гідролініях залежать від багатьох факторів, але насамперед від в'язкості робочої рідини, яка в свою чергу залежить від температури.

В даній статті наведена програма для розрахунку втрат тиску в гідролініях об'ємних нерегулюємих гідроприводів при різних температурах робочої рідини. В якості розрахункової обрана узагальнена схема об'ємного гідроприводу, який використовується в сільськогосподарських машинах (рис.1).

Гідропривод складається з насоса Н; гідродвигунів поступального руху Ц1, Ц2; гідродвигунів обертального руху М1, М2; гідророзподільників Р1, Р2; запобіжного клапана К; фільтра Ф; гідробака Б і гідроліній. В залежності від розподільників можна передбачити як спільну так і індивідуальну роботу гідро двигунів. В даній схемі запропонована індивідуальна робота. Кількість двигунів також може бути різною. Розрахунок загальних втрат тиску виконується для гідроліній кожного гідродвигуна окремо.

Загальна величина втрат тиску може бути визначена як сума втрат в окремих елементах гідросистеми:

$$\Delta p = \sum \Delta p_{mp} + \sum \Delta p_m + \sum \Delta p_i, \quad (1)$$

де  $\sum \Delta p_{mp}$  – загальні втрати тиску на тертя по довжині гідроліній;

$\sum \Delta p_m$  – загальні місцеві втрати тиску в штуцерах, перехідниках та ін.;

$\sum \Delta p_i$  – загальні місцеві втрати тиску в гідроапаратах .

Розрахунок втрат тиску на тертя по довжині гідролінії виконується за формулою:

$$\sum p\Delta_{mp} = \lambda \rho v^2 / 2d, \quad (2)$$

де  $\lambda$  - коефіцієнт гідравлічного тертя;

$\rho$  - густина робочої рідини;

$l$  – довжина гідролінії;

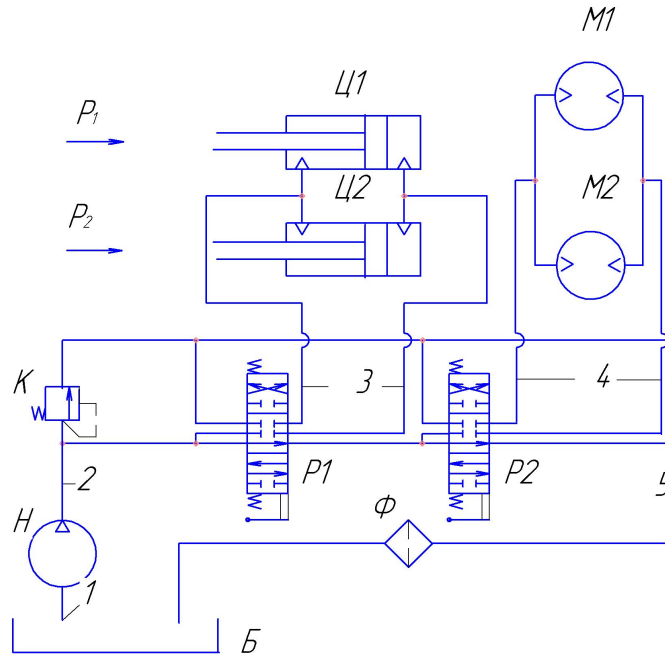


Рисунок. – 1 – Узагальнена розрахункова схема об'ємного гідропривода

$v$  – середня швидкість потоку робочої рідини в гідролінії;

$d$  – діаметр гідролінії;

Коефіцієнт гідравлічного тертя  $\lambda$  - визначається за формулами:

$$\lambda = 75 / Re, \text{ якщо } Re \leq 2320; \quad (3)$$

$$\lambda = 0,3164 / Re^{0,25}, \text{ якщо } Re > 2320 \quad (4)$$

Число Рейнольдса  $Re$  визначається за формулою:

$$Re = vd / \nu, \quad (5)$$

де  $\nu$  – кінематичний коефіцієнт в'язкості робочої рідини в гідролінії;

Сумарні місцеві втрати тиску в гідроапаратах  $\sum \Delta p_i$  – приймаємо для гідророзподільника і фільтра з їх технічних характеристик.

Діапазон зміни температур визначається умовами експлуатації гідропривода. Нижню межу приймаємо як мінімальну температуру оточуючого середовища, верхню – максимально допустиму температуру робочої рідини. Так як в програмі передбачено розрахунок втрат тиску на тертя при різних температурах робочої рідини, то в'язкість робочої рідини вводиться окремо для різних температур, а густина рідини обчислюється за формулою

$$\rho_t = \frac{\rho_{+50}}{1 - 0007(t - 50)},$$

де  $\rho_{+50}$  – густина робочої рідини при температурі  $+ 50^{\circ}\text{C}$ .

Програма розроблена за допомогою мови Object Pascal в середовищі програмування Delphi.

Сумарні втрати тиску в місцевих опорах в програмі не враховувались, так як для розрахунків була обрана узагальнена гідравлічна схема гідропривода. Щоб місцеві

втрати обчислити, потрібно знати кількість місцевих опорів, їх види и місця розташування. При проектувальному розрахунку гідроприводу це зробити неможливо. Оскільки усі гідролінії гідроприводу відносяться до гідравлічне коротких трубопроводів, в яких місцеві втрати тиску не перевищують 10% від втрат тиску по довжині, то достатньо після вибору оптимального варіанту сумарні втрати тиску просто збільшити на 10%.

Для обчислення втрат тиску потрібно підготувати наступні вихідні дані:

1. Довжини гідроліній в метрах ( $l_1, l_2, l_3, l_4, l_5$ ).
2. Діаметри гідроліній в метрах ( $d_1, d_2, d_3, d_4, d_5$ ).
3. Швидкість руху рідини в гідролініях в м/с ( $v_1, v_2, v_3, v_4, v_5$ ).
4. Кількість температур, при яких обчислюються втрати тиску на тертя. Кількість температур повинна бути однакою для обох робочих рідин і не перевищувати десяти.
5. Конкретні значення температур для першої робочої рідини.
6. Кінематичні коефіцієнти в'язкості для першої робочої рідини при вибраних температурах в сСт.
7. Конкретні значення температур для другої робочої рідини.
8. Кінематичні коефіцієнти в'язкості для другої робочої рідини при вибраних температурах в сСт.
9. Густина першої робочої рідини при температурі  $50^{\circ}\text{C}$  в  $\text{кг}/\text{м}^3$ .
10. Густина другої робочої рідини при температурі  $50^{\circ}\text{C}$  в  $\text{кг}/\text{м}^3$ .
11. Втрати тиску в гідророзподільнику в кПа.
12. Втрати тиску в фільтрі в кПа.

Після активізації програми на екрані дисплея з'явиться вікно, в якому висвітлиться таблиця, в яку потрібно ввести вихідні дані. Зразок вікна представлено на рисунку 2.

Після вводу вихідних даних потрібно вибрати першу позицію “Калькулятор” і комп'ютер виконає розрахунки. Для ознайомлення з результатами розрахунків потрібно вибрати другу позицію.” Листок” і на екрані дисплея висвітляться усі введені вихідні дані і результати розрахунку. Для друку результатів потрібно вибрати третю позицію “Друкарська машинка” і результати будуть надруковані.

Введите следующие данные:

Разработчик:

Дата:

Вариант:

Введите длину, диаметр и скорость :

	1	2	3	4	5
L					
D					
V					

	Масло № 1		Масло № 2	
	T	Вязкость	T	Вязкость
1				
2				
3				
4				
5				
6				
7				
8				
9				
10				

МАСЛО № 1  
Плотность

МАСЛО № 2  
Плотность

Потери в гидрораспределителе  
 кПа

Потери в фильтре  
 кПа

Рисунок 2. – Зразок вікна для обчислення втрат тиску в об'ємних гідроприводах

Розроблена програма дозволяє значно скоротити час розрахунків та повністю виключити помилки.

Вона може бути використана студентами при виконанні курсової роботи з об'ємного гідроприводу для перевірки своїх розрахунків.

Крім того, ця програма дасть можливість проектувальникам за незначний час перевірити велику кількість варіантів застосування різноманітних робочих рідин.

## Список літератури

1. Дідур В.А., Савченко О.Д., Пастушенко С.І., Мовчан С.І. Гідравліка, сільськогосподарське водопостачання та гідропневмопривод. – Запоріжжя: Прем'єр, 2005. - 464с.; іл..
2. Башта Т.М. и др. Гидравлика , гидромашины и гидроприводы.- 2-е узд.,перераб.- М.:Машиностроение,1982.-422с.
3. Дидур В.А.,Малый Ю.С. Эксплуатация гидроприводов сельскохозяйственных машин.- М.:Россельхозиздат,1982.-125с.
4. Баас Р.,Фервай М., Гунтер Х. Delphi 5: Для пользователя. Пер. с нем.- К.: Издательская группа BHV,2000.- 496 с.

*Н.Ковальчук, Л.Мецишена*

### **Расчет потерь давления в объемных гидроприводах сельскохозяйственных машин**

Предложенная программа разработана для расчета потерь давления в объемном гидроприводе, которая позволит за минимальный срок выполнять расчеты по нескольким вариантам температурных показателей, рабочих жидкостей, гидроаппаратуры и выбрать наиболее оптимальный из них.

*N.Kovalchuk, L.Meshishena*

### **Calculations of pressure losses in hydraulic servo units of agricultural machinery**

Suggested software is designed for multiple swift calculations of pressure losses in a hydraulic servo unit whilst operating with different liquids under variable temperature ranges. It allows selecting the best suitable hydraulic liquid and optimal servo unit operating temperature envelope.

Одержано 02.06.11

УДК 624.644

Ю.В. Кулешков, проф. канд. техн. наук, Т.В. Руденко, доц. канд. техн. наук,  
М.В. Красота, доц. канд. техн. наук, Ю.О. Тітов, інж.*Кіровоградський національний технічний університет*

## Аналіз причин виникнення шуму в гідроприводах

В статті наведений аналіз джерел шуму в гідравлічних приводах транспорту та технологічного устаткування. Проаналізовано основні параметри, за якими оцінюють рівень шуму в гідроприводах, дано їх визначення. Визначено умови роботи гідроприводу, його основні переваги, а також коливальні процеси, що виникають при експлуатації. Представлена класифікація шумів у гідроприводі за походженням дана їх характеристика. Встановлено основні шляхи поширення шуму у гідроприводі. Зроблено висновок, що механічний шум найбільш характерний для гідросистем з шестеренними насосами. Намічено основні напрямки досліджень по зменшенню механічного шуму у шестеренних насосах.

**гідропривід, шестеренний насос, шум**

Підвищення рівня автоматизації та механізації техніки неминує призводить до підвищення вимог до вузлів та агрегатів техніки, в тому числі і гідравлічного приводу. Підвищення енергоємності гідроприводу викликає зростання загального рівня його шуму й вібрацій [1-7]. В той же час підвищуються власне самі вимоги щодо гідроприводу.

У гідроприводах регламентується лише припустимий рівень шуму на робочому місці оператора по еквівалентній частоті [6] і вібрації.

Існуючі методи захисту від шуму та вібрацій полягають в ізоляції робочої зони оператора. Однак як показує практика, цього не завжди можливо досягти.

В ряді опублікованих робіт з боротьби із шумом і вібрацією [5, 7, 8] зроблено висновок про те, що зниження загального рівня шуму й вібрації об'єкта неможливе без виявлення й зниження цих показників від кожного джерела окремо. Для подальшого розгляду впливу даних факторів необхідно ввести основні параметри, що використовуються для визначення шумових і вібраційних характеристик, відомих із загальної акустики й віброметрії.

Основним параметром шуму вважають величину рівня звукового тиску по спектру частот від 31,5 Гц до 63000 Гц у зв'язку з доступністю матеріального оснащення й наробітку загальних методик проведення випробувань.

Рівень звукового тиску (шуму) - інтенсивність звуку пропорційна квадрату звукового тиску. Тому даний рівень можна також визначити, виходячи з величини звукового тиску:

$$L_j = 101g \frac{J}{J_0} = 101g \frac{p^2}{p_0^2} = 201g \frac{p}{p_0} = L, \quad (1)$$

де  $L_j$  - рівень шуму від інтенсивності; $J$  - інтенсивність звуку; $J_0$  - гранична інтенсивність; $p$  - звуковий тиск від джерела; $p_0$  - граничний звуковий тиск.

Обчислюваний за формулою (1) показник прийнято називати рівнем звукового тиску  $L$  (вимірюється в дБ). Для того, щоб рівні звукового тиску відповідали рівням інтенсивності, вводиться величина порогу звукового тиску, рівна  $p_0 = 2 \cdot 10^{-5}$  Па. Даний

тиск відповідає пороговій інтенсивності  $10^{-12}$  Вт/м. Логарифмічні одиниці рівнів безрозмірні. Однак із введенням величини граничного значення  $p_0$ , рівні звукового тиску, які визначаються відносно нього, фактично стають абсолютними, тому що вони однозначно визначають відповідні значення звукового тиску.

Користуватися шкалою децибелів зручно тому, що весь діапазон звуків, які можливо почути, укладається в інтервал до 140 дБ. Це дозволяє при оцінці різних шумів виконувати вимірювання у цілих числах у межах від 0 до 140 дБ. При рівнях звукового тиску близько 140 дБ нормальне слухове сприймання поступається місцем відчуженню фізичного болю у вусі. Це так званий «больовий поріг», перевищення якого може привести до втрати слуху.

Іншим важливим параметром є *частотний спектр*. Він являє собою залежність середньоквадратичних значень синусоїдальних складових звукового тиску або звукової потужності, представлену сумою кінцевого або нескінченного числа даних коливань (або відповідних їм рівнів у децибелах) від частоти. У реальних умовах частотні спектри шуму визначають експериментально, виконуючи далі частотний аналіз розкладанням у ряд Тейлора або Макларена. При цьому найчастіше застосовуються октавні або третьооктавні фільтри частот.

Середньогеометрична частота смуги визначається за формулою

$$f_{\text{cp}} = \sqrt{f_1 \cdot f_2}, \quad (2)$$

де  $f_1$ - нижня гранична частота;

$f_2$  - верхня гранична частота.

На практиці спектр частот звичайно представляється в залежності рівнів звукового тиску (або іншої розглянутої величини) в октавних або третьооктавних смугах частот від середньогеометричних частот цих смуг. Спектр представляється у вигляді графіка або таблиці. За спектром шуми підрозділяють на *низькочастотні*, (спектр шуму має максимум звукового тиску в діапазоні частот нижче 400 Гц), *середньочастотні* (400-1000 Гц) і *високочастотні* (вище 1000 Гц). Чутливість слухового апарату людини максимальна в діапазоні високих частот від 2000 до 5000 Гц. На рис. 1 представлена залежність чутливості вуха людини в децибелах від частоти, де пунктирною лінією представлений поріг чутливості для середньостатистичного вуха.

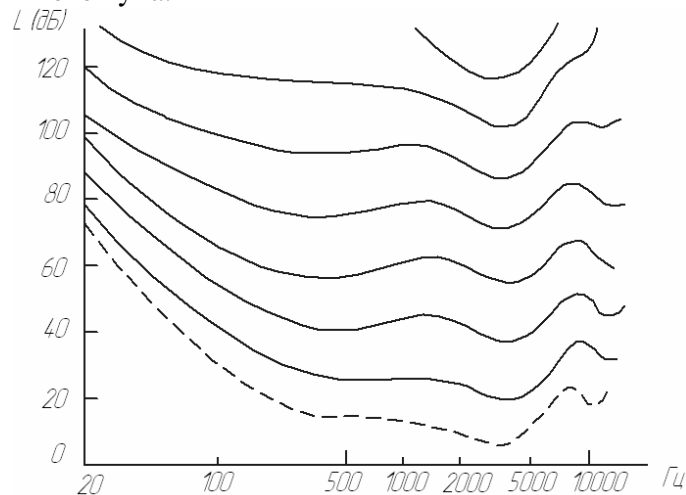


Рисунок 1 - Чутливість вуха людини залежно від частоти

Вібрація, що виникає в шестеренному насосі має ту ж природу, що й шум, і може бути виражена в тих же одиницях і аналогічних залежностях:

$$L = 20 \lg \frac{a}{a_0}, \quad (3)$$

де  $a$  - вимірюване віброприскорення;

$a_0$  - опорне віброприскорення, рівне  $9,81 \text{ м} \cdot \text{с}^{-2}$  при прийнятому рівні акустичного тиску  $p_0$ .

Роботу гідроприводу технологічного устаткування визначають умови експлуатації, до яких відносяться [3]:

- висока швидкість реакції, точність і гнучкість виконавчого органа при тривалому циклі повторюваних операцій;
- стійкість до мастильно-охолоджувальної рідини й нерозчиненого повітря;
- висока стійкість вузлів до абразивного зношування;
- збереження заданої точності рухів при помірному підвищенні робочої температури.

Умови експлуатації одночасно визначають коливальні процеси. Так, наприклад, від різкого відкриття й закриття порожнин керуючих елементів виникає гідроудар при контакті з навколишнім середовищем робочої рідини через нерозчинене повітря, має місце кавітація й дизель-ефект, а також інтенсивне піноутворення. При цьому виникають області локальних стисків і розріджень різної частоти й амплітуди, які випромінюються в навколишнє середовище у вигляді шуму й вібрації. Перелічені вище явища виникають у робочій рідині або ж передаються їй від інших джерел.

Ґрунтуючись на проведеному аналізі, можна припустити, що основні акустичні й вібраційні параметри гідроприводу підпадають під вплив з боку робочої рідини при варіації її основних фізичних властивостей. У якості таких змінюваних фізичних величин надалі можна розглядати: густину, в'язкість, наявність розчиненої й не розчиненої газової фази, температуру, витрату, тиск, зміну маси й конфігурацію джерела віброакустичних коливань у гідросистемі.

Будь-який рух порушує стаціонарний стан середовища в окремій точці простору, приводить до її збурювань. Вони можуть носити випадковий або періодично повторюваний характер. Енергія, що при цьому виділяється, передається по всьому об'ємі рідини за допомогою хвиль. Джерелами збурювань у гідроприводі можуть бути насоси, опори, трубопроводи тощо. Отже, у міру насичення транспорту та технологічного устаткування гідроприводами, усе більше очевидно стає тенденція зростання ролі акустичних і динамічних коливальних процесів у гідроприводах та їх вплив на екологічну безпеку.

Для оцінки акустичних і динамічних коливальних процесів у гідроприводах наведемо їх класифікацію. Це дозволить намітити шляхи експериментальних і теоретичних досліджень для усунення негативних наслідків.

Шум у гідроприводі можна розділити на гідродинамічний і механічний. До *гідродинамічних* шумів відносяться [1, 5, 7, 8, 9, 10, 12, 13]:

- шуми, що відбуваються через періодичний випуск рідини в бак, або об'ємні шуми (тверді границі в гідросистемах приводять до утворення по поверхні трубопроводу монопольних і дипольних джерел шуму),
- шуми, що виникають через утворення вихорів біля твердих границь потоку, а також шуми зриву вихорів, зокрема біля границь трубопроводу й різних опорів;
- шуми відривних течій, що виникають при відриванні течії і при утворенні замкнутих або розімкнутих вихрових зон; пульсації границь зон приводять до появи пульсації тиску й генерації широкополосного шуму (шуми в дротелях, клапанах, колінах, трійниках, при зміні перетину);
- шуми від неоднорідності потоку або шуми взаємодії, що виникають при обтіканні зубів шестерень насоса неоднорідним потоком, що утворюється через перешкоди в потоці (шуми, викликані пульсаціями на нерухомих перешкодах, розташованих поблизу частин насоса, що обертаються);
- шуми турбулентного характеру (псевдозвук), що виникають віддаліні від

твердих границь при перемішуванні потоків, що рухаються з різними швидкостями;

- шуми від автоколивань пружних конструкцій у середовищі, що рухається (коливання у водорозбірних кранах і запірній арматурі при поганій конструкції пристрою);

- шуми, внаслідок нестійкої течії (поверхня розділу між рухомим і нерухомим середовищем поблизу резонатора, тонкий струмінь, що набігає на клин);

- кавітаційні шуми, обумовлені схлопуванням кавітаційних каверн у місцевих опорах або перепадах перетинів трубопроводу й у насосах.

До механічних шумів відносяться:

- корпусний шум;
- шуми від зубчастих передач;
- шуми підшипникових вузлів;
- шуми від перемикання елементів керування гідросистеми.

Вібраційні явища у гідроприводі виникають головним чином через незрівноваженість обертових мас системи «привід насоса - насос», які визначаються:

- статичною незрівноваженістю (вісь обертання ротора і його головна центральна вісь інерції паралельні);

- моментною незрівноваженістю (вісь ротора і його головна центральна вісь інерції перетинаються в центрі мас ротора);

- динамічною незрівноваженістю ротора (складається зі статичної й моментною незрівноваженості).

По поширенню в елементах гідроприводу акустичні й динамічні явища можна розділити на розповсюджені робочою рідиною, твердими трубопроводами й елементами корпусу виконавчої й напрямної частин, а також насосною станцією.

На рис. 1 представлена класифікація джерел шуму гідроприводу й шляхи його поширення.

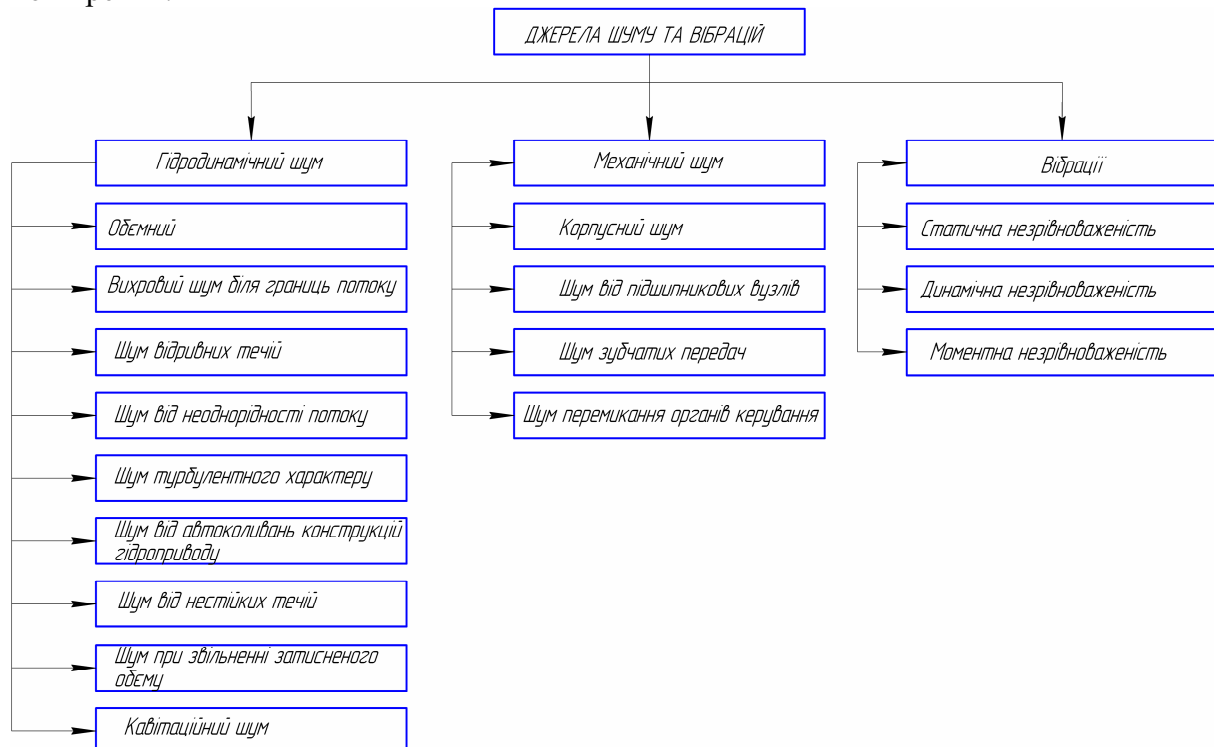


Рисунок 1– Джерела шуму у гідроприводі

Зупинимося більш докладно на видах шуму й вібраціях, які мають місце в гідравлічній системі.

Шум, що виникає через утворення *вихорів* біля твердих границь потоку. Твердими границями у гідросистемах є елементи запірних арматур, золотники розподільників, сопла, заслінки й інші елементи, що обтікаються потоком робочої рідини. Математичний опис даного виду шуму досить добре представлено в різних джерелах при оцінці рівня шуму й спектру випромінювання за умови наявності вільного звукового поля [9, 15-17].

Шуми *турбулентного* характеру, що виникають від нестійкої течії, від неоднорідності потоку, мають математичний опис тільки для основної (першої гармоніки) частоти. У різних літературних джерелах [1, 9] вказується тільки характер випромінюваного звукового поля.

Слід зазначити шуми, викликані *кавітацією*, які по даним ряду дослідників відрізняються тією особливістю, що максимальний рівень звукової потужності шумів лежить в ультразвуковій області спектра, а отже, має місце тільки в однорідному по густині середовищу.

*Механічний* шум є найбільш характерним для гідросистем з шестеренними насосами. В таких системах він є домінуючим й пояснюється наступним [18]. Зубчасті зачеплення являють собою систему з розподіленими параметрами, з великим числом власних частот коливань. Він характерний для насосів типу НШ, де частота коливань дорівнює:

$$f = \frac{z \cdot n}{60}, \quad (3)$$

де  $z$  - число зубів колеса;

$n$  - частота обертання.

Формула (3) свідчить, що вібрація й шум носить дискретний характер. Спектр шуму займає широку смугу частот, особливо він інтенсивний у діапазоні 2000-5000 Гц.

Джерелами механічної вібрації й шуму є також підшипники кочення. Сили, що викликають вібрацію підшипників кочення, обумовлені допусковими відхиленнями елементів підшипника й монтажних розмірів. Спектр звукових частот підшипників займає широку смугу. Звукова потужність залежить від частоти обертання вала. Емпірична формула має вигляд [1]:

$$P_m \approx n^{7/3}, \quad (4)$$

де  $P_m$  - звукова потужність;

$n$  - частота обертання вала.

Для інших видів шумів, представлених у класифікації, не виявлено чіткого математичного опису спектральних і рівневих залежностей.

За проведенням аналізом джерел шуму у гідравлічному приводі можливо зробити наступні висновки. Шум в гідроприводі може носити гідродинамічний та механічний характер. Вібраційні явища у гідроприводі виникають, головним чином, через незрівноваженість мас системи «привід насосу - насос». Для гідросистем з шестеренними насосами характерним і переважним є шум механічного походження. В літературних джерелах недостатньо даних щодо співвідношення механічного та гідравлічного шуму в загальному спектрі шумів шестеренного насосу. Також недостатньо досліджено джерела шуму в насосах типу НШ та способи його зменшення. Зважаючи на підвищені вимоги споживачів до віброакустичних характеристик гідроагрегатів актуальним залишається питання зниження шуму в гідроприводі, зокрема в насосах типу НШ.

## Список літератури

1. Борьба с шумом: Справочник под.ред Е.Я. Юдина М.: Стройиздат, 1964.- 104 с.

2. Гимлер С.Р. К вопросу об уменьшении шума гидравлических насосов. Перевод статьи из журнала *Olhydraulik und Pneumatik*, voe 14 1970 № 4, 137-141. - М.:1974.
3. Коробочкин Б.Л. Динамика гидравлических систем станков. М.: Машиностроение, 1976.
4. Лангош О. Борьба с шумом при работе гидравлических машин. // *Olhydraulik und Pneumatik*, 1972, V. 16, № 9, - S. 393-396.
5. Оксёненко А.Я., и др.Снижение шума комплектных гидроприводов метало обрабатывающ;его оборудования: Обзор / А.Я. Подкуйко, Е.А Скворчевский, Л.А Подкуйко. М.: НИИМаш, 1980 - 36 с.
6. Ребел Й. Конструктивные мероприятия для уменьшения шума гидроагрегатов. // *Olhydraulik und Pneumatik*, 1974, v. 18, № 10, - S. 741-744.
7. Батрак А.П Классификация шума в объёмном гидроприводе. Вестник Красноярского государственного университета. Вып.18. г. Гидропривод машин различного технологического назначения / Под ред. С В . Каверзина, Ж. Жоржа. Красноярск: КГТУ, 2000.С. 59-63.
8. Динамика гидравлических систем / Сборник научных трудов.№115.под.ред МорозоваИ.И., Палея Г.Э. Челябинск: 1972 - 185 с.
9. Блохинцев Д.И. Акустика неоднородной движущейся среды. М.: Наука, 1981. -208 с.
10. Исакович М. А. Общая акустика. М.: Наука, 1973 - 496 с.
11. Кавитационные автоколебания и динамика гидравлических систем. /Сборник трудов АН УССР. Киев.: Наукова - думка, 1977 - 120 с.
12. Миткович И.Я. Гидродинамические источники звука. Л.: Судостроение, 1972-420 с.
13. Скворчевский Е.А., Жерняк А.И. Снижение шума аксиально-поршневых насосов. М.: Машиностроение, 1981 - 20 с.
14. Скворчевский Е.А.,Пеккер Ю.И. Проектирование и изготовление гидроприводов машин с учётом обеспечения минимального уровня шума. М.: Мосстанкин, 1979. - 120 с.
15. Морз Ф. Колебания и звук. М.: ГИТТЛ, 1949. - 496 с
16. Скучик Е. Основы акустики. Т. 1. М.: Мир, 1976 - 520 с.
17. Скучик Е. Основы акустики. Т. 2. М.: Мир, 1976 - 544 с.
18. Усов А. А. Рыбкин Е. А., Шестеренные насосы для металлорежущих станков. - М.: Машгиз, 1960, - 188 с.

*Ю. Кулешков, Т. Руденко, М. Красота, Ю. Титов*

#### **Анализ причин возникновения шума в гидроприводах**

В статье приведен анализ источников шума в гидравлическом приводе транспорта и технологического оборудования. Проанализированы основные параметры, по которым выполняется оценка шума в гидроприводах, дано их определение. Определены условия работы гидропривода, его основные преимущества, а также установлены колебательные процессы, что происходят при эксплуатации. Представлена классификация шумов в гидроприводе по происхождению, дана их характеристика. Установлены основные пути распространения шума в гидроприводах. Сделан вывод, что механический шум наиболее характерен для гидроприводов с шестеренными насосами. Намечены основные направления исследований по уменьшению механического шума в шестеренных насосах.

*J.Kuleshkov, T.Rudenko, M.Krasota, J.Titov*

#### **The analysis of the reasons of occurrence of noise in hydraulic actuators**

In article the analysis of sources of noise in a hydraulic drive of transport and the process equipment is resulted. Key parameters on which the noise estimation in hydraulic actuators is carried out are analysed, their definition is made. Hydraulic actuator working conditions, its basic advantages are defined, and also oscillatory processes that occur at operation are established. Classification of noise in a hydraulic actuator by origin is presented, their characteristic is given. The basic ways of distribution of noise to hydraulic actuators are established. The conclusion that mechanical noise most typical for hydraulic actuators with pumps is drawn. The basic directions of researches on reduction of mechanical noise in pumps are planned.

Одержано 11.04.11

УДК 621.791.9

І.Ф. Василенко, І.В. Шепеленко, М.В. Красота, доценти, кандидати технічних наук  
 Кіровоградський національний технічний університет

## Деформування порошкового дроту при контактному наварюванні

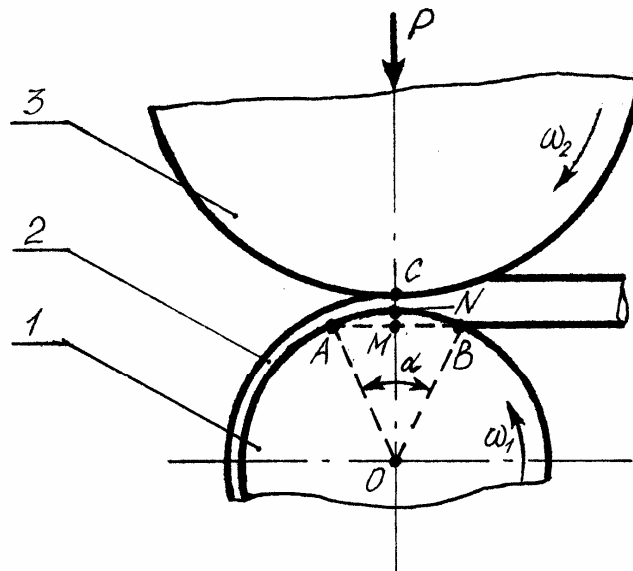
У статті наведені теоретичні дослідження зміни площі перерізу порошкового дроту при контактному наварюванні, а також площі контакту порошкового дроту з відновлюваною деталлю та ролик-електродом. Це відкриває можливість теоретичного визначення режимів контактної наварювання порошкових дротів.

**порошковий дріт, контактне наварювання, ролик-електрод, площа контакту, геометричні параметри, деформування**

Значна кількість деталей сільськогосподарської техніки не витримує запланованого ресурсу роботи, особливо це стосується деталей типу “вал”, зокрема валів посівної техніки [4]. Одним з методів підвищення довговічності валів є нанесення композиційних покриттів, яке доцільно здійснювати контактним наварюванням порошкових дротів [1, 2].

Для визначення режимів контактної наварювання важливе значення має інформація про розміри та геометрію присадного матеріалу та їх зміну в процесі контактної наварювання.

За час нагрівання протягом одного імпульсу струму при неперервному обертанні відновлюваної деталі частина деформованого порошкового дроту в точці А (рис. 1) виходить з-під контакту зварювального ролика. В цей час у точку В поступає нова ділянка дроту, яка нагрівається імпульсом струму і деформується.



1 – відновлювана деталь; 2 – порошковий дріт; 3 – ролик-електрод.

Рисунок 1 – Схема для визначення геометричних розмірів площинки покриття, що наварюється одиничним імпульсом струму.

Припустимо, що наварений валик порошкового дроту протягом одиничного імпульсу струму матиме постійні товщину  $h = \text{const}$ , довжину контактної площинки  $l_k = \text{const}$ , а дріт мав однаковий ступінь деформування як з боку деталі, так і з боку електроду:  $\frac{d-h}{2} = \text{const}$ , де  $d$  – діаметр порошкового дроту.

Враховуючи рис. 1, довжину контактної площинки можна розрахувати за виразом

$$l_e = \frac{1}{2} D_a \arccos \left( 1 - \frac{d-h}{D_a} \right), \quad (1)$$

де  $\left( 1 - \frac{d-h}{D_a} \right) = \cos \frac{\alpha}{2}$ .

Величину площі контактної площинки визначимо за розрахунковою довжиною  $l_k$  та шириною навареного валика  $b$

$$F_e = 2l_e b. \quad (2)$$

Якщо площа перерізу навареного валика визначається за виразом

$$S_a = K_a \frac{\pi \cdot d^2}{4}, \quad (3)$$

де  $K_a$  – коефіцієнт осьової деформації порошкового дроту.

З іншого боку цю площу перерізу можна визначити:

$$S_a = b \cdot h. \quad (4)$$

Порівнюючи праві частини виразів (3) та (4), отримаємо

$$b = K_a \frac{\pi d^2}{4h}, \quad (5)$$

$$K_a = \frac{4bh}{\pi d^2}. \quad (6)$$

Вираз (6) потребує проведення аналізу процесу деформації порошкового дроту під час контактного наварювання. За даними роботи [1] у випадку контактного наварювання  $K_d \approx 0,7$ .

Підставивши вирази (1) і (5) у (2), маємо вираз для визначення площі контакту за час одиничного імпульсу

$$F_e = \frac{\pi d^2 K_a D_a}{4h} \arccos \left( 1 - \frac{d-h}{D_a} \right). \quad (7)$$

Об'єм валика, навареного одиничним імпульсом, можна розрахувати за виразом

$$V_1 = F_e h. \quad (8)$$

Враховуючи (7), маємо

$$F_e = \frac{\pi d^2 K_a D_a}{4} \arccos \left( 1 - \frac{d-h}{D_a} \right). \quad (9)$$

Площа контакту і об'єм валика, навареного одиничним імпульсом, суттєво залежить як від параметрів режиму наварювання (сили струму, тривалості імпульсу, зусилля на електроді), так і від геометрії та складу порошкового дроту. Зауважимо, що згідно з дослідженнями [3], зміна товщини оболонки суттєво не впливає на площу контакту.

Для отримання потрібної товщини композиційного покриття на відновлюваній деталі, тобто для даної величини деформації складових порошкового дроту, можна з достатнім ступенем точності розрахувати площу контакту, враховуючи зміну геометрії порошкового дроту в процесі наварювання.

Площу перерізу можна визначити як

$$s_a = \iint_{(E)} \sqrt{1 + \left(\frac{\partial z}{\partial x}\right)^2 + \left(\frac{\partial z}{\partial y}\right)^2} dx dy, \quad (10)$$

де (E) – проекція поверхні дроту на площину XOY. Вважаючи, що поверхня дроту до деформації циліндрична і рівняння її матиме вигляд

$$(2z - d)^2 + 4y^2 = d^2 \quad (11)$$

та визначивши з рівняння (11)  $z(x, y)$ , а також знайшовши частинні похідні від цієї функції по  $x$  і по  $y$  і підставивши знайдене в (10), маємо

$$s_a = d \int_0^{0,5b} \arcsin \frac{a_1 x^2 + l_\varepsilon}{d} dx, \quad (12)$$

де  $a_1$  – сталий коефіцієнт, який визначається з рівняння кривої, що обмежує проекцію площинки контакту на площину XOY при  $y=0$  і  $z=0,5b$

$$a_1 = -\frac{4l_\varepsilon}{b^2}, \quad (13)$$

$$l_\varepsilon = \sqrt{\frac{D_{\dot{a}} D_{\ddot{a}}}{D_{\dot{a}} + D_{\ddot{a}}}} (d - h). \quad (14)$$

Для визначення ширини контакту можна прийняти, що геометрична форма навареного валика у площині XOY апроксимується еліптичною кривою.

З рівняння еліпса маємо 
$$x = \pm \frac{d}{b} \sqrt{b^2 - y^2}. \quad (15)$$

Площу поперечного перерізу деформованого дроту можна розрахувати за виразом

$$S_a = 4 \int_0^{0,5h} x(y) dy = \frac{2d}{b} \left( b^2 \arcsin \frac{h}{2b} + \frac{h}{2} \sqrt{b^2 - \frac{h^2}{4}} \right). \quad (16)$$

Після первинного деформування переріз порошкового дроту має форму еліпса,

$$\frac{r_\varepsilon^2}{d^2} + \frac{h^2}{4b^2} = 1. \quad (17)$$

Площу перерізу навареного дроту можна знайти, виходячи з площі еліпсу

$$S_{a\varepsilon} = \pi d^2 b. \quad (18)$$

і площі деформованої частини дроту

$$\Delta S = 4 \int_0^{r_\varepsilon} \frac{b}{d} \sqrt{d^2 - x^2} dx. \quad (19)$$

Визначивши інтеграл, маємо

$$\Delta S = \frac{8b}{d} \left( d^2 \arcsin \frac{r_\varepsilon}{d} + r_\varepsilon \sqrt{d^2 - r_\varepsilon^2} \right). \quad (20)$$

Враховуючи (18) і (19)

$$S_a = S_{a\varepsilon} - \Delta S = \pi db - \frac{8b}{d} \left( d^2 \arcsin \frac{r_\varepsilon}{d} + r_\varepsilon \sqrt{d^2 - r_\varepsilon^2} \right). \quad (21)$$

Порівнюючи (16) і (21) можна знайти напівширину контакту  $r_k$  порошкового дроту з деталлю з рівняння

$$\begin{aligned} \pi db - 8bd \arcsin \frac{r_\varepsilon}{d} + \frac{8r_\varepsilon b}{d} \sqrt{d^2 - r_\varepsilon^2} &= \\ = 2bd \arcsin \frac{h}{2b} + \frac{dh}{b} \sqrt{4b^2 - h^2}. \end{aligned} \quad (22)$$

Окрім цього з урахуванням осьової деформації порошкового дроту при контактному наварюванні

$$S_a = (1 - K_d) \frac{\pi d^2}{4}. \quad (23)$$

Порівнюючи (23) з (16) або з (21) можна знайти коефіцієнт деформації  $K_d$ , який набуває значень 0,6...0,4. Якщо допустити, що при контактному наварюванні  $b \approx h$ , то

$$K_d = \frac{\pi d^2}{8,8 r_e h}. \quad (24)$$

Отже, при відомому  $K_d$  напівширину контакту можна знайти за виразом

$$r_e = \frac{\pi d^2}{8,8 K_d h}. \quad (25)$$

Одержана інформація про зміну площі перерізу порошкового дроту при контактному наварюванні, а також про площу контакту порошкового дроту з відновлюваною деталлю та роликком-електродом відкриває можливість теоретичного визначення режимів контактної наварювання порошкових дротів.

## Список літератури

1. Василенко І.Ф. Підвищення довговічності валів посівних машин композиційними покриттями. Автореферат дис.... канд. техн. наук.– Кіровоград: КДТУ, 2001.– 16 с.
2. Карпенко В. М., Катренко В. Т., Пресняков В. А. Электроконтактная наплавка порошковых материалов в металлической оболочке // Автоматическая сварка.– 1989.– №5.– С.34–35.
3. Пресняков В. А. Разработка и исследование процесса электроконтактной наварки порошковых материалов в металлической оболочке. Автореф. дис.... канд. техн. наук.– Ростов-на-Дону, 1992.– 16 с.
4. Черновол М.І., Василенко І.Ф. Аналіз величини та характеру спрацювання валів посівних машин// Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин.– Кіровоград: КДТУ.– 2001.– Вип. 30.– С. 105-111.

*И. Василенко, И. Шепеленко, М. Красота*

### **Деформирование порошковой проволоки при контактном наваривании**

В статье приведены теоретические исследования изменения площади сечения порошковых проволок при контактном наваривании, а также площади контакта порошковой проволоки с восстанавливаемой деталью и роликком-электродом. Это открывает возможность теоретического определения режимов контактного наваривания порошковых проволок.

*I. Vasylenko, I. Shepelenko, M. Krasota*

### **Deformation powdered wire under contact welding**

Theoretical researches of the change area sections of the powdered wires are brought in article under contact welding, as well as area of the contact of the powdered wire with restored by detail and roller-electrode. This opens the possibility of the theoretical determination mode contact welding powdered wires.

Одержано 11.04.11

УДК 631.3

Р.Д. Кузьмінський, доц., канд. техн. наук  
Львівський національний аграрний університет

## Розрахунок організаційно-технологічної сумісності процесів ремонту різних об'єктів з урахуванням прогнозу динаміки зміни часткових програм

У статті запропонована теоретична модель динаміки зміни часткових річних програм ремонту різних технічних об'єктів для розрахунку показників організаційно-технологічної сумісності процесів їх ремонту та обґрунтування спеціалізації технологічних ліній та ділянок ремонтних підприємств.  
**технологічні лінії, спеціалізація, часткові програми ремонту, модель прогнозування, організаційно-технологічна сумісність, система показників**

Однією з важливих задач функціональної оптимізації є обґрунтований вибір спеціалізації технологічних ліній та ділянок ремонтних підприємств – моно- чи багатопредметна, а якщо багатопредметна, то на номенклатуру яких марок чи моделей об'єктів ремонту розрахована. Помилки в обґрунтуванні спеціалізації призводять до суттєвого зменшення ефективності ремонтного виробництва впродовж усього періоду експлуатації  $[t_{п\ тл(тд)}, t_{к\ тл(тд)}]$  таких ліній чи ділянок, який складає  $T_{тл\ (тд)} = 7-12$  років. Окрім того, такі помилки надзвичайно складно, а іноді взагалі неможливо виправити.

Переважно підставою для обґрунтування спеціалізації технологічних ліній розбирання-складання є подібність чи відмінність конструкції об'єктів ремонту [8], а технологічних ділянок відновлення – однотипність застосовуваної технології. Зазначені умови є необхідними, однак не достатніми для визначення спеціалізації [2, 5].

Необхідні й достатні умови для об'єднання в спільному потоці технологічних процесів ремонту різних об'єктів визначає властивість організаційно-технологічної сумісності [2; 5]. Ця властивість залежить від значення загальної програми ремонту  $\sum W_p$  і від співвідношення часткових програм ремонту різних об'єктів у загальній програмі  $\sum W_p$  [3 – 5]. Для кількісної оцінки властивості організаційно-технологічної сумісності запропонована система показників, які розраховуються за умови, що будь-які співвідношення часткових програм ремонту різних об'єктів у спільному потоці – рівноймовірно розподілені випадкові величини [1; 5].

Однак у ремонтному виробництві програма формується відповідно до кількості об'єктів ремонту  $N_j$  в зоні обслуговування підприємства, інтенсивності експлуатації цих об'єктів і показників їх надійності. Тому програма ремонту впродовж циклу експлуатації машини певної марки (моделі)  $T_j$ , який може перевищувати 20 років, є нестабільною. Показано [6; 9], що програму ремонту  $j$ -го об'єкта можна розглядати як випадкову величину, для прогнозування значень якої в окремі роки циклу експлуатації об'єкта  $t_j$  можна використати залежність на основі нормального розподілу  $W_{pj} = f(t_j)$ .

Завданням дослідження було запропонувати теоретичну модель урахування зміни часткових програм ремонту різних об'єктів для розрахунку показників організаційно-технологічної сумісності процесів їх ремонту.

З метою спрощення завдання розглянемо випадок визначення спеціалізації для номенклатури двох різних об'єктів ремонту:  $(j-1)$ -го, який на поточний момент

становить абсолютну більшість замовлень на ремонт, та нового  $j$ -го, який лише з'явився в зоні обслуговування підприємства (рис. 1).

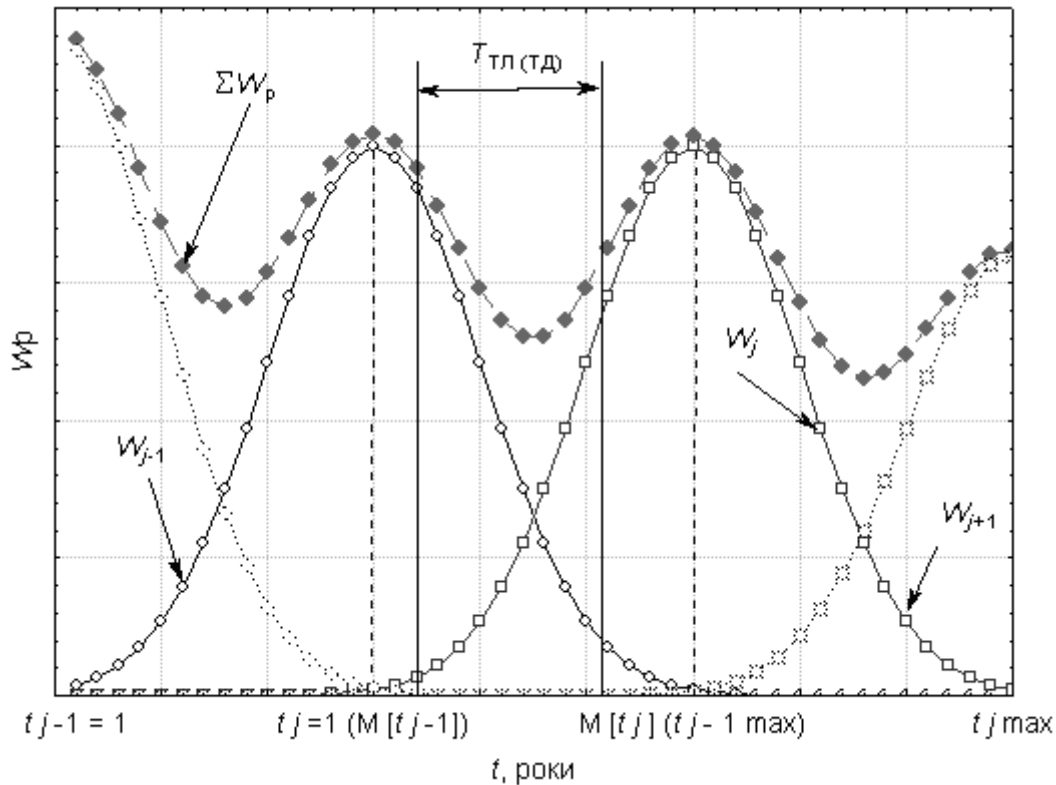


Рисунок 1 – Модель динаміки зміни часткових річних програм ремонту в зоні обслуговування агрегатно-ремонтного підприємства

У такому разі у будь-який рік

$$p_{j-1}(t_j) + p_j(t_j) = 1, \quad (1)$$

де  $p_{j-1}(t_j)$  і  $p_j(t_j)$  – відповідно теоретичні ймовірності появи  $(j-1)$ -го та  $j$ -го об'єктів ремонту в загальній програмі у  $t_j$  рік експлуатації  $j$ -го об'єкта;

$t_j \in [1, \dots, T_{j \max}]$  – рік експлуатації  $j$ -го об'єкта;

$T_{j \max}$  – прогнозована тривалість експлуатації  $j$ -го об'єкта.

Прийmemo також, що закони розподілу часткових програм ремонту  $(j-1)$ -го та  $j$ -го об'єктів  $W_{p,j-1} = f(t_{j-1})$  та  $W_{p,j} = f(t_j)$  однакові. У такому разі зрозуміло, що припущення про рівномірний характер розподілу часткових програм справджуватиметься лише для одного значення  $t_{j \text{ сеп}} = (M[t_j] + 1)/2$ , а для побудови теоретичної моделі достатньо розглянути інтервал  $t_j \in [1, \dots, M[t_j]]$  років експлуатації  $j$ -го об'єкта, де  $M[t_j]$  – середина циклу експлуатації  $j$ -го об'єкта.

Шукана модель повинна задовольняти такі умови:

$$\int_0^1 f(p_j, t_j) dp_j = 1; \quad (2)$$

$$\int_1^{M[t_j]} \left( \int_0^1 f(p_j, t_j) dp_j \right) dt_j = M[t_j] - 1. \quad (3)$$

Аналіз динаміки зміни часткових програм ремонту, а також потреба урахування умов (2) і (3) дали змогу запропонувати теоретичну модель у вигляді

$$f(p_j, t_j) = \begin{cases} [2 \cdot a(t_j) + 1] \cdot (p_j - 1)^{2 \cdot a(t_j)}, & t_j \leq t_{j \text{ сеп}}, \\ [2 \cdot a(t_j) + 1] \cdot p_j^{2 \cdot a(t_j)}, & t_j > t_{j \text{ сеп}}, \end{cases} \quad (4)$$

де  $a(t_j)$  – коефіцієнт, який залежить від року експлуатації  $j$ -го об'єкта;

$$a(t_j) = K_a (t_j - t_{j \text{ сеп}})^2, \quad (5)$$

де  $K_a$  – коефіцієнт, який враховує інтенсивність зміни попереднього ( $j-1$ )-го об'єкта новим  $j$ -м.

Функції розподілу  $f(p_j, t_j)$ , отримані за теоретичною моделлю (4) для різних років  $t_j$  експлуатації  $j$ -го об'єкта, подані на рис. 2.

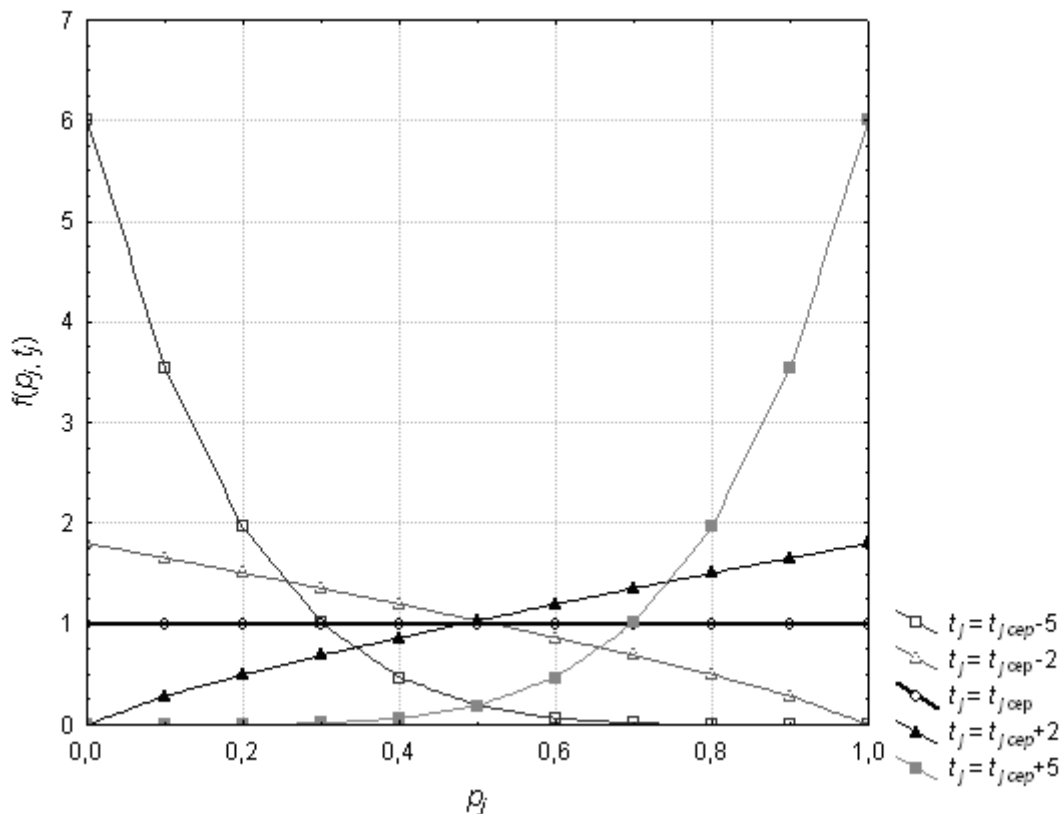


Рисунок 2 – Вид функцій  $f(p_j, t_j)$  для різних років  $t_j$  експлуатації  $j$ -го об'єкта в зоні обслуговування ремонтного підприємства

Як бачимо, отримані функції суттєво різняться від рівномірного розподілу, особливо на початку експлуатації нового об'єкта, а також у періоди, коли цей об'єкт стає найпоширенішим в зоні обслуговування ремонтного підприємства. Припущення ж про рівномірний розподіл часткових програм можна прийняти лише для одного значення  $t_{j \text{ сеп}} = (M[t_j] + 1)/2$ .

Отже, по-перше, застосування запропонованої теоретичної моделі уможливить підвищення точності розрахунку показників організаційно-технологічної сумісності за рахунок істотного наближення до реальної динаміки зміни часткових програм ремонту різних об'єктів; по-друге, показники організаційно-технологічної сумісності у різні періоди експлуатації технічних об'єктів будуть різними; по-третє, отримані результати розрахунків матимуть значно вищу практичну цінність для обґрунтування спеціалізації технологічних ліній та діляниць ремонтних підприємств.

## Список літератури

1. Кузьмінський Р.Д. Система показників організаційно-технологічної сумісності процесів ремонту / Р.Д. Кузьмінський // Надійність і ремонт машин у сільському господарстві : зб. наук. пр. – Львів : Львів. держ. с.-г. ін-т, 1992. – С. 29 – 40.
2. Кузьмінський Р.Д. Організаційно-технологічна сумісність процесів ремонту різних об'єктів у спільному потоці ремонту / Р.Д. Кузьмінський // Надійність і ремонт машин у сільському господарстві : зб. наук. пр. – Львів : Львів. держ. с.-г. ін-т, 1992. – С. 17 – 29.
3. Кузьмінський Р.Д. Результати розрахунку областей та коефіцієнтів організаційно-технологічної сумісності для технологічних ліній ремонту / Р.Д. Кузьмінський // Надійність і ремонт машин у сільському господарстві : зб. наук. пр. – Львів : Львів. держ. с.-г. ін-т, 1993. – С.27 – 39.
4. Кузьмінський Р.Д. Вплив тривалості такту на показники організаційно-технологічної сумісності розбирання та складання кареток балансірної підвіски тракторів класу 3.0 у спільному потоці ремонту / Р.Д. Кузьмінський // Надійність і ремонт машин у сільському господарстві : зб. наук. пр. – Львів : Львів. держ. с.-г. ін-т, 1993. – С.14 – 26.
5. Кузьмінський Р.Д. Організаційно-технологічна сумісність процесів розбирання та складання кареток балансірної підвіски тракторів класу 3,0: дис. ... канд. техн. наук. : 05.20.03 / Р.Д. Кузьмінський – Львів, 1993. – 213 с.
6. Кузьмінський Р.Д. Модель прогнозування динаміки зміни програми ремонтних підприємств / Р.Д. Кузьмінський // Вісник Львівського нац. аграрного ун-ту : агроінженерні дослідження. – 2008. – № 12. – Т.1. – Львів, 2008. – С. 45 – 51.
7. Моргун А.М. Сумісність процесів та підстави універсалізації устаткування при ремонті однотипних вузлів і агрегатів / А.М. Моргун, В.І. Козлов, Л.І. Шаповал // міжвід. темат. наук. зб.: Механізація та електрифікація сільського господарства. – Глеваха, 2001. – Вип. 85. – С.270 – 274.
8. Сидорчук О.В. Закономірності кількісних і якісних змін надходжень замовлень на ремонт агрегатів / О.В. Сидорчук О.В., Р.Д. Кузьмінський, Р.І. Барабаш // Техніко-технологічні аспекти розвитку та випробування нової техніки і технологій для сільського господарства України: зб. наук. пр. УкрНДІПВТ ім. Л. Погорілого. – Дослідницьке, 2007. – Вип. 10 (24), кн. 1. – С. 69 – 76.

*Р. Кузьминский*

### **Расчет организационно-технологической совместимости процессов ремонта разных объектов с учетом динамики изменения частичных программ**

В статье предложена теоретическая модель динамики изменения частичных программ ремонта разных объектов для расчета показателей организационно-технологической совместимости процессов их ремонта в общем технологическом потоке и обоснования специализации технологических линий и участков ремонтных предприятий.

*R. Kuzminskyj*

### **Calculation of organizational and technological compatibility of processes of repair of different objects taking into account the dynamics of change of their partial programs**

In the article the theoretical model of dynamics of change of the partial programs of repair of different objects is offered for the calculation of indexes of organizational and technological compatibility of processes of their repair in general technological stream and for the grounds of specialization of technological lines of repair enterprises.

Одержано 15.04.11

УДК 669.786.788

Т. Г. Сабірзянов, проф., д-р. техн. наук

Кіровоградський національний технічний університет

## Метод точного розрахунку константи рівноваги складної хімічної реакції

У статті розглянуто запропонований автором метод точного розрахунку константи рівноваги складної хімічної реакції, реагенти якої зазнають фазових перетворень на заданому температурному інтервалі, наведено приклад практичного використання методу  
**константа рівноваги, точний розрахунок, приклад**

Одне із достоїнств хімічної термодинаміки полягає у тому, що вона надає можливість теоретичним шляхом визначати рівноважний стан термодинамічної системи, в якій може протікати та чи інша хімічна реакція, для чого необхідно знати чисельне значення її константи рівноваги.

На сьогодні відомі як наближені, так і точні способи визначення констант рівноваги практично при будь-яких температурах для випадку, коли на заданому температурному інтервалі жоден із реагентів не зазнає фазових перетворень [1...6]. Для цих умов методично точною формулою для розрахунку константи рівноваги є співвідношення, запропоноване М.І. Тьомкіним і Л.А. Шварцманом [7]:

$$R \ln K = -\Delta H_{298}^0 / T + \Delta S_{298}^0 + M_0 \Delta a + M_1 \Delta b + M_{-2} \Delta c + M_2 \Delta d, \quad (1)$$

де  $K$  – константа рівноваги;

$\Delta H_{298}^0$  і  $\Delta S_{298}^0$  – зміни ентальпії та ентропії системи внаслідок хімічної реакції при температурі 298 K (25 °C);

$R$  – універсальна газова стала;

$\Delta a$ ,  $\Delta b$ ,  $\Delta c$  і  $\Delta d$  – коефіцієнти температурної залежності зміни теплоємності при протіканні хімічної реакції, яка характеризується рівнянням

$$\Delta c_p = \Delta a + \Delta b T + \Delta c T^{-2} + \Delta d T^2. \quad (2)$$

Величини  $M_0$ ,  $M_1$ ,  $M_{-2}$  і  $M_2$ , що входять до складу виразу (1), залежать лише від температури і визначаються за допомогою співвідношень:

$$M_0 = \ln(T/298) + 298/T - 1; \quad (3)$$

$$M_1 = (1/2T)(T - 298)^2; \quad (4)$$

$$M_{-2} = (1/2)(T - 298)^2 / 298^2 T^2; \quad (5)$$

$$M_2 = (1/6)(T^2 + 2 \cdot 298^3 / T - 3 \cdot 298^2). \quad (6)$$

Якщо хімічна реакція супроводжується на певному температурному інтервалі фазовими перетвореннями реагентів, та розрахунок константи рівноваги при довільній температурі значно ускладнюється, а точна формула для її визначення відсутня. Спроби ж урахування у таких випадках зміни термодинамічних функцій стану при фазових перетвореннях реагентів не завжди приводили до позитивних результатів, на що вказують принципово неприпустимі стрибки на графіках  $\Delta G^0(T)$  при температурах фазових перетворень [3].

Методично точну формулу для розрахунку константи рівноваги складної реакції при будь-якій температурі на заданому температурному інтервалі можна вивести, скориставшись виразами [8] для залежностей зміни ентальпії і ентропії від температури за умов, що розглядаються:

$$\Delta H_T^0 = \Delta H_{T_{i-1}}^0 \pm L_{i-1} + (T - T_{i-1}) \left[ \Delta a_i + \frac{1}{2} \Delta b_i (T + T_{i-1}) + \frac{\Delta c_i}{TT_{i-1}} + \frac{1}{3} \Delta d_i (T^2 + TT_{i-1} + T_{i-1}^2) \right]; \quad (7)$$

$$\Delta S_T^0 = \Delta S_{T_{i-1}}^0 \pm \frac{L_{i-1}}{T_{i-1}} + \Delta a_i \ln \frac{T}{T_{i-1}} + (T - T_{i-1}) \left[ \Delta b_i + \frac{\Delta c_i (T + T_{i-1})}{2T^2 T_{i-1}^2} + \frac{1}{2} \Delta d_i (T - T_{i-1}) \right], \quad (8)$$

де  $\Delta H_{T_{i-1}}^0$  і  $\Delta S_{T_{i-1}}^0$  – ентальпія і ентропія реакції на початку  $i$ -ої ділянки;

$\Delta H_T^0$  і  $\Delta S_T^0$  – ентальпія і ентропія реакції при деякій температурі  $T$  на  $i$ -ій ділянці температурного інтервалу  $298 \dots T$  К;

$\Delta a_i$ ,  $\Delta b_i$ ,  $\Delta c_i$  і  $\Delta d_i$  – коефіцієнти залежності  $\Delta c_p$  реакції від температури на  $i$ -ій ділянці;

$L_{i-1}$  – ентальпія фазового перетворення при температурі  $T_{i-1}$ .

**Підставивши рівняння (7) і (8) у відому формулу**

$$\Delta G_T^0 = \Delta H_T^0 - T \Delta S_T^0, \quad (9)$$

після перетворень одержуємо відшукувану залежність вільної енергії реакції  $\Delta G_T^0$  для будь-якої температури  $T$  на  $i$ -ій ділянці:

$$\Delta G_T^0 = \Delta H_{T_{i-1}}^0 - T \Delta S_{T_{i-1}}^0 - \left[ T \left( \ln \frac{T}{T_{i-1}} - 1 \right) + T_{i-1} \right] \Delta a_i - \frac{1}{2} (T - T_{i-1})^2 \Delta b_i - \frac{(T - T_{i-1})^2}{2T^2 T_{i-1}^2} \Delta c_i - \frac{1}{6} (T^3 - 3TT_{i-1}^2 + 2T_{i-1}^3) \Delta d_i. \quad (10)$$

Слід зауважити, що при відсутності фазових переходів реагентів математичні моделі (10) і (1)–(6) є ідентичними.

Маючи чисельне значення величини  $\Delta G_T^0$ , за формулою

$$\ln K = -\Delta G_T^0 / RT \quad (11)$$

можна розрахувати логарифм константи рівноваги і саму константу для реакції з будь-якою кількістю фазових перетворень реагентів.

**Приклад.** Розрахувати значення константи рівноваги реакції непрямого відновлення оксиду заліза  $0,25\text{Fe}_3\text{O}_4 + \text{H}_2 = 0,75\text{Fe} + \text{H}_2\text{O}$  в інтервалі температур 298...3000 K.

**Розв'язання.** Випишемо дані [8] (табл. 1), необхідні для розрахунку.

Таблиця 1 – Початкові дані для розрахунку термодинамічних характеристик реакції  $0,25\text{Fe}_3\text{O}_4 + \text{H}_2 = 0,75\text{Fe} + \text{H}_2\text{O}$

Реагент	$\Delta H_{\text{утв}}^0$ , Дж/моль	$S^0$ , Дж/моль·К	$T$ , K	$L$ , Дж/моль	Коефіцієнти рівняння $c_p = a + bT + cT^{-2} + dT^2$ , Дж/моль·К			
					$a$	$b$	$c$	$d$
$\text{Fe}_3\text{O}_{4,\alpha}$	-1117450	151,56	866	0	200,96	-	-	-
$\text{Fe}_3\text{O}_{4,\beta}$	-	-	1870	138160	200,96	-	-	-
$\text{Fe}_3\text{O}_{4,\delta}$	-	-	-	-	200,96	-	-	-
$\text{H}_2$	-	130,67	-	-	27,29	$3,26 \cdot 10^{-3}$	$0,5 \cdot 10^5$	-
$\text{Fe}_\alpha$	-	27,17	1033	1710	14,11	$29,72 \cdot 10^{-3}$	$1,8 \cdot 10^5$	-
$\text{Fe}_\beta$	-	-	1180	910	43,54	-	-	-
$\text{Fe}_\gamma$	-	-	1674	630	20,30	$12,56 \cdot 10^{-3}$	-	-
$\text{Fe}_\delta$	-	-	1808	16160	43,12	-	-	-
$\text{Fe}_\rho$	-	-	3043	354280	41,87	-	-	-
$\text{H}_2\text{O}_r$	-241990	188,95	-	-	30,02	$10,72 \cdot 10^{-3}$	$0,33 \cdot 10^5$	-

На температурній осі позначаємо температури і ентальпії фазових переходів, а також номери температурних ділянок (рис. 1).

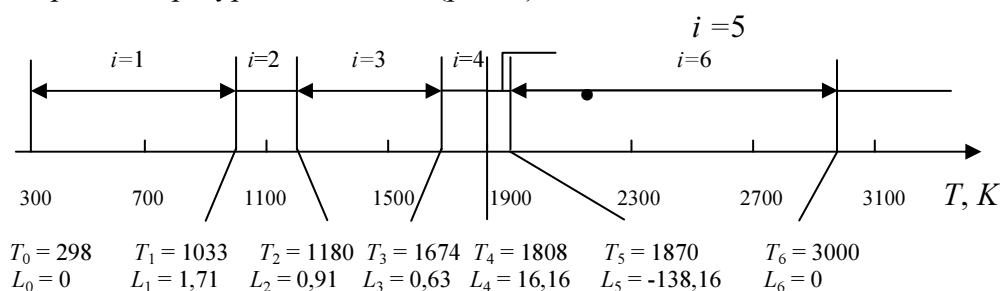


Рисунок 1 – Температури (K) і ентальпії фазових перетворень (кДж/моль) реагентів реакції  $0,25\text{Fe}_3\text{O}_4 + \text{H}_2 = 0,75\text{Fe} + \text{H}_2\text{O}$

Далі за одним і тим же алгоритмом розраховуємо  $\Delta H_{298}^0$  і  $\Delta S_{298}^0$ , а також параметри  $\Delta a_1$ ,  $\Delta b_1$ ,  $\Delta c_1$  і  $\Delta d_1$  для першої ділянки:

$$\begin{aligned} \Delta H_{298}^0 &= -0,25\Delta H_{\text{утв Fe}_3\text{O}_4}^0 - \Delta H_{\text{утв H}_2}^0 + 0,75\Delta H_{\text{утв Fe}}^0 + \Delta H_{\text{утв H}_2\text{O}}^0 = \\ &= -0,25(-1117450) - 0 + 0 + (-241990) = 37372,5 \text{ Дж/моль}; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \Delta S_{298}^0 &= -0,25S_{\text{Fe}_3\text{O}_4}^0 - S_{\text{H}_2}^0 + 0,75S_{\text{Fe}}^0 + S_{\text{H}_2\text{O}}^0 = \\ &= -0,25 \cdot 151,56 - 130,67 + 0,75 \cdot 27,17 + 188,95 = 40,76 \text{ Дж/моль}\cdot\text{K}; \end{aligned}$$

$$\Delta a_1 = -0,25 \cdot 200,96 - 27,29 + 0,75 \cdot 14,11 + 30,02 = -36,93 ;$$

$$\Delta b_1 = -0,25 \cdot 0 - 3,26 \cdot 10^{-3} + 0,75 \cdot 29,72 \cdot 10^{-3} + 10,72 \cdot 10^{-3} = 29,75 \cdot 10^{-3} ;$$

$$\Delta c_1 = -0,25 \cdot 0 - 0,50 \cdot 10^5 + 0,75 \cdot 1,80 \cdot 10^5 + 0,33 \cdot 10^5 = 1,18 \cdot 10^5 ;$$

$$\Delta d_1 = 0 .$$

Аналогічно розраховуємо значення температурних коефіцієнтів зміни теплоємності реакції на інших температурних дільницях. Оскільки ентальпія фазового переходу  $\text{Fe}_3\text{O}_{4,\alpha} = \text{Fe}_3\text{O}_{4,\beta}$  дорівнює нулю (див. табл. 1), дільниці 298...866 і 866...1033 об'єднуємо в одну дільницю 298...1033 К. Одержані дані про вищезазначені температурні коефіцієнти заносимо до табл. 2.

Таблиця 2 – Значення коефіцієнтів  $\Delta a_1$ ,  $\Delta b_1$ ,  $\Delta c_1$  і  $\Delta d_1$  на різних температурних дільницях

№ дільниці	$\Delta a_1$	$\Delta b_1$	$\Delta c_1$	$\Delta d_1$
1	-36,93	$29,75 \cdot 10^{-3}$	$1,18 \cdot 10^5$	0
2	-14,86	$7,46 \cdot 10^{-3}$	$-0,17 \cdot 10^5$	0
3	-32,29	$16,88 \cdot 10^{-3}$	$-0,17 \cdot 10^5$	0
4	-15,17	$7,46 \cdot 10^{-3}$	$-0,17 \cdot 10^5$	0
5	-16,11	$7,46 \cdot 10^{-3}$	$-0,17 \cdot 10^5$	0
6	-16,11	$7,46 \cdot 10^{-3}$	$-0,17 \cdot 10^5$	0

Подальші розрахунки проводимо за формулами (7)...(11), використовуючи дані таблиць 1 і 2.

Для першої температурної дільниці ( $i = 1$ )  $\Delta H_{T_{i-1}}^0 = \Delta H_{298}^0$ ,  $\Delta S_{T_{i-1}}^0 = \Delta S_{298}^0$ ,  $L_{i-1} = 0$ .

Розрахунки можна проводити з будь-яким температурним кроком. Термодинамічні величини для проміжних температур, у разі потреби, розраховуються методом інтерполяції.

На кожній дільниці в останню чергу розрахунок  $\Delta H^0$ ,  $\Delta S^0$ ,  $\Delta G^0$  і  $\ln K$  проводиться обов'язково для кінцевої температури дільниці, при якій  $\Delta H^0$  і  $\Delta S^0$  мають по два значення завдяки додаванню (для продуктів реакції) або відніманню (для початкових речовин) величин, відповідно,  $L_i$  і  $L_i/T_i$ . Отже, при температурах фазових перетворень  $\Delta H^0$  і  $\Delta S^0$  змінюються стрибкоподібно. Що ж стосується зміни енергії Гібса, то вона при цих температурах не зазнає стрибкоподібних змін тому, що  $\Delta G^0$  фазового перетворення має дорівнювати нулю:  $\Delta G_i^0 = \pm L_i \mp T_i L_i/T_i = 0$ . Таким чином, на графіку залежності  $\Delta G^0(T)$  при температурах фазових переходів стрибки будуть відсутні і мають спостерігатись лише злами.

На кафедрі “Матеріалознавство та ливарне виробництво” Кіровоградського національного технічного університету розроблена і використовується у навчальному процесі та науково-дослідних роботах комп'ютерна програма розрахунку термодинамічних характеристик реакцій будь-якої складності при максимально спрощеній процедурі підготовки і введення початкових даних.

Результати розрахунку друкуються у вигляді таблиці типу табл. 3 і чотирьох графіків, що відображають залежності  $\Delta H^0$ ,  $\Delta S^0$ ,  $\Delta G^0$  і  $\ln K$  від температури.

Розрахунки можна проводити також на програмованому мікрокалькуляторі типу “Електроніка БЗ-34”, для чого спочатку, наприклад, у відповідності до формули (7) складається програма обчислення  $\Delta H^0$ , за якою у вищезазначений спосіб через певний крок, наприклад, 200 К розраховуються значення  $\Delta H^0$  для всього температурного інтервалу 298... $T$  К.

Далі за аналогічною програмою, що відповідає виразу (8), для тих же температур розраховуються значення  $\Delta S^0$  і тут же за формулами (9) і (11) –  $\Delta G^0$  і  $\ln K$ .

Результати розрахунків заносяться до таблиці.

Таблиця 3 – Результати розрахунку термодинамічних характеристик реакції  $0,25\text{Fe}_3\text{O}_4 + \text{H}_2 = 0,75\text{Fe} + \text{H}_2\text{O}$ 

$T, K$	$\Delta H^0$ , кДж/моль	$\Delta S^0$ , Дж/мольК	$\Delta G^0$ , кДж/моль	$\ln K$
298	37,37	40,76	25,22	-10,18
500	32,47	28,09	18,43	-4,43
700	28,72	21,73	13,51	-2,32
866	26,49	18,85	10,17	-1,41
1033	25,06	17,34	7,15	-0,83
1033	26,34	18,57	7,15	-0,83
1180	25,37	17,69	4,50	-0,46
1180	26,05	18,26	4,50	-0,46
1400	23,73	16,45	0,70	-0,06
1600	22,34	15,52	-2,49	0,19
1674	21,99	15,30	-3,62	0,26
1674	22,46	15,58	-3,62	0,26
1800	22,18	15,42	-5,58	0,37
1808	22,17	15,41	-5,69	0,38
1808	34,29	22,12	-5,69	0,38
1870	34,14	22,04	-7,07	0,46
1870	-0,40	3,57	-7,07	0,46
2100	-0,70	3,42	-7,88	0,45
2300	-0,64	3,44	-8,55	0,45
2500	-0,28	3,59	-9,26	0,45
2700	0,37	3,84	-10,00	0,45
2900	1,33	4,18	-10,79	0,45
3000	1,92	4,38	11,22	0,45

Розрахункові дані, одержані для заданої реакції за вищезазначеною методикою, представлені у табл. 3. Видно, що майже на всьому інтервалі температур 298...3000 K реакція ендотермічна, крім відрізка 1870...2500 K, де реакція є слабоекзотермічною.

Важливою особливістю реакції є те, що із початкового стандартного стану на інтервалі 298...1450 K вона іде вліво, а при більш високих температурах – вправо. При температурі ж 1450 K стандартна система є рівноважною.

Все це означає, що відновлення оксиду заліза  $\text{Fe}_3\text{O}_4$  воднем має здійснюватись при температурах, більших за 1450 K (1147 °C).

### Висновки

Запропоновано метод точного розрахунку термодинамічних характеристик хімічних реакцій, в тому числі їх констант рівноваги, для ускладненого випадку, коли на заданому температурному інтервалі реагенти зазнають фазових перетворень. Наведено приклад використання методу. Проаналізовані результати розрахунку.

### Список літератури

1. Курс физической химии. – Т. 1/ Я.И. Герасимов, В.П. Древи́г, Е.Н. Ерёмин и др. Под общей ред. проф. Я.И. Герасимова. – М.: Химия, 1963. – 624 с.
2. Справочник по расчётам равновесий металлургических реакций / А.Н. Крестовников, Л.П. Владимиров, Б.С. Гуляницкий, А.Я. Фишер. – М.: Металлургиздат, 1963. – 416 с.

3. Владимиров Л.П. Термодинамические расчёты равновесия металлургических реакций. – М.: Металлургия, 1970. – 528 с.
4. Карапетьянц М.Х. Химическая термодинамика. – М.: Химия, 1975. – 584 с.
5. Киреев В.А. Методы практических расчётов в термодинамике химических реакций. – М.: Химия, 1975. – 536 с.
6. Киреев В.А. Курс физической химии. – М.: Химия, 1975. – 776 с.
7. Темкин М.И. и Шварцман Л.А. Вспомогательная таблица для расчётов по химической термодинамике // Успехи химии. – 1948. – Т. XVII. – В. 2.
8. Сабірзянов Т.Г., Кропивний В.М. Теплотехніка ливарних процесів. – Кіровоград: КНТУ, 2005. – 402с.

*Т. Сабирзянов*

*Метод точного расчёта константы равновесия сложной химической реакции*

В статье рассмотрен предложенный автором метод точного расчёта константы равновесия сложной химической реакции. Приведен пример практического использования метода.

*T. Sabirjanov*

*The method for exact calculation of complex reaction equilibrium constant*

In the article the offered by author method for exact calculation of equilibrium constant of complex chemical reaction is considered. An example of calculation by the method is given.

Одержано 19.04.11

**УДК 621.791.92**

**М.В.Красота, доц., канд. техн. наук, І.В. Шепеленко, доц., канд. техн. наук, І.Ф. Василенко, доц., канд. техн. наук, В.В. Русских, доц., канд. техн. наук**  
*Кіровоградський національний технічний університет*

## Дослідження методів обробки порошкових покриттів

В статті наведено аналіз методів обробки порошкових покриттів, що використовуються на теперішній час, виявлено їх недоліки. Розглянуто альтернативні методи обробки та можливість їх використання для покриттів, що отримуються методами наварювання, наплавлення та напилювання порошкових матеріалів. Запропоновано використання поверхневого пластичного деформування для калібрування поверхні та зменшення припуску на подальшу механічну обробку. Через високу твердість та крихкість порошкових покриттів деформування пропонується виконувати у твердому стані з використанням остаточного тепла в одному технологічному циклі з нанесенням покриття.

**покриття, металевий порошок, механічна обробка**

Для обробки покриттів, отриманих наплавленням, напилюванням, наварюванням традиційно використовують лезову та абразивну обробку.

Використання лезової обробки покриттів, як правило, обмежується високою твердістю та ламкістю матеріалу покриття, що в більшості випадків робить неможливим дану обробку.

Велика твердість і ламкість порошкових покриттів не допускає значних зусиль різання, які притаманні лезовій обробці. Тому використовувати токарну обробку навіть для чорнової обробки часто недоцільно внаслідок виривання припечених частинок з поверхневого шару і можливості розтріскування покриття. Обробку поверхні після

3. Владимиров Л.П. Термодинамические расчёты равновесия металлургических реакций. – М.: Металлургия, 1970. – 528 с.
4. Карапетьянц М.Х. Химическая термодинамика. – М.: Химия, 1975. – 584 с.
5. Киреев В.А. Методы практических расчётов в термодинамике химических реакций. – М.: Химия, 1975. – 536 с.
6. Киреев В.А. Курс физической химии. – М.: Химия, 1975. – 776 с.
7. Темкин М.И. и Шварцман Л.А. Вспомогательная таблица для расчётов по химической термодинамике // Успехи химии. – 1948. – Т. XVII. – В. 2.
8. Сабірзянов Т.Г., Кропівний В.М. Теплотехніка ливарних процесів. – Кіровоград: КНТУ, 2005. – 402с.

*Т. Сабирзянов*

*Метод точного расчёта константы равновесия сложной химической реакции*

В статье рассмотрен предложенный автором метод точного расчёта константы равновесия сложной химической реакции. Приведен пример практического использования метода.

*T. Sabirjanov*

*The method for exact calculation of complex reaction equilibrium constant*

In the article the offered by author method for exact calculation of equilibrium constant of complex chemical reaction is considered. An example of calculation by the method is given.

Одержано 19.04.11

**УДК 621.791.92**

**М.В.Красота, доц., канд. техн. наук, І.В. Шепеленко, доц., канд. техн. наук, І.Ф. Василенко, доц., канд. техн. наук, В.В. Русских, доц., канд. техн. наук**  
*Кіровоградський національний технічний університет*

## Дослідження методів обробки порошкових покриттів

В статті наведено аналіз методів обробки порошкових покриттів, що використовуються на теперішній час, виявлено їх недоліки. Розглянуто альтернативні методи обробки та можливість їх використання для покриттів, що отримуються методами наварювання, наплавлення та напилювання порошкових матеріалів. Запропоновано використання поверхневого пластичного деформування для калібрування поверхні та зменшення припуску на подальшу механічну обробку. Через високу твердість та крихкість порошкових покриттів деформування пропонується виконувати у твердому стані з використанням остаточного тепла в одному технологічному циклі з нанесенням покриття.

**покриття, металевий порошок, механічна обробка**

Для обробки покриттів, отриманих наплавленням, напилюванням, наварюванням традиційно використовують лезову та абразивну обробку.

Використання лезової обробки покриттів, як правило, обмежується високою твердістю та ламкістю матеріалу покриття, що в більшості випадків робить неможливим дану обробку.

Велика твердість і ламкість порошкових покриттів не допускає значних зусиль різання, які притаманні лезовій обробці. Тому використовувати токарну обробку навіть для чорнової обробки часто недоцільно внаслідок виривання припечених частинок з поверхневого шару і можливості розтріскування покриття. Обробку поверхні після

нанесення порошкових покриттів виконують в основному шліфуванням. Шліфування застосовується для чорнової, чистової і фінішної обробки відновлених поверхонь [1].

Шліфування – динамічний процес фізико-хімічної дії на поверхневий шар деталі з притаманними йому термопружнопластичними деформаціями. За час обробки деталь сприймає велику кількість силових і температурних імпульсів, величина яких варіюється у визначених межах. Температура нагріву деталі коливається від 500...600 до 900...1200 °С. Амплітуда коливань змінюється в межах від 0,5...2 до 10...20 мкм. Поверхня, що шліфується знаходиться в складному напруженому стані.

Із зміною хвилястості робочого профілю круга і затупленням абразивних зерен змінюється деформування зовнішніх шарів деталі, що оказує вплив на інтенсивність теплоутворення і розвиток дифузійних і окислювальних процесів. З підвищенням температури збільшується швидкість структурних змін і рухомість дислокацій. При шліфуванні можливо виникнення дефектів поверхні (тріщин, припалів), які стають джерелами руйнування деталі.

Шліфування є процесом масового тонкого швидкісного різання металу абразивними зернами. Якщо розглянути роботу одного абразивного зерна, то вона має принципово однакову схему з процесом зняття стружки одним зубом фрези. Однак вказаний процес має і свої особливості.

У шліфувального круга нема суцільної ріжучої кромки по утворюючій. В той же час виникає необхідність врахування складної залежності між товщиною і шириною шару, який знімається одним абразивним зерном. Наявність неправильної геометричної форми окремих хаотично розташованих абразивних зерен і округлених вершин створюють умови для появи від'ємних кутів різання.

Високі швидкості різання і масовість елементарних процесів забезпечують майже миттєве зняття великої кількості дрібних стружок. Динамічна дія кожного зерна на шорстку поверхню сприяє підвищенню температури різання і викришуванню ріжучих елементів, що викликає швидке зношування шліфувальних кругів.

При всіх видах обробки різання і навіть при самих тонких, як наприклад суперфінішування, хонінгування, полірування в поверхневому шарі відбуваються істотні зміни фізико-механічних властивостей металу, які визначають якість обробленої поверхні і її експлуатаційні властивості.

Покриття, що наносяться способами наварювання, напилювання, наплавлення порошкових матеріалів, можуть відрізнятися широкою різноманітністю хімічного складу й структури матеріалу, що наноситься, його фізико-хімічними й технологічними властивостями. Разом з тим, можна виділити ряд загальних специфічних особливостей будови й властивостей покриттів різних видів та функціонального призначення, з якими пов'язані проблеми їх подальшої механічної обробки.

Як правило, покриття отримані вказаними способами мають низьку пластичність. Будова покриттів, отриманих напилювання та контактним наварюванням порошків відрізняється шаруватістю. Частки металу сильно витягнуті й розділені плівками оксидів, що істотно послабляє зв'язок між частками й шарами. Формування покриття, що супроводжується інтенсивною деформацією часток і надзвичайно високими швидкостями кристалізації, приводить до утворення пористості і великих залишкових напруг.

Так, при контактному наварюванні порошків швидкість нагрівання може сягати близько 50000 град/с при густині струму 0,9...1,2 кА/мм<sup>2</sup>, пористість при самих оптимальних режимах складає близько 5...10% [2, 3].

Поле напруг створюється як у повному об'ємі покриття, так і локалізується в об'ємі кожної частки. Метал після напилювання має значно більшу крихкість у порівнянні з вихідним матеріалом.

При обробці різанням це може приводити до утворення неприпустимих дефектів покриття [1, 4]: викришуванню й частковому відшаруванню матеріалу, появи відколів на границях нанесеного шару, тріщин і мікротріщин.

Знижена теплопровідність покриттів внаслідок їхньої пористості й наявності оксидів викликає при різанні концентрацію температур і температурних напруг у зоні обробки. У багатьох випадках це проявляється в утворенні припалів при лезовій обробці на оброблюваній поверхні й підвищеній схильності до появи мікро- і макроруйнувань поверхневого шару.

Обробка порошкових покриттів водночас характеризується високою схильністю матеріалу до зміцнення, перенаклепу поверхневого шару різальним інструментом. Підвищення температурно-швидкісних умов обробки або питомих тисків на оброблюваний матеріал викликає утворення відшарування обробленої поверхні [1].

Покриття, нанесені методами наплавлення, наварювання та напилювання, відрізняються значною неоднорідністю будови й фізико-механічних властивостей по товщині. Тому при подальшій обробці поверхонь складної конфігурації (фасонних, з уступами, канавками й т.п.), коли величина припуску, що видаляється на різних ділянках може помітно відрізнятись, існують значні труднощі одержання на всій обробленій поверхні однакових характеристик якості (твердості, шорсткості, щільності, однорідності хімічного складу й ін.).

У ряді випадків має місце значна анізотропія фізико-механічних властивостей покриттів щодо головних рухів у процесі їх отримання. Наприклад, при наварюванні та напилюванні властивості покриття в напрямку переміщення пальника щодо оброблюваної поверхні й перпендикулярно цьому переміщенню істотно відрізняються. Анізотропія фізико-механічних властивостей матеріалу відбивається на технологічних характеристиках процесу його обробки [5]. У результаті напруженість процесу різання і якість обробленої поверхні залежать не тільки від виду й схеми обробки, а також напрямків швидкості різання й подачі стосовно траєкторії нанесення покриття.

Нанесення порошкових покриттів різними методами характеризується нерівномірністю товщини, покриття, яка виникає внаслідок нерівномірності дозування та подачі порошку, а також його втратами при транспортуванні до поверхні. В результаті отримується значне радіальне биття поверхні, яке при наступній механічній обробці приводить до дискретності контакту різального інструменту та деталі, та створення додаткових динамічних навантажень на інструмент та покриття.

Пористість матеріалу в поєднанні з особливостями його будови, крихкістю й схильністю до наклепу викликає значні труднощі одержання поверхонь із малою шорсткістю. Обробка ламких матеріалів супроводжується утворенням стружки надлому. У цьому випадку поверхневий шар формується шляхом послідовного ламкого руйнування і являє собою поверхню з характерними для такого виду руйнування нерівностями й западинами. Неоднорідна, шарувата будова матеріалу по товщині приводить до того, що поверхня руйнування може формуватися залежно від локальної міцності у двох або більше суміжних шарах покриття, тобто на різних його рівнях. Це створює додаткові труднощі технологічного забезпечення малої шорсткості поверхні й високої якості поверхневого шару виробу на завершальних стадіях обробки різанням.

Покриття, отримані методами напилювання та наварювання, характеризуються високими абразивними властивостями внаслідок присутності в них включень високої твердості (оксидів, нітрідів, боридів і ін.), що досягає 18 000...20 000 МПа й більше. Інтенсивний абразивний вплив на інструмент є головною причиною низького періоду стійкості лезових різальних інструментів при обробці матеріалів, отриманих способами газотермічного напилювання. Стираюча здатність покриттів проявляється особливо активно у зв'язку з особливостями стружкоутворення при різанні таких матеріалів. Низька пластичність шару, що зрізається, і утворення стружки надлому

супроводжується концентрацією навантажень безпосередньо в ріжучій кромці інструменту, що приводить до високих питомих тисків і підвищеного зношування, особливо по задній поверхні леза.

Підвищене розмірне зношування лезових інструментів може викликати значні труднощі забезпечення заданої точності обробки, особливо при різанні покриттів з композицій, що містять карбіди, нітриди, бориди й високоміцні інтерметаллідні з'єднання, змінюючи режим термомеханічного впливу на оброблюваний матеріал. При обробці наварених та напилених покриттів локальне збільшення контактних навантажень і температури в зоні стружкоутворення, викликані зношуванням інструмента, будуть приводити до викришування, утворення мікротріщин, тріщин і відколів на обробленій поверхні.

Металевий пил і дрібнодисперсні частки оброблюваного матеріалу, що утворюються при різанні, як правило, є токсичними. Крім того, потрапляння високоміцних фракцій стружки надлому в зазори рухомих вузлів і деталей металорізального устаткування й технологічного оснащення викликає прискорене зношування останніх. Це приводить до необхідності застосування при обробці покриттів потужних промислових витяжних пристроїв.

Зважаючи на проведений аналіз особливостей обробки порошкових покриттів, можливо зробити висновок, що технологічні методи, які використовуються на теперішній час мають ряд недоліків. Зокрема, обробка абразивним та лезовим інструментом має високу трудомісткість, а також може певним чином погіршувати властивості покриттів створюючи поля напруг, викришування, відшаровування та розтріскування матеріалу.

Значні труднощі механічної обробки покриттів, пов'язані з їх високою твердістю, пористістю, крихкістю, інтенсивним абразивним впливом на робочі поверхні інструмента, неможливістю в більшості випадків використовувати мастильно-охолодні середовища, можуть бути настільки великі, що викликають необхідність оцінити принципову можливість застосування методу різання для забезпечення необхідних показників якості виробу. Отже, варто шукати вирішення проблеми оброблюваності у використанні якісно інших методів обробки.

Метою даною роботи є проведення аналізу альтернативних методів обробки порошкових покриттів для подальшого їх дослідження.

За даними [5, 6] поверхнєве пластичне деформування (ППД) покриттів відзначається рядом переваг у порівнянні з абразивною та лезовою обробкою: зберігається цілісність матеріалу, відсутнє шаржування поверхневого шару частками абразиву, в значній мірі знижений термічний вплив, стабільні процеси обробки, створюються сприятливі стискаючі навантаження.

Для зниження припуску на обробку порошкових покриттів представляє інтерес калібрувальна обробка під певний розмір при жорсткому положенні деформуючого інструменту.

Внаслідок використання поверхневого пластичного деформування металу калібруючим інструментом отримується чиста поверхня, точні форми і розміри деталей, а також зміцнені поверхневі шари.

Якість обробленої поверхні (мікро- і макрогеометрія, глибина і ступінь наклепу поверхневого шару, його мікротвердість, характер розподілення залишкових напруг і т. інш.) і точність обробки деталей методами, що зміцнюють-калібрують, залежать від умов деформування і напруженого стану металу в місці контакту інструмента і деталі. На якісні показники процесу найбільший вплив мають максимальні значення нормальних і дотичних напруг, переданих від інструмента, що зміцнюють-калібрує, на деталь.

Найбільш поширеними методами ППД є обробка деталей роликівими,

кульковими накатками. У місці зіткнення ролика або кульки з поверхнею, що обробляється, виникають контактні стискаючі напруги, в результаті чого метал пластично деформується, набуваючи форму, подібну профілю інструмента. Поверхневі нерівності при цьому згладжуються.

Через крапковий контакт при обробці кульковими інструментами необхідний ефект зміцнення і згладжування поверхні досягається при значно менших нормальних силах.

Застосовуючи методи обробки, що зміцнюють-калібрують, для остаточної обробки точних деталей, можна значно поліпшити чистоту обробленої поверхні, досягти більшої точності обробки, і в результаті зміцнення поверхневих шарів металу у визначених межах підвищити експлуатаційні якості виробів, що виготовляються.

Поверхневий шар металу, зміцнений холодним пластичним деформуванням, забезпечує в окремих випадках: збільшення міцності деталі особливо при роботі в умовах вібраційних і знакозмінних навантажень; підвищення зносостійкості поверхонь тертя; збільшення міцності з'єднання деталей при пресових посадках; зменшення впливу на міцність деталей концентрації напруг у місцях надрізів, отворів і ін.; підвищення втомленої міцності, підвищення опору деталей корозії за рахунок поліпшення чистоти обробленої поверхні.

Обробка деталей накочуванням роликками, кульками, прокочуванням між роликками і т.д. дозволяє в ряді випадків збільшити зносостійкість оброблених поверхонь в 1,5...6 разів. Ці методи особливо ефективні у відношенні збільшення втомленої міцності деталей засобів транспорту.

Широко застосовуване накочування роликком або кулькою підвищує межі витривалості сталевих деталей на 25...80% при значному поліпшенні чистоти поверхні. Дослідження і практика показують, що така обробка оказує великий вплив на деталі. При холодному накочуванні поверхнева твердість матеріалу підвищується в 2 рази, втомлена міцність - на 25...50% при одночасному значному збільшенні межі міцності при розтягу і зрізі.

Обробка, що зміцнює, значно підвищує втомлену міцність сталевих деталей, особливо в тих випадках, коли деталь має концентратор напруг, наприклад, поперечний отвір або надріз. У результаті пластичного деформування металу і вирівнювання мікронерівностей значно збільшується опорна поверхня мікропрофіля. Це сприяє більш швидкому припрацюванню деталей, що спрягаються у рухливих з'єднаннях, і більшій міцності нерухомих посадок.

Особливо сильно впливає шорсткість поверхні на тривалість зберігання посадки для виробів малих діаметрів із вузькими межами допусків, тому що висота мікронерівностей стосовно номінального діаметра сполучення буде більшою. Обкатування застосовується для обробки плоских, криволінійних, зовнішніх і внутрішніх циліндричних поверхонь деталей.

Якість обкатуваної поверхні залежить від матеріалу, розмірів і форми оброблюваної деталі, режимів зміцнення, конструкції ролика (кульки), якості мастила.

Овальність і конусність циліндричних поверхонь, отримана при попередній обробці, зберігається після обкатування деталей роликковими і кульковими накатками пружної дії. При обкатуванні (розкочуванні) жорсткими роликковими і кульковими накатками можливо деяке поліпшення геометрії деталі і точності обробки.

Твердість поверхневого шару, глибина наклепу і розмір залишкових напруг зростають із збільшенням тиску на ролик.

Шорсткість обробленої поверхні при обкатуванні зменшується зі збільшенням нормального зусилля на ролик. Надмірний тиск може викликати перенаклеп поверхні, її шелушіння і відшарування.

Із збільшенням ширини циліндричної стрічки ролика можлива робота з

великими подачами, тобто з підвищеною продуктивністю. Однак із збільшенням ширини стрічки і діаметра ролика для досягнення необхідної шорсткості поверхні і наклепу потрібне більше зусилля накатки. Такі ролики вимагають більш жорсткої системи станок— пристосування - інструмент - деталь. Тому розміри ролика вибирають відповідно до жорсткості оброблюваної деталі.

При обробці невеликих по розміру деталей ширина циліндричної стрічки може бути прийнята 1...6 мм, а для великих і досить жорстких деталей 6...15 мм.

Зовнішній діаметр накатних роликів рекомендується менший, тому що при тому самому зусиллі обкатування при меншому діаметрі ролика збільшуються контактні напруги і наклеп поверхні. Однак цей діаметр визначають також, з огляду на конструктивні розуміння, зв'язані з необхідністю розміщення усередині ролика підшипника достатньої жорсткості.

Матеріал для виготовлення роликів, що обкатують і розкочують, повинен мати високу твердість по робочому профілю, зносостійкість, малий коефіцієнт тертя при сполученні з оброблюваною деталлю, стійкість проти корозії, малу спроможність до схоплення з оброблюваним металом і бути немагнітним.

Незважаючи на чисельні переваги методу ППД, застосування цієї технології для обробки твердих зносостійких покриттів досліджено недостатньо.

Деформування твердих покриттів неминуче потребує значних зусиль та навантажень на інструмент та покриття, що негативно позначиться на якості покриття.

Використання пластичного деформування можливе за умов певної пластичності матеріалу, яку можливо отримати при високих температурах. Дана обробка має назву термомеханічної [7-9].

Високотемпературна механічна обробка виконується при температурах 900...1000°C, що приводить як правило до значних структурних перетворень в поверхневих шарах, тому використовувати такий спосіб для обробки покриттів з легованих порошків не доцільно.

Тепла деформація звичайно проводиться при температурі (0,3...0,6)Tпл. Вона характеризується перебудовою тонкої структури безпосередньо переповзанням дислокацій, але без істотної міграції границь.

Особливості теплової деформації обумовлені наступними факторами:

- при вказаних температурах відбувається одночасне введення дислокацій в метал (при деформуванні) і їх перерозподілення з утворенням більш стійких конфігурацій полігонізації;

- температурний інтервал деформації для ряду сплавів може співпадати з фазовим або структурним перетворенням в них, і тоді виникають нові явища в пластичному проведенні цих сплавів, обумовленими одночасно протікаючими перетвореннями;

- при нагріванні знижується опір пластичному деформуванню (іноді без зміни фазового стану сплавів), що використовується на практиці для здійснення формоутворення важкодеформуємих металів і сплавів.

Тепла деформація сталей при температурах 300...600 °C приводить до отримання більш високих значень границі текучості і міцності на розтяг, ніж холодна деформація. У випадку обробки багатофазних матеріалів міцність багатофазних сплавів визначається міцністю кожної фази і може бути приблизно обчислена через відносні площини, які займають ці фази в сплаві.

Для здійснення термомеханічної обробки можливо використання тепла як при окремому попередньому нагріванні поверхні, так і при здійсненні обробки в одному технологічному циклі при нанесенні покриття [4], використовуючи залишкову теплоту після нанесення покриттів наварюванням, наплавленням чи напилюванням.

Порівняльна характеристика альтернативних способів, що можуть бути

використані для обробки порошкових покриттів представлена в табл. 1.

Таблиця 1 - Характеристика способів обробки поверхонь

Оціночні показники	Термомеханічна обробка	Холодне пластичне деформування	Токарна обробка	Шліфування
Коефіцієнт зносостійкості поверхні (по відношенню до сталі 45, загартованої СВЧ)	1,1	1,0	0,95	0,98
Товщина шару, що знімається (калібрується), мм	0,2	2,0	2,0	0,1
Трудомісткість обробки, 1 м <sup>2</sup> /год	9,0	36,2	16,7	54,6
Енергоємність обробки, 1 м <sup>2</sup> /кВт	168	126	97	162

Як видно з табл. 1, високими характеристиками володіє спосіб пластичного деформування (в холодному стані – ППД, та в нагрітому – термомеханічна обробка).

Для отримання більш повних результатів по доцільності використання проаналізованих способів необхідно провести комплекс досліджень з огляду їх впливу на параметри поверхонь і властивості матеріалів.

## Список літератури

1. Ящерицын П.И., Жалнерович Е.А. Шлифование металлов./Изд. 2-е перераб. и доп./ Мн.:Беларусь, 1970. – 463 с.
2. Дорожкин Н.Н. Упрочнение и восстановление деталей машин металлическими порошками. – Минск: Наука и техника, 1975, - 152 с.
3. Верещагин В.А. Исследование и разработка технологии электроконтактного припекания металлических порошков на режущие кромки. – Автореферат. диссерт. кандид. техн. наук. – Минск, 1981.
4. Лопата Л.А., Красота М.В. Поєднання процесів електроконтактного припикання порошків і теплового пластичного деформування//Системні методи керування, технологія та організація виробництва, ремонту і експлуатації автомобілів. – Київ, НТУ, 2001. – вип. 12, С. 79-86.
5. Бернштейн М.Л. Термомеханическая обработка металлов и сплавов. В 2-х томах. М.: Металлургия, 1968. 1172 с.
6. Одинцов Л.Г. Упрочнение и отделка деталей поверхностно-пластическим деформированием. Справочник. – М.: Машиностроение, 1987. – 327 с.
7. Упрочнение поверхностей деталей комбинированными способами./А.Г. Бойцов, В.Н. Маликов и др. – М.: Машиностроение, 1991. – 144 с.
8. Бернштейн М.Л. Термомеханическая обработка стали. М.: Металлургия., 1983. 480 с.
9. Павлов И.М. Обработка давлением труднодеформируемых материалов. – М.: Наука, 1984. – 151 с.

*М.Красота, И. Шепеленко, И. Василенко, В. Русских*

### **Исследование методов обработки порошковых покрытий**

В статье приведен анализ методов обработки порошковых покрытий, определены их недостатки. Рассмотрены альтернативные методы обработки и возможность их использования для покрытий, что наносятся методами наварки, наплавки и напыления порошковых материалов. Предложено использовать поверхностное пластическое деформирование для калибровки поверхности и уменьшения припуска на последующую механическую обработку. Из-за высокой твердости и хрупкости покрытий деформирование предлагается выполнять в твердом состоянии с использованием остаточного тепла в одном технологическом цикле с нанесением покрытия.

*M.Krasota, I.Shepelenko, I.Vasilenko, V.Rusky*

### **Research of methods of processing of powder coverings**

In article the analysis of methods of processing of powder coverings is resulted that are used at present, their lacks are defined. Alternative methods of processing and possibility of their use for coverings that are put by methods of welding and a dusting of powder materials are considered. It is offered to use superficial plastic deformation for calibration of a surface and reduction of an allowance by the subsequent machining. Because of high hardness and fragility of coverings deformation is offered to be carried out in a firm condition with use of residual heat in one work cycle with covering drawing.

Одержано 11.04.11

УДК 531.36:62-752+62-755

Г.Б. Філімоніхін, проф., д-р. техн. наук, І.І. Філімоніхіна, канд. фіз.-мат. наук  
Кіровоградський національний технічний університет

## Методика виділення і дослідження умовної асимптотичної стійкості усталених рухів ізольованих обертових систем

Конкретизується методика застосування теорії стійкості стаціонарних рухів динамічних систем з першими інтегралами до дослідження умовної асимптотичної стійкості усталених рухів ізольованих механічних систем з в'язким внутрішнім розсіюванням енергії. Зазначені системи складаються з обертового несучого тіла і приєднаних до нього матеріальних точок (тіл) і моделюють штучні супутники Землі, положення яких у просторі стабілізується обертанням. Виведені рівняння усталених рухів, отримані умови умовної асимптотичної стійкості (нестійкості) усталених рухів.  
**несуче тіло, кут нутації, диференціальні рівняння руху, усталений рух, умовна стійкість**

**Вступ.** У ряді задач космічні апарати, що стабілізуються обертанням, моделюються ізольованими механічними системами, складеними з несучого твердого тіла (НТ) і приєднаних до нього тіл (ПТ), відносному руху яких перешкоджають сили в'язкого опору [1-12]. Ці системи з часом обертатимуться як одне жорстке ціле навколо осі, на якій лежить незмінний вектор кінетичного моменту системи. В ідеальному випадку система повинна обертатися навколо подовжньої осі НТ – тобто кут нутації повинен бути усунути. Відповідний усталений рух називатимемо основним, а всі інші – побічними. На практиці з часом здійснюватимуться тільки стійкі рухи. Тому дослідження таких систем зводиться до виділення всіх усталених рухів і визначення їх умовної асимптотичної стійкості – за умов, що мають місце закони збереження руху центра мас і кінетичного моменту системи.

Для виділення всіх можливих усталених рухів та для визначення областей їх умовної асимптотичної стійкості у просторі параметрів системи доцільно застосовувати енергетичні підходи, започатковані Лагранжем і Раусом. До них відносяться теорії стійкості стаціонарних рухів динамічних систем з першими і циклічними інтегралами [1-9]. Вони дозволяють розв'язувати зазначені задачі без складання диференціальних рівнянь руху системи [10-12]. У даній роботі конкретизується методика застосування теорії стійкості стаціонарних рухів динамічних систем з першими інтегралами для розв'язання зазначених задач.

**§1. Загальний опис руху системи.** Ізольована механічна система складена із обертового НТ та приєднаних до нього рухомих і нерухомих матеріальних точок

In article the analysis of methods of processing of powder coverings is resulted that are used at present, their lacks are defined. Alternative methods of processing and possibility of their use for coverings that are put by methods of welding and a dusting of powder materials are considered. It is offered to use superficial plastic deformation for calibration of a surface and reduction of an allowance by the subsequent machining. Because of high hardness and fragility of coverings deformation is offered to be carried out in a firm condition with use of residual heat in one work cycle with covering drawing.

Одержано 11.04.11

УДК 531.36:62-752+62-755

Г.Б. Філімоніхін, проф., д-р. техн. наук, І.І. Філімоніхіна, канд. фіз.-мат. наук  
Кіровоградський національний технічний університет

## Методика виділення і дослідження умовної асимптотичної стійкості усталених рухів ізольованих обертових систем

Конкретизується методика застосування теорії стійкості стаціонарних рухів динамічних систем з першими інтегралами до дослідження умовної асимптотичної стійкості усталених рухів ізольованих механічних систем з в'язким внутрішнім розсіюванням енергії. Зазначені системи складаються з обертового несучого тіла і приєднаних до нього матеріальних точок (тіл) і моделюють штучні супутники Землі, положення яких у просторі стабілізується обертанням. Виведені рівняння усталених рухів, отримані умови умовної асимптотичної стійкості (нестійкості) усталених рухів.  
**несуче тіло, кут нутації, диференціальні рівняння руху, усталений рух, умовна стійкість**

**Вступ.** У ряді задач космічні апарати, що стабілізуються обертанням, моделюються ізольованими механічними системами, складеними з несучого твердого тіла (НТ) і приєднаних до нього тіл (ПТ), відносному руху яких перешкоджають сили в'язкого опору [1-12]. Ці системи з часом обертатимуться як одне жорстке ціле навколо осі, на якій лежить незмінний вектор кінетичного моменту системи. В ідеальному випадку система повинна обертатися навколо подовжньої осі НТ – тобто кут нутації повинен бути усунути. Відповідний усталений рух називатимемо основним, а всі інші – побічними. На практиці з часом здійснюватимуться тільки стійкі рухи. Тому дослідження таких систем зводиться до виділення всіх усталених рухів і визначення їх умовної асимптотичної стійкості – за умов, що мають місце закони збереження руху центра мас і кінетичного моменту системи.

Для виділення всіх можливих усталених рухів та для визначення областей їх умовної асимптотичної стійкості у просторі параметрів системи доцільно застосовувати енергетичні підходи, започатковані Лагранжем і Раусом. До них відносяться теорії стійкості стаціонарних рухів динамічних систем з першими і циклічними інтегралами [1-9]. Вони дозволяють розв'язувати зазначені задачі без складання диференціальних рівнянь руху системи [10-12]. У даній роботі конкретизується методика застосування теорії стійкості стаціонарних рухів динамічних систем з першими інтегралами для розв'язання зазначених задач.

**§1. Загальний опис руху системи.** Ізольована механічна система складена із обертового НТ та приєднаних до нього рухомих і нерухомих матеріальних точок

(рис. 1). НТ має центр мас у точці  $O$ , масу  $M$  та обертається із кутовою швидкістю  $\Omega$ . Оскільки система ізольована, то не обмежуючи загальності, можна вважати, що її центр мас – точка  $G$  нерухомий. Також її кінетичний момент є сталим вектором [10-12]. Прийmemo за початок відліку точку  $G$ . Тоді

$$r_G = 0, \quad K_G = \text{const}, \quad (1)$$

де  $r_G$  - радіус-вектор центра мас системи, а  $K_G$  - вектор її кінетичного моменту, знайдений відносно точки  $G$ . Приєднані точки діляться на  $k$  точок, жорстко зв'язаних з НТ, утворюючих незрівноваженість тіла (надалі – нерухомі точки), що мають масу  $\mu_i, / i = \overline{1, k} /$  та  $N$  точок, що мають можливість рухатися відносно тіла (надалі – рухомі точки), що мають масу  $m_j, / j = \overline{1, N} /$ . Відносно точки  $G$  центр мас тіла, точка  $O$ , має радіус-вектор  $r_O$ , нерухомі точки -  $r_{\mu_i}, / i = \overline{1, k} /$ , рухомі -  $r_j, / j = \overline{1, N} /$ . Нехай відносно центра мас тіла нерухомі точки мають радіуси-вектори  $\rho_{\mu_i}, / i = \overline{1, k} /$ , а рухомі -  $\rho_j, / j = \overline{1, N} /$ . Тоді

$$r_{\mu_i} = r_O + \rho_{\mu_i}, \quad r_j = r_O + \rho_j, \quad / i = \overline{1, k}; j = \overline{1, N} /. \quad (2)$$

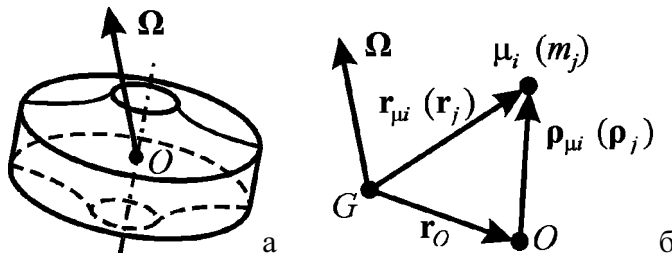


Рисунок 1 – Модель ізольованої обертової системи

Нехай з центра мас системи виходять осі  $G\xi_G\eta_G\zeta_G$ , що синхронно обертаються з тілом із кутовою швидкістю обертання тіла –  $\Omega$ . Будемо уявляти рух системи як складний. За переносний рух прийmemo обертання всієї системи навколо центра мас разом з осями  $G\xi_G\eta_G\zeta_G$ , а за відносний рух – рух тіла і приєднаних точок відносно рухомих осей  $G\xi_G\eta_G\zeta_G$ .

**§2. Основні динамічні величини, закони збереження і зміни.**

**1. Закон збереження руху центра мас ізольованої системи в абсолютних радіус-векторах має такий вигляд**

$$M_{\Sigma} r_G = M r_O + \sum_{i=1}^k \mu_i r_{\mu_i} + \sum_{j=1}^N m_j r_j = 0, \quad M_{\Sigma} = M + \sum_{i=1}^k \mu_i + \sum_{j=1}^N m_j, \quad (3)$$

де  $M_{\Sigma}$  – маса всієї системи. Цей закон у відносних радіус-векторах

$$M_{\Sigma} r_G = M_{\Sigma} r_O + \sum_{i=1}^k \mu_i \rho_{\mu_i} + \sum_{j=1}^N m_j \rho_j = 0. \quad (4)$$

З (3) знаходимо

$$r_O = - \left( \sum_{i=1}^k \mu_i \rho_{\mu_i} + \sum_{j=1}^N m_j \rho_j \right) / M_{\Sigma}. \quad (5)$$

Надалі розглядатимемо рівняння (3), (4) як рівняння геометричної в'язі. З його допомогою будемо спрощувати вигляд основних динамічних величин і виключати з них характеристики відносного руху НТ.

За теоремою про швидкість точок при складному русі маємо такі співвідношення для швидкостей:

$$v_O = v_O^e + v_O^r, \quad v_{\mu_i} = v_{\mu_i}^e + v_{\mu_i}^r, \quad v_j = v_j^e + v_j^r, \quad v_O^e = \Omega \times r_O, \quad v_{\mu_i}^e = \Omega \times r_{\mu_i}, \quad v_j^e = \Omega \times r_j,$$

$$v_{\mu i}^r = v_o^r, \quad v_j^r = v_o^r + u_j, \quad / i = \overline{1, k}; \quad j = \overline{1, N} / , \quad (6)$$

де  $v_o$  - абсолютна швидкість точки  $O$ ;

$v_{\mu i}$  - нерухомої точки номер  $i$ ;

$v_j$  - рухомої точки номер  $j$ ;

з індексами „e” та „r” – відповідно переносна і відносна швидкості відповідної точки;

$u_j$  - відносна швидкість рухомої точки номер  $j$  відносно точки  $O$  /  $j = \overline{1, N}$  / .

Якщо взяти абсолютну похідну за часом від (3), то після перетворень одержимо

$$M_{\Sigma} v_G = M v_o + \sum_{i=1}^k \mu_i v_{\mu i} + \sum_{j=1}^N m_j v_j = M_{\Sigma} v_o^r + \sum_{j=1}^N m_j u_j = 0,$$

звідки знаходимо

$$M_{\Sigma} v_o^r = - \sum_{j=1}^N m_j u_j, \quad \sum_{j=1}^N m_j u_j = - M_{\Sigma} v_o^r. \quad (7)$$

**2. Закон збереження кінетичного моменту ізольованої системи** відносно центра мас має вигляд

$$K_G = K_G^e + K_G^r = \text{const}. \quad (8)$$

Кінетичний момент переносного руху

$$K_G^e = J_G \Omega, \quad (9)$$

де  $J_G$  - центральний тензор інерції системи.

Кінетичний момент відносного руху

$$K_G^r = r_o \times M v_o^r + \sum_{i=1}^k r_{\mu i} \times \mu_i v_{\mu i}^r + \sum_{j=1}^N r_j \times m_j v_j^r = \sum_{j=1}^N r_j \times m_j u_j. \quad (10)$$

Тоді закон збереження кінетичного моменту приймає вигляд

$$K_G = J_G \Omega + h = \text{const}, \quad (11)$$

$$\text{де } h = \sum_{j=1}^N r_j \times m_j u_j = \sum_{j=1}^N (\rho_j + r_o) \times m_j u_j = \sum_{j=1}^N \rho_j \times m_j u_j + r_o \times \sum_{j=1}^N m_j u_j =$$

$$= \sum_{j=1}^N \rho_j \times m_j u_j - \frac{1}{M_{\Sigma}} \left( \sum_{i=1}^k \mu_i \rho_{\mu i} + \sum_{s=1}^N m_s \rho_s \right) \times \sum_{j=1}^N m_j u_j. \quad (12)$$

У подальшому векторну рівність (11) будемо розглядати як диференціальне рівняння руху системи 1-го порядку, якщо складаються диференціальні рівняння руху системи або як перший інтеграл, якщо досліджується умовна стійкість стаціонарного руху при сталому значенні цього інтегралу.

**3. Кінетична енергія системи** має вигляд

$$T = \frac{1}{2} M v_o^2 + \frac{1}{2} \Omega^T J_{ATT_o} \Omega + \sum_{i=1}^k \frac{1}{2} \mu_i v_{\mu i}^2 + \sum_{j=1}^N \frac{1}{2} m_j v_j^2, \quad (13)$$

де  $J_{ATT_o}$  - тензор інерції тіла відносно точки  $O$ . Після підстановки швидкостей з (6) маємо

$$\begin{aligned} T &= \frac{1}{2} M (v_o^e + v_o^r)^2 + \frac{1}{2} \Omega^T J_{ATT_o} \Omega + \sum_{i=1}^k \frac{1}{2} \mu_i (v_{\mu i}^e + v_{\mu i}^r)^2 + \sum_{j=1}^N \frac{1}{2} m_j (v_j^e + v_j^r)^2 = \\ &= \frac{1}{2} M [(v_o^e)^2 + 2v_o^e v_o^r + (v_o^r)^2] + \frac{1}{2} \Omega^T J_{ATT_o} \Omega + \\ &+ \sum_{i=1}^k \frac{1}{2} \mu_i [(v_{\mu i}^e)^2 + 2v_{\mu i}^e v_{\mu i}^r + (v_{\mu i}^r)^2] + \sum_{j=1}^N \frac{1}{2} m_j [(v_j^e)^2 + 2v_j^e v_j^r + (v_j^r)^2]. \end{aligned}$$

Тоді кінетичну енергію системи можна подати у вигляді

$$T = T^e + T^{re} + T^r, \quad (14)$$

$$\text{де } T^e = \frac{1}{2} M (v_o^e)^2 + \frac{1}{2} \Omega^T J_{ATT_o} \Omega + \sum_{i=1}^k \frac{1}{2} \mu_i (v_{\mu i}^e)^2 + \sum_{j=1}^N \frac{1}{2} m_j (v_j^e)^2;$$

$$T^r = \frac{1}{2} \left[ M (v_o^r)^2 + \sum_{i=1}^k \mu_i (v_{\mu i}^r)^2 + \sum_{j=1}^N m_j (v_j^r)^2 \right];$$

$$T^{re} = M v_o^e \cdot v_o^r + \sum_{i=1}^k \mu_i v_{\mu i}^e v_{\mu i}^r + \sum_{j=1}^N m_j v_j^e \cdot v_j^r.$$

Або після перетворень

$$T^e = \frac{1}{2} \Omega^T J_G \Omega; \quad T^r = \frac{1}{2} \left[ \sum_{j=1}^N m_j u_j^2 - M_{\Sigma} (v_o^r)^2 \right] = \frac{1}{2} \left[ \sum_{j=1}^N m_j u_j^2 - \left( \sum_{j=1}^N m_j u_j \right) \cdot \left( \sum_{j=1}^N m_j u_j \right) / M_{\Sigma} \right];$$

$$T^{re} = \Omega \cdot \sum_{j=1}^N r_j \times m_j u_j = \Omega \cdot h. \quad (15)$$

Зауважимо, що можна перетворити кінетичну енергію переносного руху до вигляду

$$T^e = \frac{1}{2} [\Omega^T J_o \Omega - M_{\Sigma} (\Omega \times r_o)^2]. \quad (16)$$

де  $J_o$  - тензор інерції системи відносно точки  $O$ .

### §3. Конкретизація теорії стійкості стаціонарних рухів систем із першими інтегралами.

Повна механічна енергія системи є не зростаючою функцією. Її простіше досліджувати на абсолютний екстремум після виключення з неї залежних координат і швидкостей. З (11) знаходимо

$$\Omega = J_G^{-1} (K_G - h), \quad \Omega^T = (K_G - h)^T J_G^{-1}, \quad [J_G^{-1} = (J_G^{-1})^T]. \quad (17)$$

Враховуючи (15), (17), після перетворень одержуємо

$$T^e + T^{re} = \frac{1}{2} K_G^T J_G^{-1} K_G - \frac{1}{2} h^T J_G^{-1} h.$$

Отже, маємо

$$T = \frac{1}{2} \left[ K_G^T J_G^{-1} K_G + \sum_{j=1}^N m_j u_j^2 - h^T J_G^{-1} h - M_{\Sigma} (v_o^r)^2 \right] =$$

$$= \frac{1}{2} \left[ K_G^T J_G^{-1} K_G + \sum_{j=1}^N m_j u_j^2 - h^T J_G^{-1} h - \left( \sum_{j=1}^N m_j u_j \right) \cdot \left( \sum_{j=1}^N m_j u_j \right) / M_{\Sigma} \right]. \quad (18)$$

Або у такому вигляді

$$T = T_0 + T_2,$$

$$T_0 = \frac{1}{2} K_G^T J_G^{-1} K_G, \quad T_2 = \frac{1}{2} \left[ \sum_{j=1}^n m_j u_j^2 - h^T J_G^{-1} h - \left( \sum_{j=1}^n m_j u_j \right) \cdot \left( \sum_{j=1}^n m_j u_j \right) / M_{\Sigma} \right]. \quad (19)$$

Це – кінетична енергія системи, яка погоджена із в'язями (3) і (11). Видно, що  $T_0$  не залежить від узагальнених швидкостей, а  $T_2$  - позитивно визначена квадратична форма відносних швидкостей:

$$T_0 = T_0(\rho_1, \dots, \rho_N), \quad T_2 = T_2(u_1, \dots, u_N, \rho_1, \dots, \rho_N), \quad \forall u_j \neq 0 \quad T_2 > 0. \quad (20)$$

Потенціальна енергія системи утворюється за рахунок відносного руху ПТ. Тому вона має вигляд

$$\Pi = \Pi(\rho_1, \dots, \rho_N). \quad (21)$$

Сили в'язкого опору перешкоджають відносному рухові ПТ. Дисипативна функція Релея має вигляд

$$\Phi = \Phi(u_1, \dots, u_N) = -\frac{1}{2} \sum_{j=1}^N \alpha_j u_j^2, \quad (22)$$

де  $\alpha_j$  - коефіцієнти сил в'язкого опору.

Оскільки на систему діють тільки внутрішні потенціальні і дисипативні сили, то

$$dE/dt = -2\Phi, \quad E = T + \Pi, \quad (23)$$

де  $E$  – повна механічна енергії системи.

Введемо у розглядання зведену потенціальну енергію системи

$$\Pi^* = T_0 + \Pi. \quad (24)$$

На усталених рухах системи вона приймає стаціонарне значення. Повна механічна енергія системи  $E = T_2 + \Pi^*$ .

З теорем Барбашина-Красовського і Красовського (доповнених А.В.Карапетяном, В.В.Румянцевим, А.С.Озерянером, В.І.Воротніковим тощо [1-4,9]) випливає, що для розглядуваних систем *ізолюваний усталений рух*:

- *стійкий*, якщо зведена потенціальна енергія системи має на ньому *ізолюваний мінімум*;

- *нестійкий*, якщо зведена потенціальна енергія системи не має на ньому *навіть нестрогого мінімуму*.

Теорему ілюструє рис. 2, на якому зображена важка кулька у полі сил ваги. Її потенціальна енергія якісно характеризує різні енергетичні рівні зведеної потенціальної енергії  $\Pi^*$  системи.

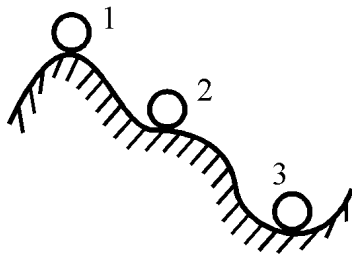


Рисунок 2 – Сійкі і нестійкі усталені рухи системи

У точці максимуму або перегину 2 поверхні, на якій знаходиться кулька, рівновага нестійка. У точці мінімуму 3 рівновага – стійка. Умови розсіювання і не підведення енергії обов'язкові, оскільки завдяки ним точка може опускатися з верхніх енергетичних рівнів  $E$  на нижні, і покинувши певний верхній енергетичний рівень, вже не може до нього піднятися.

Зауважимо, що сили опору повинні бути в'язкими, тобто залежати від швидкості, але ця залежність не обов'язково повинна бути лінійною.

Відповідно до конкретизованої методики при дослідженні розглядуваних систем потрібно:

а) знайти зведену потенціальну енергію  $\Pi^*$  системи як функцію її узагальнених координат (нехай це координати  $q_1, \dots, q_s$ , де  $s$  - кількість незалежних координат після виключення залежних з використанням інтегралів руху);

б) визначити всі усталені рухи системи із необхідної умови екстремуму  $\Pi^*$

$$\partial \Pi^* / \partial q_j = 0, \quad / j = \overline{1, s} /. \quad (25)$$

в) в околі кожного усталеного руху визначити, чи є у функції  $\Pi^*$  мінімум – наприклад, із застосуванням критерію Сильвестра.

Конкретизована методика визначення зведеної потенціальної енергії  $\Pi^*$

враховує особливості розглядуваних систем і зводить розв'язання зазначених задач до стандартний дій відповідно до алгоритму методики.

## Список літератури

1. Воротников В.И. Устойчивость и управление по части координат фазового вектора динамических систем: теория, методы и приложения / В.И. Воротников, В.В. Румянцев // — М.: Научный мир, 2001. — 320 с.
2. Карапетян А.В. Инвариантные множества механических систем. В кн. Нелинейная механика / Под ред. В.М. Матросова, В.В. Румянцева, А.В. Карапетяна. - М.: ФИЗМАТЛИТ, 2001. - 432 с.
3. Карапетян А.В. Первые интегралы, инвариантные множества и бифуркации в диссипативных системах // Регулярная и хаотическая динамика. — 1997. — Т. 2. — С. 75-80.
4. Карапетян А.В. Устойчивость стационарных движений. М.: «Эдиториал УРСС», 1988. — 168 с.
5. Нелинейная механика / Под ред. В.М. Матросова, В.В. Румянцева, А.В. Карапетяна. - М.: ФИЗМАТЛИТ, 2001. - 432 с.
6. Раус Э. Дж. Динамика системы твердых тел. В 2 т. / Э. Дж. Раус ; [Пер. с англ.; под ред. Ю. А. Архангельского, В. Г. Демина] — М.: Наука, т. 1. — 1983. — 464 с.; т. 2: — 1983. — 544 с.
7. Рейтер Г. С. Вращательное движение пассивных космических аппаратов / Г.С. Рейтер, У.Т. Томсон // Проблемы ориентации искусственных спутников Земли. — М.: Наука, 1966. — С. 336–350.
8. Румянцев В.В. Об устойчивости стационарных движений спутников / В.В. Румянцев — М.: ВЦ АН СССР, 1967. — 141 с.
9. Румянцев В.В. Устойчивость и стабилизация движений по отношению к части переменных / В.В. Румянцев, А.С. Озиранер // — М.: Наука, Гл. ред. физ.-мат. лит., 1987. — 256 с.
10. Філімоніхіна І.І. Усталені рухи і умови самозрівноваження одного типу ізольованої системи // Вісник Київського ун-ту. Серія: фізико-матем. науки. 2007. №3. —С.103-109.
11. Горошко О.О. Достатні умови усунення автобалансирами кута нутації незрівноваженого обертового тіла в ізольованій системі / Горошко О.О., Філімоніхіна І.І. // Вісник Київського ун-ту. Серія: фізико-матем. науки. 2008. -№1. —С.53-58.
12. Філімоніхіна І.І. Умови зменшення кута нутації обертового несучого тіла в ізольованій системі: автореф. дис. ... канд. фіз.-мат. наук: 01.02.01 / І.І.Філімоніхіна; НАН України, Ін-т механіки ім. С.П. Тимошенка — К., 2009. — 20 с.

*Г. Філімоніхін, І. Філімоніхіна*

### **Методика выделения и исследования условной асимптотической устойчивости установившихся движений изолированных вращающихся систем**

Конкретизируется методика применения теории устойчивости стационарных движений динамических систем с первыми интегралами к исследованию условной асимптотической устойчивости установившихся движений изолированных механических систем с вязким внутренним рассеиванием энергии. Рассматриваемые системы состоят из вращающегося несущего тела и присоединенных к нему материальных точек (тел) и моделируют искусственные спутники Земли, положение которых в пространстве стабилизируется вращением. Выведены уравнения установившихся движений, получены условия условной асимптотической устойчивости (неустойчивости) установившихся движений.

*Н. Filimonikhin, I. Filimonikhina*

### **Method of selection and research of conditional asymptotically stability of the set motions of the isolated revolved systems**

The method of application of theory of stability of stationary motions of the dynamic systems with the first integrals is specified, to research of conditional asymptotically stability of the set motions of the isolated systems with viscid internal dispersion of energy. The considered systems consist of the revolved bearing body and added to him material points (bodies) and design space satellites position of which in space is stabilized by the rotation. Are obtain the equations of the set motions and the terms of its conditional asymptotically stability (instability).

Одержано 18.04.11

УДК 621.798.38

**А.М. Артюхов, доц., канд. техн. наук, О.В. Оришака, доц., канд. техн. наук,  
В.О. Оришака, доц., канд. техн. наук, Ю.А. Малашенко, асп.**

*Кіровоградський національний технічний університет*

## Дослідження фізико-механічних властивостей дрібнозернистих сипких матеріалів

Теоретично обґрунтовані та експериментально досліджені фізико-механічні властивості дрібнозернистих сипких матеріалів сільськогосподарського призначення, а саме таких, які використовуються в кормовиробництві. Отримані фізико-механічні властивості досліджених матеріалів дають змогу обґрунтовувати основні параметри і режими роботи робочих органів машин, підвищити їх продуктивність при завантаженні дрібнозернистих сипких матеріалів.

**гранулометричний склад, кут природного укусу, кут обвалення, коефіцієнт внутрішнього тертя, коефіцієнт зовнішнього тертя, критична швидкість, сипкий матеріал**

Дрібнозернисті сипкі матеріали сільськогосподарського призначення та їх суміші беруть безпосередньо участь у багатьох технологічних процесах сільськогосподарського виробництва. До них належить основна частина продукції рослинництва, продукція кормовиробництва, різні види твердих мінеральних та органічних добрив.

Багатьом сипким матеріалам сільськогосподарського виробництва властиві особливості, які за відносно невеликих затрат дають змогу механізувати їх переміщення і зберігання, що істотно відрізняє їх від інших матеріалів.

У сільськогосподарському виробництві багато технологічних операцій пов'язано з переміщенням сипких матеріалів. Це і переміщення вимолоченої зернової суміші робочими органами комбайнів, внесення мінеральних і органічних добрив, завантажувальні і транспортно-навантажувальні операції та ін.

Тому, під час проектування технологічних процесів, робочих органів відповідних машин потрібно знати основні закономірності фізико-механічних і технологічних властивостей сипких матеріалів, а також методи їх визначення.

Мета даної роботи – встановити та дослідити фізико-механічні властивості дрібнозернистих сипких матеріалів, які використовуються у кормовиробництві.

В більшості випадках фізико-механічні властивості сипких матеріалів і сумішей сільськогосподарського призначення (фізичні, розмірні, вагові, фрикційні, аеродинамічні) змінюються в широких межах і взаємопов'язані між собою [1].

Відомо, що найбільш важливими фізико-механічними властивостями сипких сільськогосподарських матеріалів, які впливають на роботу машин, є: гранулометричний склад, об'ємна маса, кут природного укусу, кут зовнішнього тертя, коефіцієнт вітрильності.

Дрібнозернисті сипкі матеріали складаються з часток здебільшого неправильної форми і різної величини. Суміш фракцій різної величини називають рядовим сипким матеріалом (премікс, висівки, крупа кукурудзяна, вітамінне борошно, комбікорм). Гранулометричний склад таких матеріалів визначають методом ситового аналізу, а коефіцієнт гранулометричного складу визначають за формулою:

$$C = \frac{q_{\phi} 100}{Q_n} \% , \quad (1)$$

де  $q_{\phi}$  – вага окремих фракцій, кг;

$Q_n$  – загальна вага проби, кг.

Кут природного укосу характеризує ступінь рухомості часток сипких матеріалів і залежить від величини внутрішнього тертя і зв'язку між частками, від розмірів часток, форми і характеру їх поверхонь, питомої ваги і вологості [4]. Залежно від характеру зв'язків сипкі матеріали поділяють на ідеальні і зв'язні.

Ідеально сипкими матеріалами є такі, в яких між частками твердого тіла існують тільки зв'язки тертя та одnobічного стискання (зерно, пісок, гранульовані мінеральні добрива, тощо).

До зв'язних сипких матеріалів відносяться такі, в яких зв'язки між частками твердого тіла є силами тертя і силами зчеплення (порошкоподібні добрива, борошно, крохмаль та ін.).

Отже, зв'язки в ідеально сипких матеріалах характеризують коефіцієнтом внутрішнього тертя, а в зв'язних – коефіцієнтами внутрішнього тертя і зчеплення. На величину коефіцієнта внутрішнього тертя помітно впливає гранулометричний склад сипкого матеріалу. Це можна пояснити тим, що зі збільшенням розміру часток зростає площа контакту між ними. Водночас підсилюється поширене зачеплення між двома сусідніми рядами часток, по яких відбувається зміщення шарів сипкого матеріалу. Величина коефіцієнта внутрішнього тертя змінюється від деякого мінімального значення, якому відповідає найбільша рухливість часток сипкого матеріалу, до максимального значення.

Кут природного укосу для добре сипучого середовища визначається за допомогою спеціального приладу, який представлено на рис. 1.

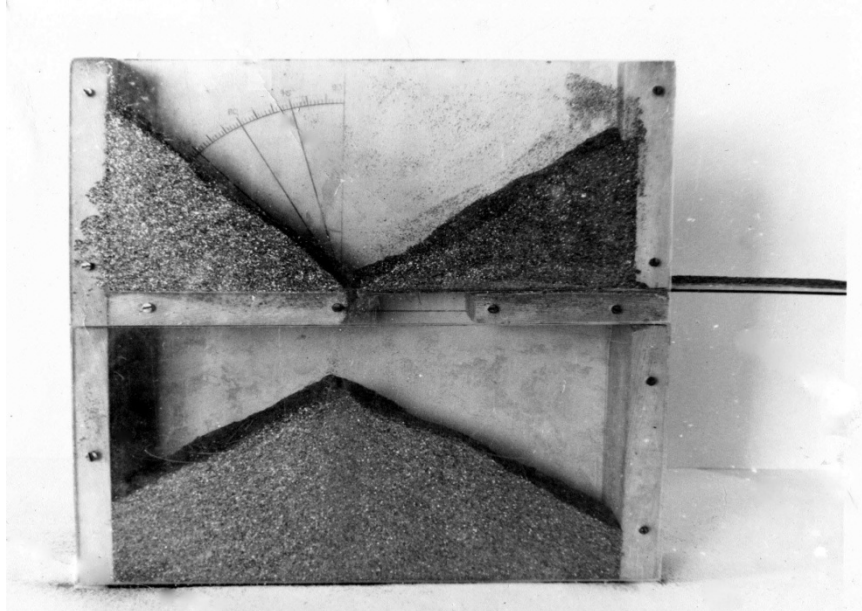


Рисунок 1 – Прилад для визначення коефіцієнта внутрішнього тертя

Прилад - це ящик, що має перегородку з прорізью, яка перекривається засувкою. Ящик заповнюється сипким матеріалом, а потім засувка повільно висовується і матеріал висипається через щілину на стіл, на який встановлено прилад. В приладі розташовується матеріал під кутом обваллення  $\alpha_{об.}$ , а на столі під кутом насипання  $\alpha$  (для добре сипучих матеріалів  $\alpha_{об.} = \alpha$ ). З кутом природного укосу тісно пов'язаний показник, який також

характеризує рухомість сухого матеріалу – кут обвалення [1]. Кут природного укосу при насипанні може бути прийнятий приблизно рівним куту внутрішнього тертя.

Коефіцієнт зовнішнього тертя характеризує опір сипких матеріалів переміщенню відносно поверхні твердих тіл, викликаний силою тертя. Його визначали за допомогою трибометра, загальний вигляд якого представлено на рис. 2.

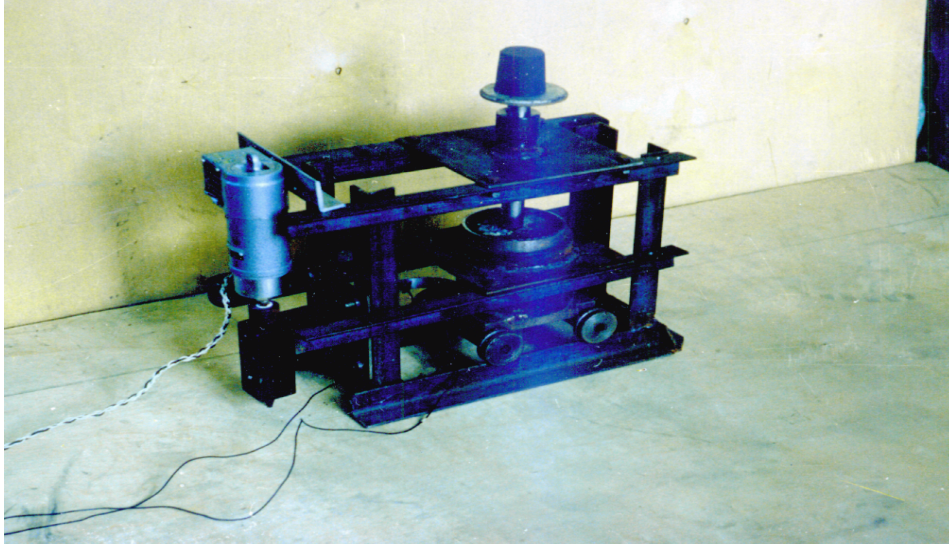


Рисунок 2 – Трибометр

На величину коефіцієнта зовнішнього тертя впливають матеріал і фізичні властивості поверхонь тертя, швидкість переміщення сипкого матеріалу та тривалість контакту поверхонь тертя.

Коефіцієнт зовнішнього тертя знаходять за формулою:

$$f = (F_{zc} - F_p) / Q_m, \quad (2)$$

де  $F_{zc}$  - сила зсуву, Н;

$F_p$  - сила опору рухомої рамки трибометра, Н;

$Q_m$  - сумарна маса притискних пластин і матеріалу в рухомій рамці, Н.

Аеродинамічні властивості сипких матеріалів прийнято характеризувати коефіцієнтом вітрильності і критичною швидкістю. За допомогою коефіцієнта вітрильності можна визначити зусилля, яке діє на частку, що рухається в повітряному потоці. Це зусилля визначається за формулою Ньютона:

$$P = k \rho S (V_n - V_m)^2, \quad (3)$$

де  $k$  – коефіцієнт опору повітря;

$\rho$  – питома маса повітря, кг/м<sup>3</sup>;

$S$  – площа міделевого перерізу частки, м<sup>2</sup>;

$V_n$  – швидкість повітряного потоку, м/с;

$V_m$  – швидкість частки, м/с.

Якщо сила ваги  $G$  дорівнює аеродинамічній силі  $P$ , то частка буде знаходитись у виваженому стані, тобто  $V_m = 0$ .

Швидкість повітряного потоку  $V_n$ , при якій частка знаходиться у виваженому стані називають критичною швидкістю  $V_{кр}$ :

$$V_{кр} = \sqrt{\frac{G}{k\rho S}}. \quad (4)$$

Критична швидкість для частки не є сталою величиною, а безперервно змінюється в наслідок непостійності швидкості потоку і міделевого перерізу частки. Тому при визначенні критичної швидкості встановлюється верхня і нижня граничні межі.

Після встановлення критичної швидкості визначається коефіцієнт вітривності за формулою:

$$k_n = \frac{g}{V_{кр}^2}, \quad (5)$$

де  $g$  – прискорення вільного падіння, м/с<sup>2</sup>;

$V_{кр}$  – критична швидкість, м/с.

Тоді зусилля, яке діє на частку, що перебуває у повітряному потоці, буде визначатися за такою формулою:

$$P = m k_n (Vn - Vm)^2. \quad (6)$$

Критична швидкість визначається за допомогою аеродинамічної труби.

Основні фізико-механічні властивості дрібнозернистих сипких матеріалів сільськогосподарського призначення наведено в табл. 1.

Таблиця 1 – Фізико-механічні властивості сипких сільськогосподарських матеріалів

Матеріали	Об'ємна маса, кг/м <sup>3</sup>	Кут природного укосу, град.	Кут обвалення, град.	Коефіцієнт зовнішнього тертя		
				по сталі	по дереву	по резині
Висівки	375	35	65	1,4	-	1,2
Борошно вітамінне	580	34	60	0,8	0,86	0,91
Крупа кукурудзяна	536	35	45	0,63	0,67	0,72
Комбікорм	440	43	60	0,98	1,04	1,1
Премікс П-55	534	40	58	0,86	0,92	0,98

За результатами викладених теоретичних та експериментальних досліджень можна зробити висновок, що представлені в табл. 1 фізико-механічні властивості сільськогосподарських матеріалів, що є об'єктом дії на них засобів механізації в процесі завантажувальних операцій, дають можливість обґрунтувати основні параметри робочих органів і режимів роботи завантажувальних машин.

## Список літератури

1. Догановский М.Г. Машины для внесения удобрений. Конструкция, теория, расчет и испытания. – М.: Машиностроение, 1972. – 272с.
2. Зенков Р.Л. Механика насыпных грузов. – М.: Машиностроение, 1964. – 251с.
3. Карнаушенко Л.И. Исследование и разработка методик для определения механических свойств сыпучих материалов. Автореф. дис... канд. тех. наук. – Кривой Рог, 1970. – 28с.
4. Лукьянов П.И. Аппараты с движущимся зернистым слоем. – М.: Машиностроение, 1974. – 184с.

*А. Артюхов, О.Орышака, В.Орышака, Ю. Малашенко*

**Исследование физико-механических свойств мелкозернистых сыпучих материалов**

Теоретически обоснованы и экспериментально исследованы физико-механические свойства мелкозернистых сыпучих материалов сельскохозяйственного предназначения, а именно таких, которые используются в кормопроизводстве. Полученные физико-механические свойства исследуемых материалов дают возможность обосновывать основные параметры и режимы работы рабочих органов машин, повысить их производительность при загрузки мелкозернистых сыпучих материалов.

*A. Artyukhov, O. Orishaka, V.O. Orishaka,*

**Research of physical and mechanical properties of fine-grained friable materials**

Physical and mechanical properties of fine-grained friable materials for agricultural purpose, namely those used in forage production, were theoretically grounded and experimentally investigated. The obtained physical and mechanical properties of the probed materials enable to ground basic parameters and modes of operation of working organs of machines, to promote their productivity when loading fine-grained materials.

Одержано 05.04.11

**УДК 621.791.753**

**М.І. Черновол, проф., д-р техн. наук, , О.Й. Мажейка, проф., канд.техн.наук,  
С.І. Маркович, доц., канд.техн.наук,  
Кіровоградський національний технічний університет**

## **Підвищення зносостійкості деталей в умовах дії фретинг-корозії нанесенням електродугових покриттів порошковими дротами**

В статті приведено результати дослідження зносостійкості покриттів в умовах дії фретинг-корозії, нанесених електродуговим напленням порошковими дротами.  
**електродугове наплення, фретинг-корозія, порошкові дроти, покриття**

**Стан проблеми та постановка задачі.** Існує широка номенклатура деталей машин внутрішні поверхні яких в процесі експлуатації піддаються різноманітним видам зношування. Це корпуси коробок передач, роторних та гвинтових компресорів, різноманітні корпуси підшипників, редукторів, ведучих мостів, роздавальних коробок, гальмівні барабани автомобілів.

Ресурс роботи цих деталей обмежується зносом або руйнуванням контактуючих деталей в результаті розвитку фретинг - корозії (ФК), що виникає при коливальному відносному русі контактуючих поверхонь [1]. Такий рух може бути викликаний вібраціями, зворотно-поступальним переміщенням, періодичним вигином або скручуванням зв'язаних деталей і так далі. Внаслідок інтенсивного зносу деталі втрачають конструктивні розміри і допуски. Дослідженню впливу ФК на зносостійкість деталей машин присвячені роботи [2,3], автори яких відзначають необхідність подальшого дослідження зносостійкості деталей зміцнених різноманітними покриттями при дії ФК.

Розглянувши різноманітні методи захисту від ФК визначено найбільш

*А. Артюхов, О.Орышака, В.Орышака, Ю. Малашенко*

**Исследование физико-механических свойств мелкозернистых сыпучих материалов**

Теоретически обоснованы и экспериментально исследованы физико-механические свойства мелкозернистых сыпучих материалов сельскохозяйственного предназначения, а именно таких, которые используются в кормопроизводстве. Полученные физико-механические свойства исследуемых материалов дают возможность обосновывать основные параметры и режимы работы рабочих органов машин, повысить их производительность при загрузки мелкозернистых сыпучих материалов.

*A. Artyukhov, O. Orishaka, V.O. Orishaka,*

**Research of physical and mechanical properties of fine-grained friable materials**

Physical and mechanical properties of fine-grained friable materials for agricultural purpose, namely those used in forage production, were theoretically grounded and experimentally investigated. The obtained physical and mechanical properties of the probed materials enable to ground basic parameters and modes of operation of working organs of machines, to promote their productivity when loading fine-grained materials.

Одержано 05.04.11

**УДК 621.791.753**

**М.І. Черновол, проф., д-р техн. наук, , О.Й. Мажейка, проф., канд.техн.наук,  
С.І. Маркович, доц., канд.техн.наук,  
Кіровоградський національний технічний університет**

## **Підвищення зносостійкості деталей в умовах дії фретинг-корозії нанесенням електродугових покриттів порошковими дротами**

В статті приведено результати дослідження зносостійкості покриттів в умовах дії фретинг-корозії, нанесених електродуговим напленням порошковими дротами.  
**електродугове наплення, фретинг-корозія, порошкові дроти, покриття**

**Стан проблеми та постановка задачі.** Існує широка номенклатура деталей машин внутрішні поверхні яких в процесі експлуатації піддаються різноманітним видам зношування. Це корпуси коробок передач, роторних та гвинтових компресорів, різноманітні корпуси підшипників, редукторів, ведучих мостів, роздавальних коробок, гальмівні барабани автомобілів.

Ресурс роботи цих деталей обмежується зносом або руйнуванням контактуючих деталей в результаті розвитку фретинг - корозії (ФК), що виникає при коливальному відносному русі контактуючих поверхонь [1]. Такий рух може бути викликаний вібраціями, зворотно-поступальним переміщенням, періодичним вигином або скручуванням зв'язаних деталей і так далі. Внаслідок інтенсивного зносу деталі втрачають конструктивні розміри і допуски. Дослідженню впливу ФК на зносостійкість деталей машин присвячені роботи [2,3], автори яких відзначають необхідність подальшого дослідження зносостійкості деталей зміцнених різноманітними покриттями при дії ФК.

Розглянувши різноманітні методи захисту від ФК визначено найбільш

економічно рентабельний та технологічно доцільний метод – електродугове напилення (ЕДН) [4,5,6].

Дослідження виконувались в рамках держбюджетної НДР «Розробка технологічних методів зміцнення та відновлення внутрішніх поверхонь корпусних деталей з дослідженням трибологічних характеристик поверхонь тертя»

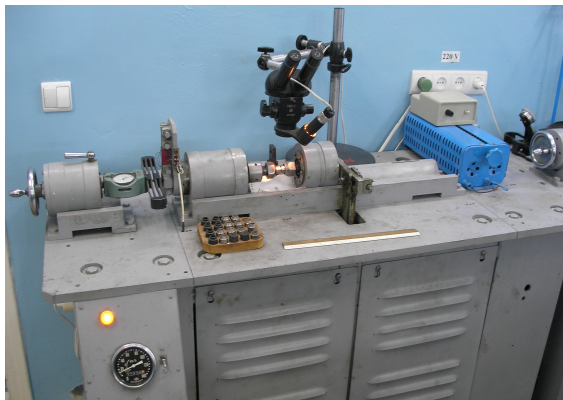
**Методика дослідження.** Дослідження проводили на установці МФК-1 (Рис.1). Виготовлення зразків для випробувань та методику досліджень проводили згідно рекомендацій [2]. На торцьову поверхню зразків наносили електродугові покриття з застосуванням порошкових дротів (ПД), що розроблені авторами [7,8]. Склад ПД відображено в табл.1.

Таблиця 1- Розрахунковий склад ПД

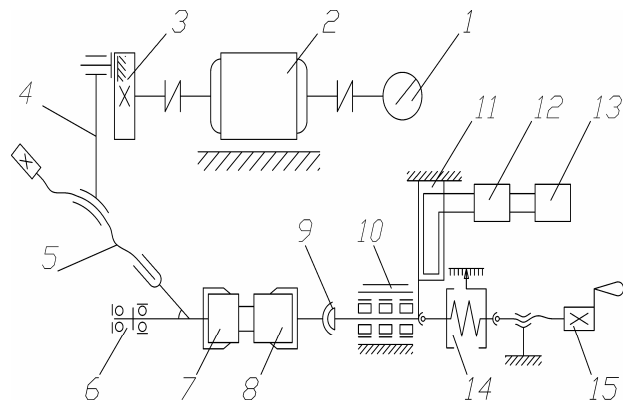
№ п/п	Розрахунковий склад ПД, % мас. з карбідним зміцненням.					
	Cr	Al	C	Si	Mo	Mn
1	3	16	0,32	2	-	-
2	4,2	10	0,48	2	-	-
3	5,6	6	0,64	2	-	-
4	7	6	0,8	2	-	-
5	8,5	6	0,96	2	-	-
	Розрахунковий склад ПД, % мас. з мартенситним зміцненням.					
6	4,2	2	0,48	2	-	1,5
7	4,2	2	0,48	2	1	1,5
8	5,6	2	0,64	2	-	1,5

Особливістю застосування цих ПД є придатність нанесених покриттів до обробки лезовим інструментом, що особливо актуально при зміцненні та відновленні внутрішніх поверхонь корпусних деталей [7].

В якості контрольного застосовувався зразок з чавуну, а в якості контр зразка – зразок зі сталі ШХ-15.



а



б

а) зовнішній вигляд; б) схема установки: 1 – лічильник оборотів; 2 – електродвигун; 3 – ексцентрик; 4 – вертикальний шатун; 5 – підстроєчний пристрій; 6 – горизонтальний шатун; 7 – рухомий зразок; 8 – нерухомий зразок; 9 – самоцентруюча цанга; 10 – рухома бабка; 11 – тензобалка; 12 – підсилювач; 13 – реєструюча апаратура; 14 – динамометр; 15 – навантажуючий пристрій

Рисунок 1 - Установки МФК-1 для випробувань на ФК

Вимірювання зносу зразка і покриття проводилися за допомогою профілографа-профілометра Калібр-201 моделі 253 по ГОСТ 19300-86 до 50 мкм і оптиметром вертикального типу ІКВ понад 50 мкм, шляхом зняття профілограм з 8 равно розташованих ділянок робочої поверхні зразка в радіальному напрямі згідно рис.2.

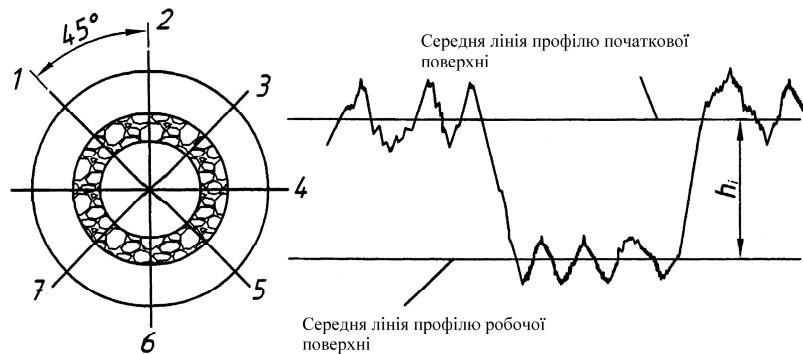


Рисунок 2 - Схема вимірювання зносу зразків після випробування на ФК

Знос зразка  $h_j$  визначали по формулі:

$$h_j = \frac{\sum_{i=1}^8 h_i}{8}, \quad (1)$$

де  $h_j$  – відстань на профілограмі доріжки тертя між середніми лініями профілю початкової і робочої поверхні згідно ГОСТ 2789-73.

**Результати дослідження.** На рисунку 3 показана величина лінійного зносу покриттів і чавуну при випробуваннях амплітудою переміщення 175 мкм, навантаженням – 30 МПа, температурою - 20°C, кількістю циклів – 500000, частотою – 30 Гц.

Найбільше значення зносу має покриття з порошкового дроту №1. Це пояснюється тим, що під час контакту покриття з контртілом зі сталі ШХ-15 утворюється оксид алюмінію  $Al_2O_3$ , який дуже активно й інтенсивно сприяє зносу цих поверхонь. Що підтверджує топографія доріжок тертя (рис. 4. а, б). У цьому випадку знос у 1,5 рази більший, ніж при взаємодії контртіла зі сталі з чавунним зразком, який є базовим, так як корпусні деталі виготовляються з чавуну.

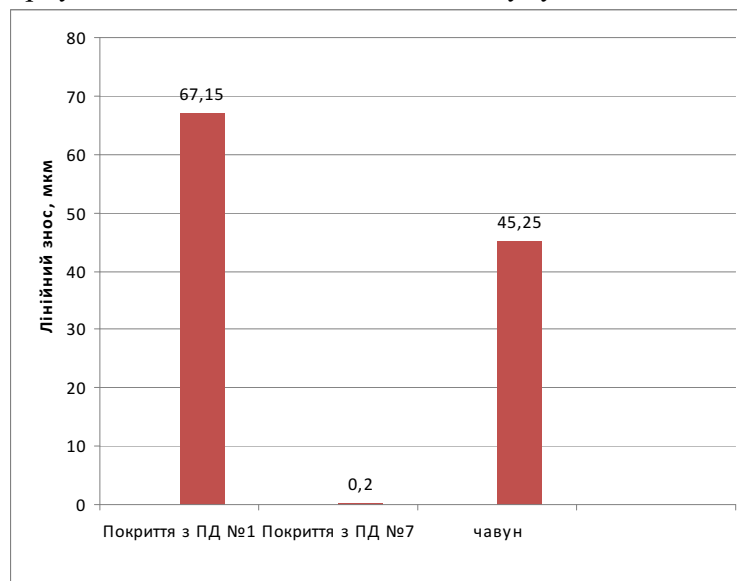
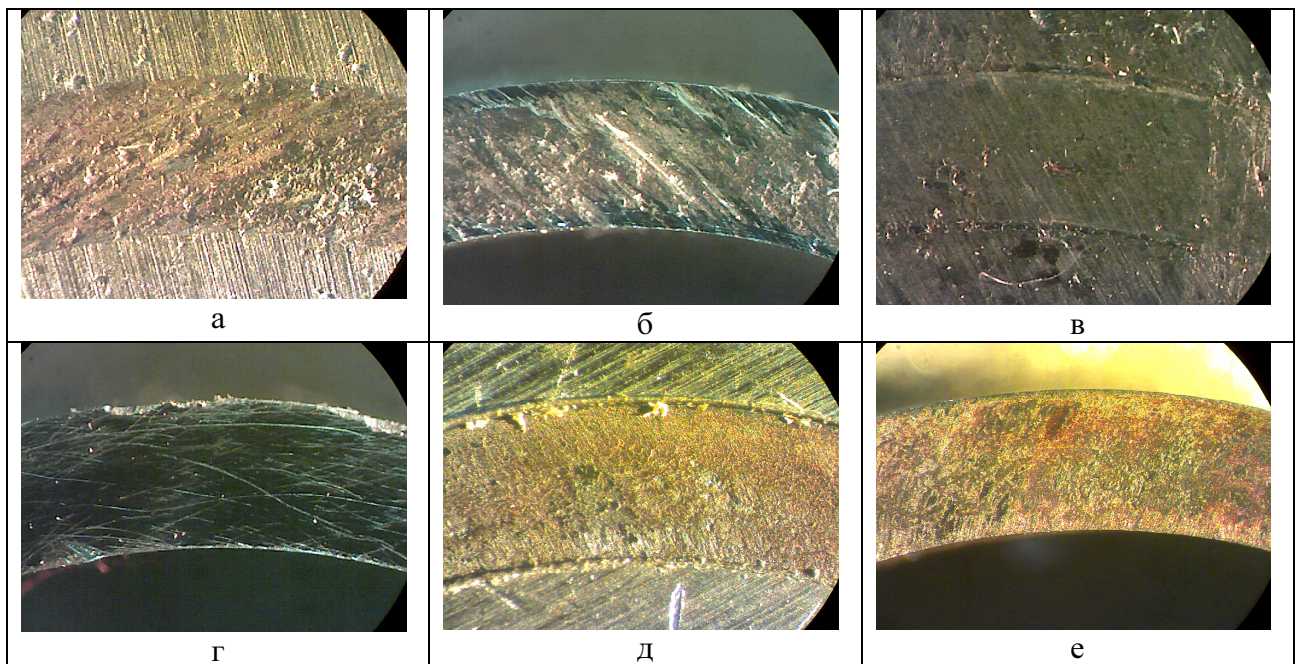


Рисунок 3 – Знос покриттів при дослідженні на фретинг-корозію

Найкращі зносостійкі характеристики має покриття з ПД №7. Його знос у 67 разів менший ніж знос покриття з ПД №1 і 45 разів менший ніж знос чавуну. Це пояснюється тим, що покриття є достатньо гомогенним та має низьку пористість. А також у результаті контакту сталі ШХ-15 з поверхнею покриття утворюється оксид заліза  $Fe_2O_3$ , який менш активно і інтенсивно впливає на знос поверхонь і може слугувати, як тверде мастило. Що підтверджує топографія доріжок тертя (рис. 4. в, г). поверхні тертя після випробувань гладкі, з добре приробленими ділянками без ознак будь-якого руйнування. Знос у цьому випадку обмежений пластичною деформацією і нівеляцією мікро нерівностей поверхні.

При взаємодії поверхонь цієї трибопари відбувається характерне для фретинг-корозії зношування поверхонь з утворенням дрібнодисперсних продуктів зносу.

За даними металографічного аналізу доріжок тертя не виявлено вторинних фаз. У продуктах зносу були наявні початкові компоненти та їх оксиди. Все це дає підстави вважати, що зношування в цій області контролюється процесами утоми.



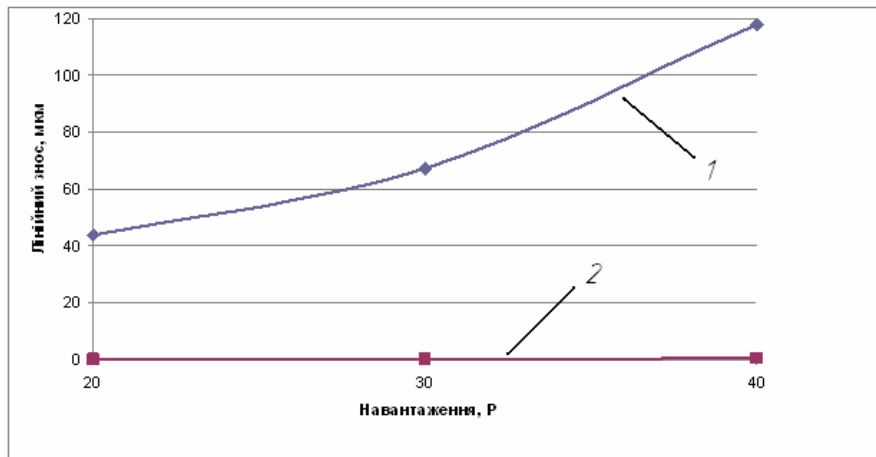
а – покриття з ПД №1 у парі з ШХ-15; б – ШХ-15 після тертя в парі з покриттям з ПД №1; в - покриття з ПД №7 у парі з ШХ-15; г - ШХ-15 після тертя в парі з покриттям з ПД №7; д – чавун у парі з ШХ-15; е - ШХ-15 після тертя в парі з чавуном

Рисунок 4 – Топографія тертя нерухомого (а, в, д) і рухомого (б, г, е) зразків під час випробувань на зносостійкість ( $A=175$  мкм,  $P=30$  МПа) ( $\times 40$ )

Поєднання параметрів навантаження понад 40 МПа та амплітуди понад 300 мкм, сприяє руйнуванню напилених покриттів. На доріжці тертя утворюються тріщини, сколи, вириви, глибокі борозенки, що призводять до різкого збільшення зносу покриттів. У цьому діапазоні амплітуд і навантажень переважає утомно-абразивний механізм зношування.

За невеликих і помірних амплітуд до 175-200 мкм і навантажень до 40 МПа так само, як у разі поєднання малих навантажень з великими амплітудами, і навпаки, великих навантажень з малими амплітудами – покриття з ПД №7 має найбільшу фретингостійкість з випробуваних покриттів.

Так, за амплітуди до 175 мкм покриття працездатні до навантаження у 40 МПа і покриття з ПД №7 практично не зношується, що показано на рис. 5.

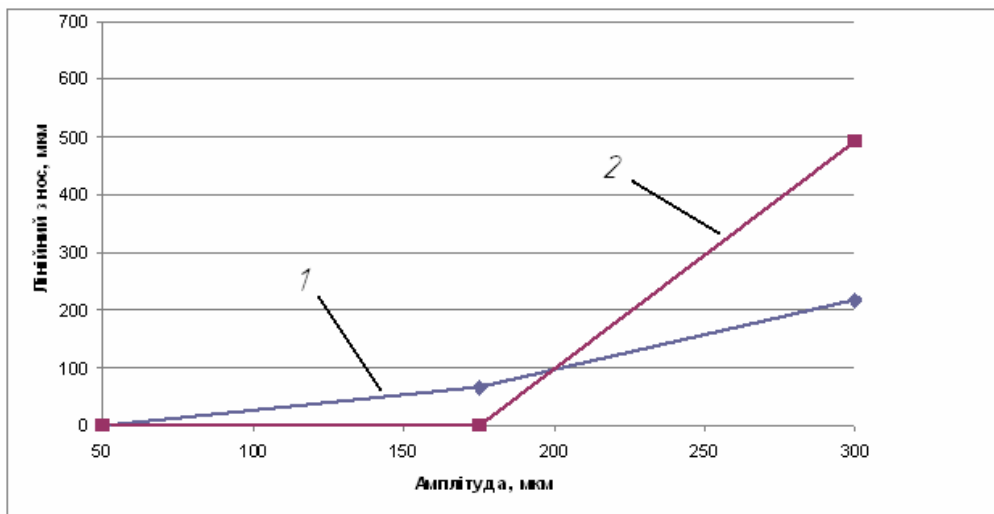


1 – покриття з ПД №1; 2 - покриття з ПД №7

Рисунок 5 – Залежність лінійного зносу покриттів від навантаження

При збільшенні навантаження понад 40 МПа у електродугових покриттях починають утворюватись мікро тріщини, а потім і макро тріщини, які призводять до обсіпання покриття.

За питомого навантаження у 30 МПа покриття практично не зношуються в діапазоні амплітуд від 50 до 175 мкм (рис. 6). за амплітуди до 300 мкм знос покриттів зростає.



1 – покриття з ПД №1; 2 - покриття з ПД №7

Рисунок 6 - Залежність лінійного зносу покриттів від амплітуди

Однак знос покриття з ПД №7, як показано на рис. 6, за амплітуди понад 175 мкм в 2,5 рази інтенсивніший ніж знос покриття з ПД №1. Це пояснюється величиною когезійної міцності покриттів. За навантаження 30 МПа і великої амплітуди збільшується температура в зоні тертя понад 230°C. При цьому мартенситна структура поверхні тертя покриття змінюється, тобто збільшується кількість залишкового аустеніту ( $Fe_{\gamma} > Fe_{\alpha}$ ). В покритті знижується твердість. Отже, при втраті когезійної міцності та твердості відбувається відшарування ламелей покриття та утворюється абразив.

#### Висновки.

На підставі проведених досліджень можна зробити такі висновки:

1. Покриття з ПД №7 показало найкращі характеристики зносостійкості з

досліджуваних покриттів. Це покриття практично не зношується при навантаженні до 40 МПа та амплітуді до 175 мкм.

2. Визначено характер залежностей зношування покриттів від питомого навантаження та амплітуди коливань. Лінійний характер кривих зношування покриттів в залежності від навантаження вказує на те, що механізм зношування відбувається поступово до навантаження у 40 МПа, а потім покриття руйнуються. В діапазоні амплітуд від 50 до 175 мкм покриття практично не зношуються, за амплітуди до 300 мкм знос покриттів зростає.

## Список літератури

1. Трибологія: [підруч.] / М.В.Кіндрачук, В.Ф.Лабунець, М.І.Пашечко, Є.В.Корбут. – К.: Вид-во Нац. авіац. ун-ту "НАУ-друк". – 2009. – 392 с.
2. Голего Н.Л. Фреттинг-коррозія металів/Н.Л. Голего, А.Я. Алябьев, В.В. Шевеля "Техніка", 1974, 272 стр.
3. Гаркунов Д. Н.Триботехника (Износ и безизносность): учеб./Д.Н. Гаркунов. -4-е издание,-М.: Изд-во «МСХА»,2001.-606с.
4. Хасуи А. Наплавка и напыление/А.Хасуи, О. Моригаки - М.: Машиностроение, 1985. 240 с.
5. Кречмер З. Напыление металлов, керамики и пластмасс/З.Кречмер.-М.: Машиностроение.1966. - 432 с.
6. Похмурський В.І. Електродугові відновні та захисні покриття /В.І. Похмурський, М.М. Студент, В.М. Довгунік, Г.В. Похмурська, І.Й. Сидорак. – Львів: Фізико-механічний інститут ім Г.В.Карпенка НАН України. – 2005. – 190 с.
7. Мажейка О.Й. Розробка та виготовлення порошкових дріт для нанесення внутрішніх електродугових покриттів, придатних до обробки лезовим інструментом / О.Й.Мажейка, С.І.Маркович, Ю.В.Рябоволик // Збірник наукових праць кіровоградського національного технічного університету /Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація/ - Вип. 20 - Кіровоград: КНТУ, 2008. – С.262-266.
8. Пат. №42414 (Україна) МПК(2009) В23к 35/24.Порошковий дріт для одержання відновних електродугових покриттів, придатних до обробки лезовим інструментом / Похмурський В.І., Студент М.М., Маркович С.І., Мажейка О.Й., Рябоволик Ю.В. (Україна ).№200813016; Заяв. 10.11.2008. Опубл. 10.07.09. Бюл. 13

*А. Мажейка, С. Маркович*

### **Повышение износостойкости деталей в условиях действия фреттинг-коррозии нанесением электродуговых покрытий порошковыми проволоками**

В статье приведены методика и результаты исследования износостойкости покрытий пригодных к механической обработке лезвийным инструментом, что нанесены электродуговым напылением порошковыми проволоками, в условиях действия фреттинг-коррозии при переменной частоте и нагрузке

*О. Mazheyka, S. Markovich*

### **Increase of wearproofness of details in the conditions of action of fretting causing of coverages powder-like wires**

In the article methodology over and results of research of wearproofness of arc coverages are brought suitable to tooling chisels, that inflicted with the use of powder-like wires, in the conditions of action of fretting at variable frequency and effort

Одержано 25.05.11

УДК.678.057.74

**В.Я. Чабанний, проф., канд. техн. наук, І.М. Осипов, доц., канд. техн. наук**  
*Кіровоградський національний технічний університет*

## Тенденції розвитку виробничо-технічної бази автомобільного транспорту

В даній роботі розглянуто проблеми розвитку і підвищення ефективності використання основних фондів і виробничих потужностей підприємств автомобільного транспорту України. Проведено аналіз стану виробничо-технічної бази великої транспортної системи. Досліджено особливості і тенденції розвитку ВТБ комплексних АТП. За наслідками аналізу сучасного стану ВТБ сформульовані основні напрямки перспективного розвитку виробничих потужностей по технічному забезпеченню рухомого складу.

**виробничо-технічна база, працездатність автомобіля, фондоозброність, фондовіддача, технічне переозброєння, технічна переорієнтація, фірмове обслуговування**

Проблеми розвитку і підвищення ефективності використання основних фондів і виробничих потужностей має велике теоретичне і практичне значення в керуванні економікою галузі. Стосовно до автомобільного транспорту вони полягають у вдосконаленні методів аналізу виробничо-технічної бази (ВТБ), організації систематичного перегляду її рівня розвитку, у виявленні шляхів покращення використання і розширення масштабів виробництва з ТО і ремонту рухомого складу.

Найважливішими факторами, що впливають на коефіцієнт технічної готовності рухомого складу, є: забезпеченість виробничої бази; рівень механізації робіт; різномарочність і різнотипність автомобільного парку; потужність АТП (кількість автомобілів). Вплив виробничої бази вантажних автопідприємств на деякі показники їх роботи (за даними НДІАТу) представлено в табл. 1.

Таблиця 1 – Зміна техніко-економічних показників в залежності від вартості ВТБ

Показники	Вартість ВТБ на 10 кН вантажопідйомності, тис. грн.		
	0,2...0,3	0,3...0,4	0,4 й вище
Коефіцієнт технічної готовності	0,76	0,77	0,81
Витрати на ТО і ремонт, коп. на 1 км пробігу	1,9	1,6	1,4
Прибуток на 1 грн. основних засобів, коп.	8,0	9,2	11,9
Прибуток на 1 автомобіль, тис. грн.	0,24	0,31	0,32

Аналіз динаміки зміни основних техніко-економічних показників роботи АТП виконується, як правило, за транспортом загального користування, хоча ВТБ регіону в перспективі повинна розглядатися як цілісна система. Виконати такий аналіз по відомчому транспорту вкрай важко, так як вартість ВТБ АТП часто не виділяється із загальної суми виробничих фондів відповідної галузі, а собівартість транспортної роботи входить в загальну собівартість продукції, що виробляється.

Від наявності і стану ВТБ залежить ефективність використання рухомого

складу. Разом з тим, на використання автомобільного транспорту впливають і інші фактори: організація і структура перевезень, забезпеченість кадрами, стан і структура рухомого складу тощо. Працездатність автомобіля забезпечується системою заходів технічної експлуатації, виробнича база є матеріальною основою їх реалізації. Отже, розвиток ВТБ і вдосконалення технічної експлуатації автомобілів (ТЕА) це – двоєдиний процес забезпечення технічної готовності і підвищення ефективності використання автомобільного транспорту. В дослідженнях [3] розроблено системний підхід до проблеми ТЕА, розроблені цілі і задачі автомобільного транспорту, як системи більш високого порядку. У відповідності з деревом систем ТЕА встановлено, що одним з найважливіших факторів, які впливають на ефективність технічної експлуатації, є виробнича база. В цьому зв'язку аналіз техніко-економічних закономірностей розвитку ВТБ, як самостійного елементу основних виробничих фондів, що забезпечують функціонування рухомого складу, дозволяє виділити безпосередній вплив виробничої бази на результати роботи автомобільного транспорту. На підставі даних стану і використання ВТБ забезпечується можливість виявлення вузьких місць на підприємстві з наступним плануванням капітальних вкладень за пріоритетними напрямками його розвитку.

Для визначення стану ВТБ необхідно використовувати вихідні дані, представлені у статистичній звітності автопідприємств: середньосписочну чисельність рухомого складу в АТП і загальний пробіг; вартість ВТБ і транспортних засобів; витрати на ТО і ПР автомобілів; чисельність ремонтних і допоміжних робітників та фонду заробітної плати; середню вантажепідйомність та ін. За цими даними можна визначити динаміку зміни забезпеченості основними виробничими фондами і ефективність їх використання. Подібний аналіз великої транспортної організації, приведений в табл. 2, вказує, що вартість виробничих фондів ВТБ безперервно зростає і за вказаний період збільшилася в 1,9 рази, що відповідає річному темпу росту 9,2 %. Річний темп росту списочної кількості рухомого складу складає в середньому 4,8 %, збільшується середня вантажепідйомність автомобілів. Однак співвідношення чисельності ремонтних робітників і кількості автомобілів, а також великі щорічні витрати на ТО і ремонт кожного автомобіля (більше 1100...1300 грн.) свідчать про переважання екстенсивних методів розвитку ВТБ і інженерно-технічної служби АТП.

Таблиця 2 - Статистичний аналіз стану ВТБ, % (дані за 1990 р. прийняті за 100%)

Показники	Рік		
	1995	2000	2005
Кількість автомобілів	117	148	169
Вартість ВТБ	141	192	221
Кількість виробничих робітників	120	142	152
Витрати на ТО і ПР (грн.):			
на 1 автомобіль	147	157	163
на 1 км пробігу	191	209	218
Фонд заробітної плати ремонтних робітників	162	225	232
Приведений пробіг автомобілів	131	180	209
Середня вантажепідйомність	139	196	228

Зміну забезпеченості основними виробничими фондами ВТБ по підприємствам Мінавтотрансу України представлено на рис. 1.

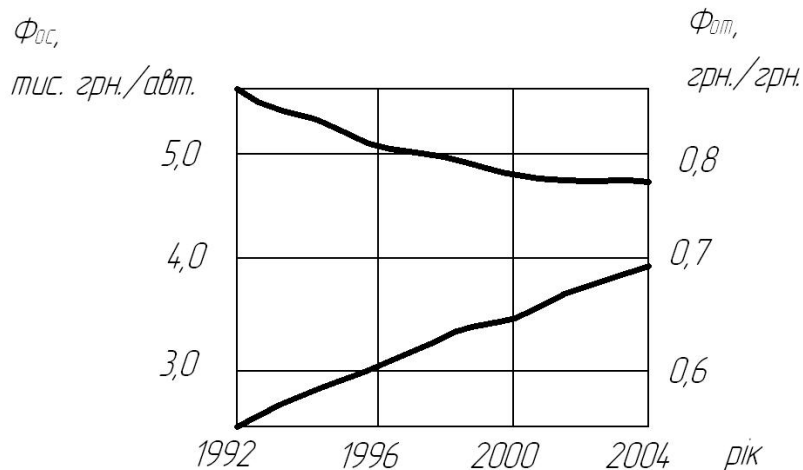


Рисунок 1 – Зміна забезпеченості основними виробничими фондами

Аналіз отриманих результатів свідчить, що відносна забезпеченість АТП основними виробничими фондами (відношення вартості ВТБ до вартості автомобільного парку) скорочується, а в розрахунку на один автомобіль зростає.

Стан виробничої бази НДІАТ рекомендує визначати за наступними показниками:

1. Фондозабезпеченість рухомого складу в тис. грн. на 1 автомобіль:

$$\Phi_{oc} = \frac{\Phi_{втб}}{A_{cn}}; \quad (1)$$

$$\Phi_{om} = \frac{\Phi_{втб}}{\Phi_A}, \quad (2)$$

де  $\Phi_{втб}$  – вартість основних виробничих фондів за вилученням транспортних засобів;

$A_{cn}$  – середньосписочна кількість рухомого складу;

$\Phi_A$  – вартість автомобільного парку.

2. Фондоозброєність ремонтних робітників в тис. грн./люд.:

$$\Phi_{\rho} = \frac{\Phi_{втб}}{R}, \quad (3)$$

де  $R$  – чисельність ремонтних і допоміжних робітників.

3. Механоозброєність в тис. грн./люд.

$$M = \frac{\Phi_{акт}}{R}, \quad (4)$$

де  $\Phi_{акт}$  – вартість активної частини основних виробничих фондів ВТБ, тис. грн.

4. Фондовіддача виробничо-технічної бази в тис. приведених км/грн, кН/км або кН·км/км:

$$\Phi_{выд} = \frac{L_{нрв}}{\Phi_{втб}}, \quad (5)$$

де  $L_{нрв}$  – об'єм роботи ВТБ в приведених кілометрах.

5. Продуктивність праці ремонтних робітників в тис. приведених км/люд:

$$П_{р.р} = \frac{L_{нрв}}{R}. \quad (6)$$

6. Текучість кадрів ремонтних робітників у відсотках:

$$T_{p.p} = \frac{R_{виб.}}{R}, \quad (7)$$

де  $R_{виб.}$  – чисельність ремонтних і допоміжних робітників, що вибули.

До оціночних показників, що характеризують роботу ВТБ, також відносяться коефіцієнт технічної готовності, річна заробітна плата ремонтних робітників, зношення основних засобів.

Аналіз змін оціночних показників стану ВТБ великої транспортної системи (табл. 3) вказує на те, що фондооснащеність автопідприємств зростає. Однак чисельне значення цього показника не перевищує 60 % від нормативу, що складає на період аналізу 8 тис. грн. на приведений автомобіль.

Таблиця 3 – Зміна оціночних показників ВТБ за роками

Показники	Рік			
	1990	1995	2000	2005
Фондооснащеність, тис. грн./авт.	2,85	4,70	4,17	6,36
Фондоозброєність, тис. грн./люд.	5,6	9,1	10,2	11,0
Механоозброєність, тис. грн./люд.	0,8	1,3	1,5	1,8
Коефіцієнт технічної готовності	0,788	0,812	0,823	0,835
Фондовіддача ВТБ, привед. км./грн.	15,1	12,2	10,3	9,4
Продуктивність праці ремонтних робітників, тис. привед. км./люд.	92,8	110,4	117	110,2
Знос основних фондів в % від їх вартості	40,2	39,9	43,6	48,3
Текучість кадрів, %	38	35	29	22
Річна заробітна плата ремонтних робітників, тис. грн.	1,35	1,7	1,86	2,14

Пріоритетний напрям капіталовкладень спостерігається в так звану пасивну частину ВТБ (близько 80-85 %). Тільки близько 4-10 % припадає на технологічне устаткування і оснащення, які стосовно ВТБ можна вважати активною частиною. Збільшення фондоозброєності впливає на поліпшення показників функціонування ВТБ, що проявляється, наприклад, в зростанні коефіцієнта технічної готовності автомобілів. Значне зниження показника фондовіддачі є результатом недосконалої структури, екстенсивних методів розвитку ВТБ і великого зносу основних фондів (понад 40 %). Низька питома вага активної частини ВТБ позначається на показнику механоозброєності (близько 1,5 тис. грн./люд.), фондовіддачі (10,3 в 2000 р. в порівнянні з 15,1 привед. км/грн. в 1990 р.), продуктивності праці і текучості кадрів. Крім того, внаслідок низького рівня механоозброєності ростуть витрати на ТО і ремонт, 65-70 % яких складає заробітна плата ремонтних робітників.

Для аналізу стану ВТБ використовуються численні чинники і показники. Основними чинниками є структура фондів підприємств і ВТБ, ступінь забезпеченості автопідприємства виробничою базою і стан ВТБ в частині її фізичного і морального зносу. До показників в натуральному і вартісному виразі відносяться: забезпеченість виробничими потужностями для виконання ТО і ремонту; коефіцієнт придатності основних фондів; питома вага вартості ВТБ в загальній вартості виробничих фондів; питома вага вартості активної частини фондів із загальної вартості ВТБ; фондооснащеність та ін.

Аналіз стану ВТБ свідчить не тільки про її невідповідність нормативам, але і про значну нерівномірність розвитку по регіонам, областям і окремим АТП. Так, по Мін-автотрансу України фактичний показник фондооснащеності до нормативного по

регіональних об'єднаннях і головним управлінням при середньому значенні 68% коливається від 59 до 84 %. Забезпеченість виробничими площами склала 23-60 % (в середньому 58 %) до нормативного. Вартість ВТБ в основних фондах склала в середньому 41 % (34-47 %) при проектній практиці, що склалася, 60 %. Коефіцієнт придатності фондів змінювався від 45 до 67 % (в середньому 56 %). Характерна не тільки велика варіація розглянутих показників, але і відсутність чіткого зв'язку між умовами роботи автомобілів (дорожні, природно-кліматичні, інтенсивність експлуатації) і станом ВТБ, що свідчить про неадекватну практику виділення і розподілу капіталовкладень на розвиток ВТБ.

Намітилися і негативні тенденції розвитку ВТБ на основі комплексних АТП: продовжується, не дивлячись на значні капіталовкладення, відставання розвитку ВТБ від темпів зростання парку рухомого складу; невідповідність структури ВТБ ефективним формам організації виробництва по ТО і ремонту; зниження деяких техніко-економічних показників роботи АТП; невідповідність ВТБ індустріальним методам технічного забезпечення рухомого складу.

Розглянемо особливості і тенденції розвитку ПТБ в комплексних АТП.

*Відставання розвитку ВТБ від темпів зростання рухомого складу.* Характерними причинами такого стану є порівняно невеликий розмір АТП і недосконалість структури рухомого складу. Ознаки відставання очевидні – недостатня оснащеність зон ТО і ремонту виробничими площами; низький рівень механізації виробничих процесів; невідповідність потужності ВТБ об'єму виконуваних робіт.

Комплексні підприємства у нас зазвичай невеликі. На сьогодні близько 30-40 % автопідприємств мають чисельний склад парку автомобілів недостатній для організації ефективного виробництва по ТО і ремонту. Крім того, в загальній структурі автопідприємств питома вага змішаних АТП (вантажні, легкові автомобілі і автобуси) складає близько 50%. Велика різномарочність і різнотипність рухомого складу в АТП ускладнює організацію відповідно виробничої бази і істотно впливає на трудомісткість технічного забезпечення транспортного процесу.

Забезпеченість виробничо-технічної бази площами для ТО і ремонту і засобами механізації складає в середньому 45-50 % від нормативу. Відставання ВТБ пояснюється також низьким рівнем фондооснащеності, фондоозброєності і механоозброєності.

*Невідповідність структури ВТБ ефективним формам організації виробництва.* Подальше підвищення організаційно-технічного рівня автопідприємств вимагає широке використання досягнень науково-технічного прогресу в галузі і народному господарстві в цілому. Вже в даний час основними організаційними формами, що забезпечують зростання ефективності ВТБ, є автооб'єднання, автокомбінати, централізовані спеціалізовані виробництва і інші спеціалізовані служби технічного забезпечення рухомого складу. В зв'язку з цим зміна структури капіталовкладень на користь реконструкції і технічного переозброєння є необхідною умовою підвищення ефективності виробництва. Це викликано тим, що інтенсифікація виробництва вимагає заміни застарілого устаткування, без якого неможливо створити умови, що забезпечують необхідне зростання продуктивності праці.

За останні роки підвищення технічного рівня виробничої бази забезпечило близько половини всього приросту продуктивності праці, а в наступні кілька років значення цього чинника повинне зрости. Зростання продуктивності праці ремонтно-обслуговуючого персоналу забезпечили: вдосконалення структури ВТБ і на цій основі підвищення її технічного рівня (49 %); поліпшення організації виробництва (19,5 %) і праці (14,3 %); вдосконалення структури парку автомобілів (13,2 %) і інші складові (4 %).

*Зниження деяких техніко-економічних показників роботи ВТБ.* Основними чинниками, що зумовили такий стан, є: недосконалість структури капіталовкладень в

розвиток ВТБ; недосконалість структури виробничих фондів; низький рівень розвитку допоміжного виробництва; великий знос виробничих фондів; відсутність або недолік високопродуктивного технологічного устаткування.

Останніми роками фондівдача на автомобільному транспорті мала тенденцію до зниження. Основною причиною такого положення є недосконалість відтворювальної структури капітальних вкладень, тобто співвідношення витрат на нове будівництво, розширення, реконструкцію і технічне переозброєння. У промисловості в даний час спостерігається випереджаюче зростання вибуття фондів по відношенню до зростання загальної їх маси за рахунок впровадження у виробництво досконалішого і високопродуктивного устаткування. При цьому переважаючою формою відтворення капітальних вкладень є реконструкція і технічне переозброєння виробництва. На автомобільному транспорті до останнього часу переважаючими формами розвитку виробництва були нове, будівництво і розширення. А як відомо, ці форми відтворення є найбільш капіталомісткими, тривалими і не завжди ефективними.

В даний час структура основних виробничих фондів ВТБ не приведена у відповідність з нормативами, у свою чергу деякі нормативи потребують перегляду. Так, питома вага вартості ВТБ в загальній вартості виробничих фондів по Мінавтотрансу України складає 43%, тобто нижче за рекомендовані (за даними Гіпроавтотрансу 55-60 %), а вартість активної частини ВТБ, тобто засобів механізації складає 4-7 %, замість нормованих 13 %.

Успішне вирішення задачі різкого підвищення ефективності виробничої бази неможливе без інтенсифікації допоміжного виробництва, роль якого зумовлюється станом основних фондів. Підвищення ефективності допоміжного виробництва дозволяє ліквідувати вузькі місця і поліпшити використання основних виробничих фондів.

На автотранспортних підприємствах загального користування експлуатується велика кількість вітчизняного і імпортного діагностичного устаткування. Номенклатура устаткування, що випускається Укравтоспецобладнанням, розширюється і зараз складає понад 200 найменувань. Проте через відсутність єдиної системи технічного обслуговування і централізованого ремонту технологічного устаткування створюються певні труднощі при його експлуатації, що приводить до тривалих простоїв устаткування в несправному стані і зниження ефективності його використання.

Важливе місце в роботі по формуванню структури технологічного устаткування повинне відводитися обґрунтуванню не тільки чисельності, але і якісному складу засобів праці, що відповідає вимогам науково-технічного прогресу. При цьому як обов'язкова умова повинна виступати вимога забезпечення необхідного співвідношення між продуктивністю технологічного устаткування, а також чисельністю і кваліфікаційним складом працівників. Зменшення чисельності працівників свідчить про підвищення рівня механізації виробництва.

Таким чином, для досягнення необхідних техніко-економічних показників роботи виробничої бази необхідно подальше підвищення організаційно-технічного рівня виробництва.

*Невідповідність ВТБ індустріальним методам технічного забезпечення рухомого складу.* Сучасний стан ВТБ характеризують наступні ознаки: низький рівень концентрації рухомого складу і виробничої бази; велика різномарочність і різнотипність рухомого складу в межах одного підприємства; непристосованість ВТБ до освоєння нових типів рухомого складу; слабо розвинені коопераційні виробничі зв'язки.

Індустріалізація виробництва і технології технічного обслуговування і ремонту може бути забезпечена за умови тісної взаємодії технічної служби Мінавтотрансу, системи авторемонтних заводів і майстерень, автомобільній промисловості з урахуванням прогресивних форм організації на основі концентрації, спеціалізації і

кооперації. Процеси укрупнення автопідприємства, створення виробничих об'єднань, організації централізованої служби технічного забезпечення рухомого складу на міжгалузевому і регіональному рівнях є основними передумовами переходу на індустріальні методи підтримки працездатності автомобільного парку і разом з тим створюють умови для вдосконалення форм організації виробничої бази.

У нашій країні питаннями індустріалізації технічного забезпечення рухомого складу займаються НДІАТ, ІКТП, Гіпроавтотранс, ДержавтотрансНДІпроект, МАДІ, КАДІ, а також інші науково-практичні організації і підприємства. У роботі [4] розглядається місце і значення технічної експлуатації в управлінні працездатністю автомобільного парку, що забезпечує необхідні передумови індустріалізації більшості виробничих процесів. Основні принципи індустріальної системи підтримки працездатності автомобілів викладені в працях НДІАТу і інших джерелах. У дослідженнях [1, 2, 5, 6, 7] встановлена необхідність індустріалізації виробничо-технічної бази і вирішені окремі питання по оптимізації рівня централізованого обслуговування і ремонту рухомого складу автооб'єднань, формуванню раціональної структури виробничої бази на автотранспортних підприємствах, розробці методичних основ комплексного формування виробничо-технічної бази автомобільного транспорту і принципів підходу до оцінки стану і умов її розвитку.

Аналіз виконаних досліджень підтверджує необхідність комплексного підходу до вирішення питань індустріалізації виробничих процесів, всебічного аналізу сучасного стану і обліку перспектив розвитку матеріально-технічної бази підприємств галузі.

Таким чином, вирішення проблеми технічного забезпечення рухомого складу пов'язане з корінною зміною структури ВТБ, яке повинне здійснюватися в процесі розвитку існуючих і створення нових об'єктів, що функціонують в рамках галузі, а також при створенні індустріальних центрів, що функціонують як самостійні об'єкти міжгалузевого значення.

За наслідками аналізу сучасного стану ВТБ сформульовані основні напрями перспективного розвитку виробничих потужностей по технічному забезпеченню рухомого складу, розгляду яких і присвячена в основному ця робота (табл. 4).

Таблиця 4 – Основні напрями вдосконалення ВТБ

Існуючий стан	Основні напрями розвитку
<p>I. Відставання розвитку ВТБ від темпів зростання і якісної зміни парку рухомого складу і об'ємів перевезень:</p> <p>-неповна забезпеченість АТП виробничою базою; низький рівень механізації робіт ТО і ремонту;</p> <p>- невідповідність ВТБ новому рухомому складу (зростання вантажопідйомності і місткості, збільшення частки автопоїздів, застосування газового палива); відсутність резервування ВТБ з урахуванням перспектив розвитку перевезень і парків; низький рівень використання устаткування;</p> <p>- переважний напрям</p>	<ol style="list-style-type: none"> <li>Збільшення капіталовкладень у ВТБ.</li> <li>Переважний напрям капіталовкладень в технічне переозброєння ВТБ на основі кооперації, спеціалізації і централізації виробництва.</li> <li>Скорочення тривалості нового будівництва, реконструкції.</li> <li>Збільшення об'ємів виробництва технологічного устаткування і оснастки в 1,5-1,7 рази.</li> <li>Застосування індустріальних методів будівництва ВТБ, нових матеріалів уніфікація і типізація елементів конструкції і технологічних процесів.</li> <li>Застосування будівель і споруд ВТБ, що трансформуються, які забезпечують</li> </ol>

<p>капіталовкладень на нове будівництво і розширення ВТБ</p> <p>ІІ. Недосконалість структури і стану основних фондів ВТБ автотранспортних підприємств:</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>- неоптимальний розподіл капіталовкладень між активною (технологічне устаткування) і пасивною частинами основних фондів ВТБ;</li> <li>- недостатній рівень розвитку допоміжних виробництв; великий знос основних фондів ВТБ</li> </ul> <p>ІІІ. Недостатній рівень організації ВТБ на регіональному і галузевому рівні, невідповідність індустріальним методам виробництва:</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>- переважання комплексних АТП з порівняно невеликою виробничою потужністю; низький рівень концентрації і спеціалізації;</li> <li>- слабе використання принципів кооперації;</li> <li>- низький рівень концентрації і спеціалізації парків, що приводить до різномарочності і різнотипності рухомого складу; відсутність достатнього досвіду, навиків і стимулювання коопераційних зв'язків; відсутність типових рішень по реконструкції і технічному переозброєнню ВТБ, етапам і послідовності концентрації, спеціалізації і кооперації виробництва;</li> <li>- недостатня участь промисловості у вдосконаленні ТО і ремонту, створенні і розвитку коопераційних зв'язків з автомобільним транспортом, уніфікації виробів автомобільної промисловості</li> </ul>	<p>їх пристосування до різних конструкцій і типів автомобілів.</p> <p>7. Резервування земельних ділянок будівель і споруд, підземних комунікацій з урахуванням перспектив розвитку перевезень і парків.</p> <p>8. Раціональне розміщення ВТБ, що виключає її передчасну ліквідацію або перенесення.</p> <ol style="list-style-type: none"> <li>1. Збільшення питомої ваги капіталовкладень на придбання технологічного устаткування.</li> <li>2. Направлення капіталовкладень, головним чином, на технічне переозброєння і реконструкцію ВТБ.</li> <li>3. Збалансований розвиток всіх елементів ВТБ.</li> <li>4. Підвищення якості поточного утримання будівель, споруд, технологічного устаткування і інших елементів ВТБ.</li> <li>5. Своєчасне списання основних фондів ВТБ відповідно до оптимальних термінів служби.</li> <li>6. Забезпечення при будівництві і експлуатації елементів ВТБ економії паливно-енергетичних і інших ресурсів.</li> </ol> <ol style="list-style-type: none"> <li>1. Розробка генеральної схеми розвитку ВТБ регіону, галузі.</li> <li>2. Поетапний розвиток кооперації, концентрації і спеціалізації виробництва на галузевому, регіонально-галузевому, регіональному і міжгалузевому рівнях.</li> <li>3. Правове, господарське і організаційно-технологічне вдосконалення коопераційних зв'язків при ТО і ремонті.</li> <li>4. Розвиток господарських відносин служб перевезення і технічної експлуатації.</li> <li>5. Переорієнтація ремонтної промисловості з повнокомплектного капітального ремонту на відновлення деталей, ремонт вузлів і агрегатів індустріальними методами.</li> <li>6. Вдосконалення матеріально-технічного постачання як основи надійності коопераційних зв'язків.</li> <li>7. Підвищення кваліфікації і якості роботи персоналу інженерно-технічної служби.</li> </ol>
--	--

	<p>8. Оптимальна міжзаводська уніфікація і стандартизація конструкцій автомобілів, що забезпечує розширення бази кооперації і концентрації виробництва ТО і ремонту.</p> <p>9. Розвиток фірмового обслуговування і ремонту на основі міжзаводських регіональних центрів, включаючи відновлення складних деталей, головним чином, базових і основних.</p>
--	--

## Список літератури

1. Закураев А.Ф., Голобородкин Б.М. Методы оценки специализации автотранспортных предприятий // Автомобильный транспорт: Респ. межведомственный сб. 1983, № 20, С. 19-23.
2. Конырев И., Квитко Х. Опыт централизации управления ТО и ТР в регионе // Автомобильный транспорт: Респ. межведомственный сб. 1983, № 3, С. 24-25.
3. Кузнецов Е.С. Программно-целевой подход к управлению технической эксплуатацией автомобилей // Повышение эксплуатационной надежности автомобилей.
4. Кузнецов Е.С. Управление технической эксплуатацией автомобилей – М.: „Транспорт”, 1982. – 224 с.
5. Курников И.П. Рева С.В. Совершенствование структуры производственно-технической базы автомобильных предприятий // Автостроитель Украины 1985, № 3, С. 18-20.
6. Методы формирования организационно-производственных структур объединений на городском пассажирском транспорте и их эффективность. – М.: ЦБНТИ Минавтотранса РСФСР, 1980, Вып. 1. – 48 с.
7. Перспективы совершенствования технической эксплуатации автомобилей. – М.: ЦБНТИ Минавтотранса РСФСР, 1983. – 48 с.

*В. Чабанний, И.Осипов*

### **Тенденции развития материально-технической базы автомобильного транспорта**

В данной работе рассмотрены проблемы развития и повышения эффективности использования основных фондов и производственных мощностей предприятий автомобильного транспорта Украины. Проведенный анализ состояния производственно-технической базы большой транспортной системы. Исследованы особенности и тенденции развития ПТБ комплексных АТП. По результатам анализа современного состояния ПТБ сформулированы основные направления перспективного развития производственных мощностей по техническому обеспечению подвижного состава.

*V. Chabanniy, I. Osipov*

### **Progress of production and technical base of motor transport trends**

The problems of development and increase efficiency uses of capital assets and production capacities of enterprises of motor transport of Ukraine are considered in this work. The analysis of the state of production and technical base of a large transport system is conducted. Features and progress of PTB complex ATE trends are investigational. On results the analysis of the modern state of PTB basic directions of perspective development of production capacities are formulated on the technical providing of mobile composition.

Одержано 12.04.11

УДК 621.792.4

Л.А. Лопата, доц., канд. техн. наук

*Институт воздушного транспорта национального авиационного университета, г. Киев*

## Зависимость модуля упругости порошковых покрытий от их пористости при электроконтактном припекании

Исследована связь между модулем упругости и пористостью порошковых покрытий при различных методах их нанесения. Пористость является основным средством оценки качества покрытий и зависит от технологии их получения. Снижение модуля Юнга покрытий при газопламенном напылении обусловлено наличием пористости до 30%, а при электродуговом напылении - до 20%. Электроконтактное припекание покрытий позволяет снизить пористость до 5-6% и приблизить значение модуля упругости покрытий к модулю упругости компактных материалов.

**электроконтактное припекание, порошковые покрытия, пористость, модуль упругости, механические свойства**

**Введение.** Пористость присуща многим видам порошковых покрытий и считается его свойством второго (после прочности сцепления), а в некоторых случаях и первого порядка. Пористость является основным средством оценки качества покрытий, особенно коррозионностойких и износостойких покрытий, где ее наличие нежелательно. Пористость покрытий и ее связь с их механическими свойствами, в частности с модулем упругости (E), давно привлекает внимание исследователей. Исследования механических свойств материалов с покрытиями - один из наиболее важных этапов исследований, который позволяет не только объективно судить о поведении деталей при эксплуатации, но и активно управлять ресурсом их работы, воздействуя на состав, структуру и, естественно технологию получения покрытий.

**Состояние вопроса.** Существенное снижение пористости покрытий можно обеспечить термическим упрочнением. Однако следует отметить, что объемная термообработка покрытий в ряде случаев является нежелательной, поскольку при этом ухудшаются их физико-механические свойства [1].

Уплотнение покрытий может быть проведено хромо- и алюмосодержащими фосфатными связующими, полимерными и другими материалами [2-3]. Для этих же целей применяется химико-термическая обработка (ХТО). В расплавах солей, газообразной среде проводят нитрирование, карбидизацию покрытий, а в различного рода обмазках – борирование и силицирование [4]. Если температура таких процессов низка (обычно менее 600° С), ХТО может влиять на прочность сцепления покрытий главным образом вследствие частичной релаксации напряжений в покрытии.

В целях повышения плотности покрытия широкое распространение получили методы последующей обработки покрытий: оплавление в печи или открытым пламенем газовой горелки, а также пропитка пластическими массами или расплавленными металлами.

Существующие методы обработки покрытий имеют ряд недостатков: при оплавлении, как правило, поры закрыты лишь с внешней поверхности покрытия, в подповерхностных слоях покрытия поры сохраняются. Примерно такой же эффект

обеспечивается заполнением пор расплавленным металлом или пластической массой: сквозного заполнения пор не происходит. Отмеченная картина приводит к тому, что при эксплуатации обработанных газотермических покрытий в условиях контактных взаимодействий в процессе изнашивания происходит раскрытие пор. Таким образом, открываются каналы, по которым химически активная среда поступает непосредственно к поверхности стальной основы. В конечном итоге активно развиваются процессы локальных коррозионных поражений, служащие причиной отказов деталей.

Повышению плотности напыленных покрытий способствует увеличение интенсивности термосилового взаимодействия частиц порошка и подложки, как в процессе формирования покрытий, так и при проведении последующей термомеханической обработки. Применение термомеханической обработки предварительно сформированных покрытий (например, нанесенных газотермическим напылением) позволяет повысить плотность покрытия при максимальном сохранении исходной структуры и свойств порошка [5].

Для получения покрытий с низкой остаточной пористостью широко используются технологические процессы, включающие горячую обработку порошковых слоев давлением.

В целях повышения качества газотермических покрытий непосредственно после нанесения было использовано механотермическое формирование (МТФ) пористых слоев. В результате плотность покрытий существенно возросла, пористость уменьшилась (табл. 1) [1].

Значительное снижение пористости после МТФ по сравнению с эффектом газопламенной обработки объясняется положительной ролью механического фактора, определяющего в условиях воздействия высоких температур развитие пластических деформаций, способствующих «залечиванию» пор [1].

Взаимодействие материалов в твердой фазе активируется не только температурой, но и давлением [6]. При этом для существенного ускорения взаимодействия материалов при высоких температурах требуется весьма низкие давления [8], инициирующие направленное движение структурных дефектов.

Таблица 1 - Влияние последующей обработки на пористость покрытий

Сплав покрытия	Исходная пористость, %	Пористость покрытия после обработки, %	
		Оплавление газовой горелкой	МТФ Электроконтактное припекание
БрАЖ9 – 4	18	2	0,07
СНГН – 35	7	1,30	0,10
ЗВ16К	6	1,45	0,08
БК – 52	8	1,35	0,07

Следовательно, применение механо-термического упрочнения (МТУ) является более эффективным методом повышения плотности покрытий, чем термическая

обработка. МТУ может проводиться в одной технологической цепочке с процессом нанесения покрытия, сразу по слою сформированного покрытия обкаткой в валках, роликах [7], нагревом пламенем дополнительной горелки.

Согласно анализу рассмотренной литературы и патентно-информационных исследований, среди большого количества существующих механо-термических методов упрочнения деталей порошковыми и компактными материалами преимущество следует отдать электроконтактным [8, 9, 10, 11], потому, что они позволяют: получать практически беспористые покрытия; более 150 МПа; сохраняют исходные свойства материалов покрытия и повышают свойства материала основы; отличаются минимальной зоной термического влияния тока на деталь (0,1...0,3мм) вследствие малой длительности импульсов нагрева; позволяют увеличить толщину покрытий в 3...6 раз; характеризуются высокой производительностью и низкой энергоемкостью процесса нанесения покрытия, отсутствием необходимости в использовании защитной атмосферы, отсутствием светового излучения и газовой выделения.

Электроконтактный метод упрочнения осуществляется под давлением при прямом пропускании электрического тока [12] и относится к импульсным технологиям, в основе которых лежат принципы синхронного сочетания импульсных режимов механической и электрической энергии. Метод электроимпульсного спекания представляет собой разновидность процесса горячего прессования. В отличие от обычной технологии порошковой металлургии прямое пропускание электрического тока через контактное сопротивление активирует и ускоряет протекание процессов, определяющих свойства спеченного материала. Порошок под влиянием электронагрева за короткое время становится пластичным, легко деформируется. При электроимпульсном спекании доминирующими являются процессы, которые происходят как при горячем прессовании, так и при сварке давлением. Степень участия каждого из процессов различна и зависит от температуры, давления, свойств материала.

**Постановка задачи.** Для подтверждения целесообразности электроконтактного припекания порошковых покрытий с целью снижения их пористости была поставлена задача: исследовать связь между модулем упругости и пористостью порошковых покрытий.

Исследования зависимости модуля упругости от пористости порошковых покрытий при электроконтактном припекании

Пористость на практике чаще всего определяют планиметрическим способом металлографического анализа. Измерение модуля упругости материалов осуществляется как динамическими, так и статическими методами [13]. Анализ данных, приведенных в литературе об упругих характеристиках покрытий, показал, что отношение величины динамического и статических модулей может изменяться в широком интервале: от 1 до 10 [13]. Учитывая, что методика определения адгезионной и когезионной прочности покрытия предполагает статистическое приложение растягивающих усилий, очевидно, что использование модуля упругости, измеренного при приложении нагрузки, позволит более объективно оценивать НДС покрытия, а, следовательно, и его предельные характеристики.

В работе [14] показана зависимость значения модуля Юнга от пористости. Модуль Юнга определялся в зависимости от пористости расчетным путем по методике Кашина [15]. В качестве объекта исследования была выбрана стальная подложка, покрытие: 1- ситаловое, 2- металлокерамическое. Значение модуля Юнга у монолитного материала выше ( $7,8 \cdot 10^4$  МПа), чем у пористого ( $6,2 \cdot 10^4$  МПа) при пористости 10% и ( $7,0 \cdot 10^4$  МПа) при пористости 5 %. Для металлокерамических

образцов величина модуля Юнга для таблеток с пористостью 5 % составляет  $21,5 \cdot 10^4$  МПа, что на 20 % выше, чем у соответствующих покрытий на стали  $18 \cdot 10^4$  МПа.

Отмечается [16], что различная пористость керамических материалов сильнее всего сказывается на величине модуля упругости. Для неорганических стекол экспериментальные результаты представлены в виде зависимости [17]:

$$E = E_0 (1 - \alpha_E P), \quad (1)$$

где  $E$  – модуль упругости;

$E_0$  – модуль упругости беспористого материала;

$\alpha_E$  – константа, получаемая расчетным путем для сферической закрытой пористости.

Литературный обзор показал, что в основном присутствуют данные по исследованию зависимости модуля упругости от пористости для компактных материалов, а результаты исследований этой зависимости для покрытий отсутствуют. Так для напыленных покрытий борид циркония – медь связь между модулем упругости и плотностью газотермического покрытия не обнаружена [16]. Большинство исследователей рассматривают пористость и модуль упругости как самостоятельные характеристики, и не устанавливают связь между ними. Из экспериментальных результатов работы [17] следует устойчивая зависимость модуля упругости от пористости, близкая к линейной, для ситаловых покрытий на аустенитной стали X18H10T.

С целью выявления связи пористости с модулем Юнга напыленных покрытий при электроконтактном упрочнении использовались стандартные образцы.

Значения модуля Юнга для образцов с пористостью от 0 до 30 % были получены расчетным путем по методике [18]. Отмечают [18] зависимость физико-механических свойств компактных материалов от пористости. Ряд свойств монотонно убывает с ростом пористости и в общем виде описываются обобщенной функцией:

$$\varepsilon = \varepsilon_0 (1 - P)^m, \quad (2)$$

где  $\varepsilon$  – численная характеристика свойств для пористого тела;

$\varepsilon_0$  – то же для беспористого тела;

$P$  – пористость, доли единиц;

$m$  – постоянный показатель степени.

Ю.А. Харламов [19] разработал объемную модель газотермического покрытия, сформированного в виде монослоев из цилиндрических моночастиц:

$$\varepsilon = \varepsilon_0 f(\Phi), \quad (3)$$

где  $\Phi$  – фактор формы частиц, формирующих покрытие. Фактор формы служит критерием взаимосвязи пористости с относительной адгезионной и когезионной прочностью сцепления.

В целом имеет место близкое к нормальному распределение величин  $E_{\Pi}$ . Наиболее вероятное значение  $E_{\Pi} = 2 \cdot 10^4$  МПа при среднем квадратичном отклонении  $0,86 \cdot 10^4$  МПа. Для компактного цинка  $E = 9 \cdot 10^4$  МПа [19] Снижение модуля Юнга для покрытия, полученного ЭДН, обусловлено, по-видимому, наличием в нем 20 % пор и слоистой структуры (табл. 2, рис. 1). Материал покрытия: порошок твердого сплава ПГ-12Н-01 (основа – Ni, 8...14 % Cr, 1.7...2.5 В; 1.2...3.2 Si; 1.2...3.2 Fe; 0.3...0.6 С); порошковая проволока ПП ФМИ-2: шихта ФХБ (50 % Cr; 20 % В, 7% Al, 3 % Ti, 20 % Fe)+Al, ТУ 95.10-93

Таблица 2 - Зависимость механических свойств покрытий (на примере модуля Юнга) от пористости

Метод	Марка материала	Модуль Юнга $E \cdot 10^{-5}$ , МПа						
		Основа Сталь 45	Покрытие с пористостью, %					
			5	10	15	20	25	30
ГПН	ПГ-12Н-01	2	-	-	3,2	2,7	2,5	2,2
ЭДМ	ПП ФМИ-2	2	-	-	0,8	0,75	0,70	0,60
ЭКП	ПП ФМИ-2	2	1,35	-	-	-	-	-

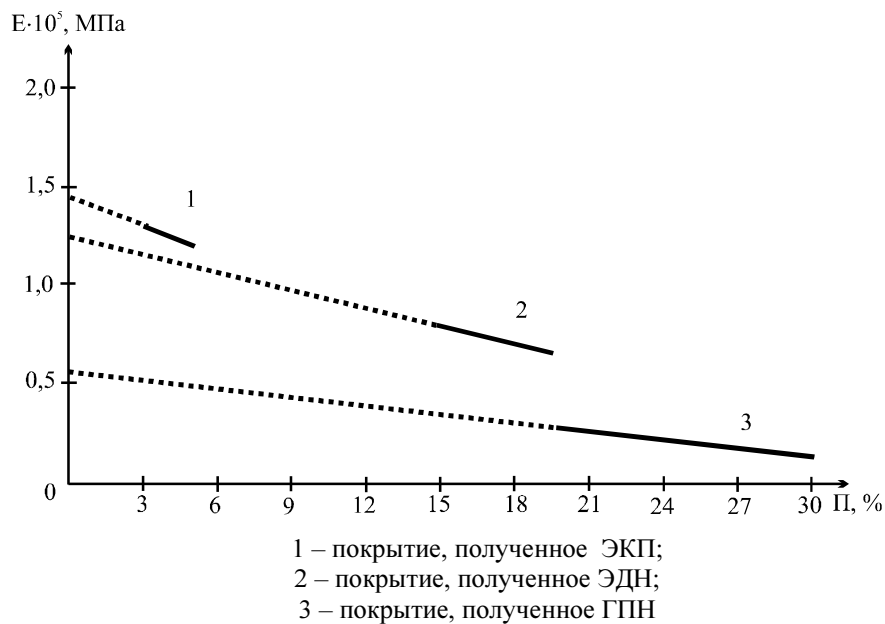


Рисунок 1 - Зависимость пористости покрытий от модуля Юнга

Режимы ЭКП: напряжение – 3...6 В; сила тока – 8...12 кА; усилие на электроде – 10...30 МПа; время импульса тока – 0,02...0,04; время паузы – 0,02...0,04 с.

Режимы ЭДН: напряжение – 18...35 В; сила тока 50...600 А; расстояние от сопла до напыляемой поверхности – 50...200 мм; давление сжатого воздуха – 0,4...0,5 МПа; расход сжатого газа (воздуха) – 60...150 м<sup>3</sup>/ч.

#### Выводы

Снижение модуля Юнга покрытий обусловлено наличием пористости (до 30% при газопламенном напылении и до 20% при электродуговом напылении). Электродуговое припекание покрытий позволяет снизить пористость до 5-6% и приблизить значение модуля упругости к модулю упругости компактных материалов.

#### Список литературы

1. Кершенбаум В.Я. Механотермическое формирование поверхностей трения. М.: Машиностроение, 1987. – 232 с.
2. Изучение защитных свойств металлических и металлополимерных покрытий / И.Л. Куприянов, М.Н. Короткина, В.С. Ивашко и др. // Защита металлов. 1986. Т. 22, № 4. С. 507-509.
3. 3. Металлополимерные покрытия для защиты сельхозмашин от коррозии. / И.Л. Куприянов, В.С. Ивашко, В.М. Сахадзе и др. // Тракторы и сельхозмашины. 1985. № 10. С. 38-40.
4. Кузнецов В.В., Клышко И.Н. Применение эмалевых фритт для оплавления напыленных покрытий // Технологические процессы и оборудование для упрочнения деталей машин, инструмента и технологической оснастки: Тез. докл. науч.-техн. конф. Мн.: БелНИИТИ

5. Коробов Ю.С. Расчет параметров движения, нагрева и окисление частиц при электродуговой металлзации. // Сварочное производство – 1998. – № 3. – С. 9-13.
6. Кудинов В.В. Плазменные покрытия. М.: Наука, 1977. 184 с.
7. М. Ергашев, Б. Матякубов Особенности получения упрочняющих покрытий способом электроконтактного припекания.// Автоматическая сварка – 1986 - №5 стр. 49 – 51.
8. Канарчук В.С., Лопата Л.А. Інженерія поверхні деталей транспортних засобів: Сучасний стан, перспективи. Вісник // Збірник наукових праць транспортного університету та транспортної академії України. Вип. №4, Київ, РВВ НТУ, 2000, С.3-14.
9. Канарчук В.С., Посвятенко Е.К. Лопата Л.А. Шляхи удосконалення методів інженерії поверхні деталей машин. Metody obliczeniowe i badawcze w rozwoju pojazdow samochodowych i maszyn gobocznych samojezdnych, 2000, P. 20-23.
10. Канарчук В.С., Посвятенко Е.К. Лопата Л.А. Токін О.П. Електроконтактне зміцнення як метод інженерії поверхні деталей транспортних засобів при їх виготовленні і відновленні. Вісник //Збірник наукових праць транспортного університету та транспортної академії України. Вип. №4, Київ, РВВ НТУ, 2000, С.3-6.
11. Электроконтактное упрочнение как механо-термический метод управления качеством поверхности. Тематический сборник «Материалы, технологии и оборудование для восстановления деталей машин». Мн.: УП «Технопринт», Новополоцк, ПГУ, 2003. С. 252-254.
12. В.К. Ярошевич, Я.С. Генкин, В.А. Верещагин. Электроконтактное упрочнение. - Минск: "Наука и техника", 1982.-256с.
13. Ляшенко Б.А., Ришин В.В., Астахов Е.А., Шаривкер С.Ю. Исследование прочности сцепления детонационно-напыленных покрытий // Проблемы прочности. - 1972.
14. Race Roy W. Effects of inhomogeneous porosity on elastic properties of ceramic properties of ceramics. – J. Amer. Ceram. Soc. – Discussion and Notes. – 1975. – Vol. 58, № 9-10. – p. 458-459.
15. Hasselman D.P.H., Fulrath R.M. Effect of Small Fraction of Spherical Porosity on Elastic Module of Glass. – J. of the Amer. Ceram. Soc. – Discussion and Notes. – 1964. – Vol. 47, № 1. – p. 52-53.
16. Лоскутов В.С., Дехтярь Л.И. Механические свойства плазменнонапыленных покрытий из борида циркония, меди и их композиций. Порошковая металлургия. – Киев. – 1985. – № 7. – С. 78-81.
17. Антонова Е.А., Бурькова Л.И. Остаточные термические напряжения в металлокерамических покрытиях. Антикоррозионные покрытия. – Л.: Наука. – 1983. – с. 4-42.
18. Скороход В.В. Порошковые материалы на основе тугоплавких металлов и соединений. – Киев: Техніка, 1982. – 167 с.
19. Харламов Ю.А. Прогнозирование пористости порошковых покрытий. – Порошковая металлургия. – 1990. – № 12. – С. 36-41.

*Л. Лопата*

**Залежність модуля пружності порошкових покриттів від їх пористості при електроконтактному припеканні**

Досліджений зв'язок між модулем пружності і пористістю порошкових покриттів

при різних методах їх нанесенні. Пористість є основним засобом оцінки якості покриттів і залежить від технології їх отримання. Зниження модуля Юнга покриттів при газополуменевому напиленні обумовлене наявністю пористості до 30%, а при електродуговому напиленні - до 20%. Електроконтактне припекання покриттів дозволяє понизити пористість до 5-6% і наблизити значення модуля пружності покриттів до модуля пружності компактних матеріалів.

*L. Lopata*

**Dependence of the module of resiliency of powder-like coverages on their porosity at the electrocontact burning**

Connection is probed between the module of resiliency and porosity of powder-like coverages at different methods their causing. Porosity is the basic mean of estimation of quality of coverages and depends on technology of their receipt. L of the module to the resiliency of coverages at flame spraying is conditioned the presence of porosity to 30%, and at electric arc spraying - to 20%. The electrocontact burning of coverages allows to reduce porosity to 5-6% and to approach the value of the module of resiliency of coverages to the module of resiliency of compact materials.

Одержано 07.04.11

УДК 621.664

**Ю.В. Кулешков, проф., канд. тех. наук, Т.В. Руденко, канд. тех. наук, М.В. Красота, доц., канд. тех. наук, О.О. Матвієнко, інж., Ю.А. Титов, інж.**  
*Кіровоградський національний технічний університет*

## Методика стендових випробовувань шестеренного насоса

Розроблена програма досліджень, яка включала методики дослідження основних технічних характеристик НШ для різних значень тиску, робочого об'єму насоса і частоти обертання, і перевірку ступеня збігу основних теоретичних положень і висновків з результатами, отриманими експериментальним шляхом. Розглянуто методики випробувань шестеренних насосів з регульованою подачею, наведено будову та характеристика дослідного обладнання. Викладено методику обробки даних, отриманих при проведенні експериментальних досліджень.

**шестеренний насос, діапазон регулювання, параметр регулювання**

Останнім часом спостерігається тенденція до збільшення на ринку частки шестеренних насосів (НШ) об'ємного типу. Це пояснюється рядом унікальних якостей, властивих НШ, серед яких високі питомі показники по потужності, малі габаритні розміри й маса, нечутливість до забруднень робочої рідини (РР), висока надійність і технологічність, низька собівартість виготовлення.

На теперішній час проведено цілий ряд досліджень теоретичного й експериментального характеру [1-8], спрямованих на підвищення технічного рівня шестеренного насоса. Один з перспективних напрямків вдосконалення НШ є розробка конструкцій насосів з регульованою подачею [5].

Експериментальне дослідження нових конструкцій з метою вивчення їх характеристики потребує розробки нових експериментальних методик.

**Стан питання.** При проведенні будь-яких комплексних досліджень після висунування гіпотези виникає необхідність у проведенні попередніх пошукових експериментальних досліджень, а також стендових експериментальних випробовувань нових зразків техніки. З метою коректного порівняльного аналізу результатів експериментальних досліджень, отриманих авторами, існує необхідність у певній уніфікації методик випробовувань типових зразків продукції.

**Метою роботи** є викладення методики стендових експериментальних досліджень технічних параметрів НШ насосів з регульованою подачею [5] та інших конструкцій насосів типу НШ.

### 1. Програма експериментальних досліджень

Програма експериментальних випробовувань включала методики дослідження основних технічних характеристик НШ для різних значень тиску, робочого об'єму насоса (РОН) і частоти обертання, і перевірку ступеня збігу основних теоретичних положень і висновків з результатами, отриманими експериментальним шляхом. Вихідними даними для розробки програми досліджень були: основні технічні характеристики ШНРП, загальна методика дослідження, мета й завдання дослідження, робоча гіпотеза, об'єкт і предмет дослідження, а також результати теоретичних досліджень.

**Об'єктом дослідження** є ШНРП, розроблений за результатами теоретичних і пошукових експериментальних досліджень.

**Предметом дослідження** є основні технічні й функціональні характеристики ШНРП, а саме: тиск, що розвивається насосом, подача, РОН, КП, механічний і загальний ККД, параметр регулювання (ПР), діапазон регулювання (ДР), залежність подачі від міжцентрової відстані (МЦВ), навантажувальна характеристика ШНРП (залежність подачі ШНРП від тиску при різних значеннях частоти обертання й РОН).

Для вирішення задач експериментальних досліджень методика передбачає одержання ряду показників, які характеризують робочий процес ШНРП, а також параметри його функціонування. Визначення показників ШНРП включало експериментальне дослідження основних технічних характеристик ШНРП за ГСТУ 3-25-180-97 і ДСТУ 2192-93 [9, 10], які передбачають визначення тиску ШНРП, що розвивається, подачі, КП, механічного і загального ККД, а також параметрів, що характеризують регуляторні можливості ШНРП: ПР і ДР ШНРП; визначення залежності подачі від МЦВ і навантажувальної характеристики ШНРП.

2. Установа, оснащення й прилади для проведення експериментальних досліджень НШ

Для експериментального дослідження ШНРП використовували установку, що була створена на базі балансирного стенда для дослідження технічних характеристик НШ ККД - 6 (DS 1036-4/N). Загальний вид установки, його гідравлічна схема та основні вузли представлені на рис. 1-4.

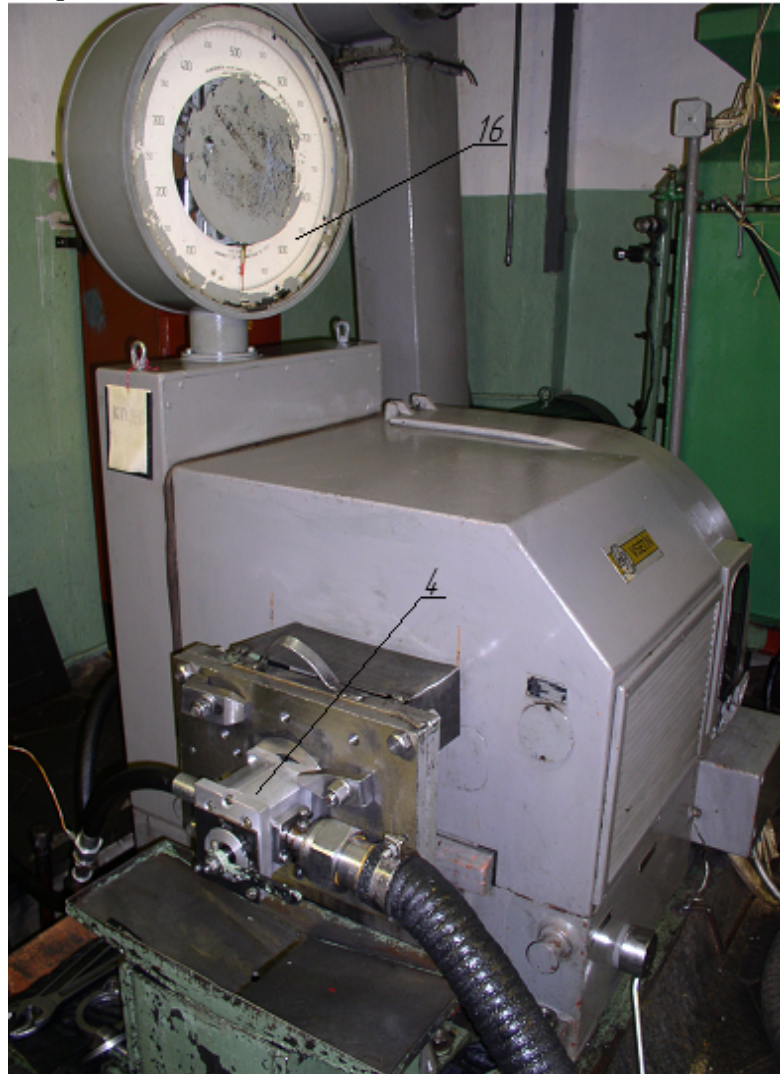


Рисунок 1 - Загальний вид установки для експериментального дослідження основних технічних характеристик ШНРП

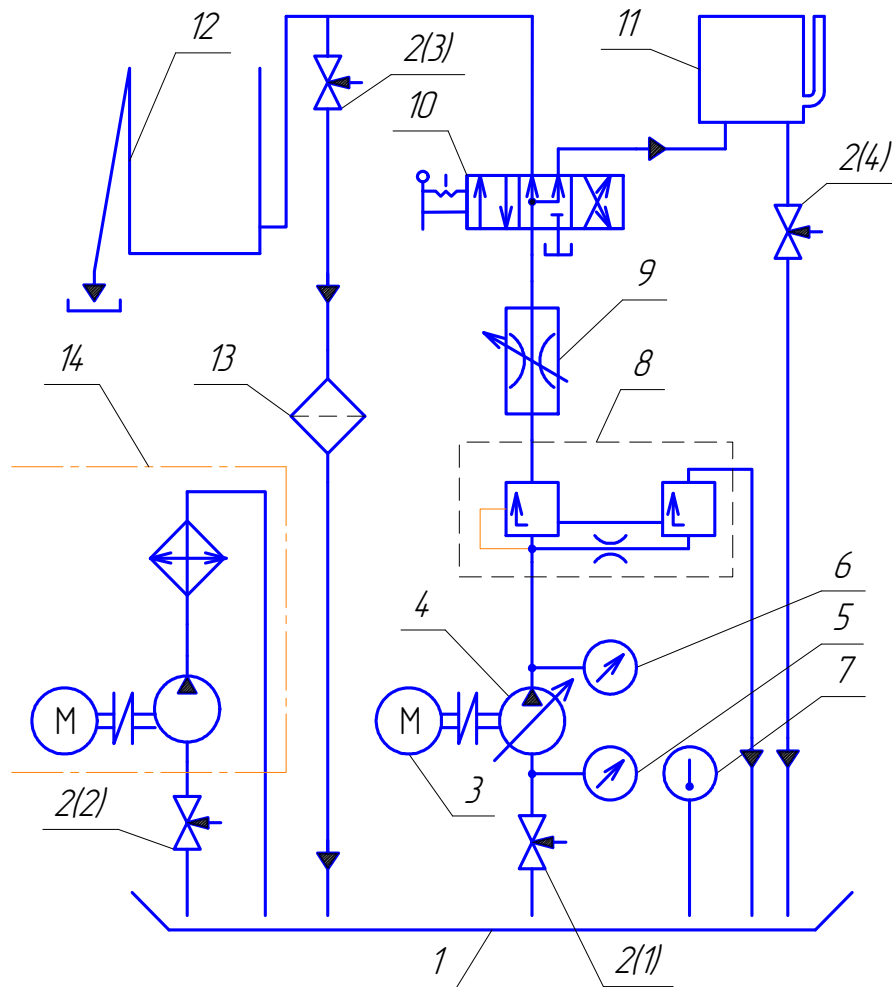


Рисунок 2 - Гідралічна схема станда для визначення об'ємного й механічного ККД ШНРП

Представлена експериментальна установка призначена для визначення основних технічних характеристик НШ: тиску, що розвивається насосом, подачі, РОН, КП, механічного і загального ККД, потужності, що розвивається залежно від тиску нагнітання, швидкості обертання й температури РР.

Установка складається з таких основних вузлів (див. рис. 1-5):

- електропривода із двигуном 3, приводним валом і муфтою, що призначений для обертання ведучого валу експериментального насоса 4 (рис. 1, 2);
- вентилів 2 марки Г 50-16 для керування потоком РР (рис. 2);
- вакуумметра 5, манометра 6 і термометра 7 (рис. 2);
- навантажувального пристрою 8, який розташований в єдиному блоці із дроселем голкового типу й запобіжним клапаном (рис. 2);
- дроселя 9, для регулювання тиску в гідросистемі (рис. 2);
- розподільника 10 марки Г 74-16 для керування роботою станда (рис. 2);
- пристрою для вимірювання подачі насоса із загальним 1, мірним 11 і приймальним баком 12 (рис. 2 і рис. 3);
- балансного пристрою з ваговою головою 16 (рис. 1, 4) для вимірювання крутного моменту привода насоса (рис. 4);
- фільтра 13 і системи охолодження й очищення РР 14 (рис. 2);
- шківів регулювання дроселя – 17 для створення навантаження на НШ (рис. 4);
- пульта керування частотою обертів 18 і контрольно-вимірювальних приладів для вимірювання частоти обертання насоса 19 і циклів 20 (рис. 5).

Привід експериментального насоса здійснюється за допомогою двигуна 3

постійного струму, що може плавно змінювати частоту обертання в діапазоні від 100 до 3000 хв<sup>-1</sup>. Контроль числа обертів ведучого вала здійснюється приладом 19 марки ЦАТ-3Г (рис. 5).

Балансирний пристрій для вимірювання крутного моменту виконано разом із двигуном 3 і встановлено на кулькових опорах. Рама пристрою передає зусилля, що створюється від реактивного моменту насоса через важіль на ваговий пристрій 16, що являє собою вагову головку типу STP III (рис. 1 і рис. 4).

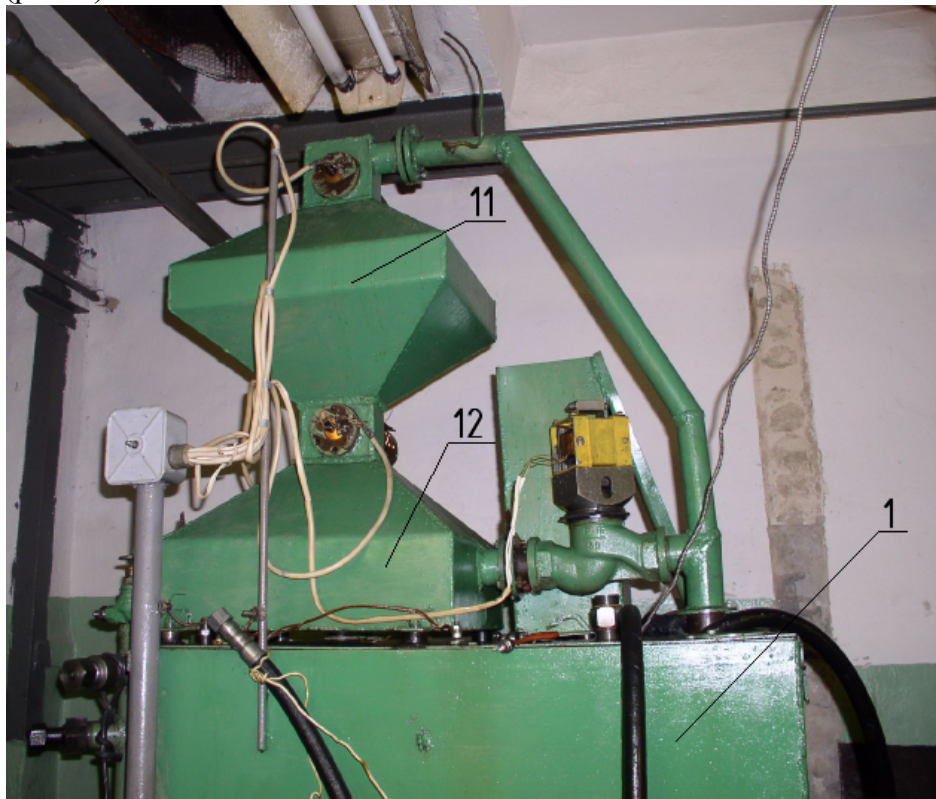
Для вимірювання подачі ШНРП використовують мірний бак 11 циліндричного типу об'ємом 39,960 дм<sup>3</sup>, обладнаного поплавком 21 і датчиками 22, які відрегульовані на спрацьовування при заповненні певного відтарованого об'єму бака (рис. 3).

Тарування мірного бака 11 здійснювали за допомогою мірної ємності 1-го класу точності об'ємом 2 дм<sup>3</sup> відповідно до ГОСТ 1770–7 Відносна похибка вимірювання за допомогою мірного бака не перевищує 1 %.

Прийомний бак 12 (рис. 2, 3) являє собою ємність на 500 літрів із пристроєм для охолодження, очищення масла й спостереження за підсмоктуванням повітря. Підведення рідини до ШНРП здійснюється через вентиль 2 марки Г 50-16.

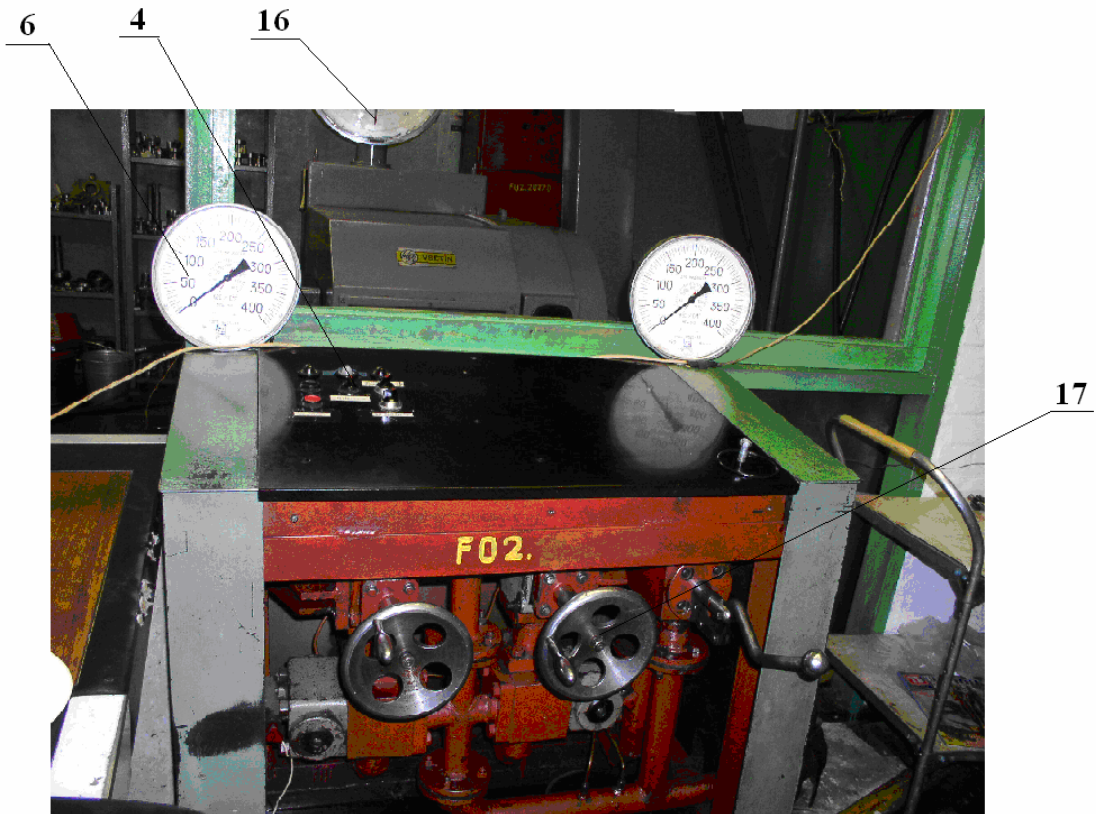
Перелік основних приладів, які використовуються в установці для експериментального дослідження основних технічних характеристик ШНРП, наведений у табл. 1.

Принцип дії експериментальної установки (див. рис. 1, 2) полягає в наступному. Привід експериментального насоса 4 здійснюється за допомогою двигуна постійного струму 3. Кількість обертів двигуна постійного струму регулюють за допомогою реостата 18 (рис. 5). При цьому частоту обертання приводного вала насоса  $n$  - визначали приладом 19 марки ЦАТ – 3Г за допомогою фотоелектронного датчика марки ДФ -1 (рис. 5).



1- загальний бак; 11- мірний бак, 12 - прийомний бак

Рисунок 3 – Експериментальна установка



4 - кнопка пуску привода; 6- манометр для визначення тиску; 16 - ваговий пристрій; 17 - вентиль керування тиском

Рисунок 4 - Пульт керування станду



18 – панель керування частотою обертів; 19 – тахометр; 20 – лічильник циклів

Рисунок 5 - Пульт керування установки

Таблиця 1 - Перелік і основні технічні характеристики приладів, які використовуються на експериментальній установці

Найменування приладів або фізична величина, що вимірюється	Марка приладу або умовне позначення	Межі вимірювання	Клас точності; ціна поділки або похибка вимірювання	ДСТУ або ГОСТ
Розрідження на вході в насос, вакуумметр	ОБВ1-160	Тиск 0,1...0 МПа	Кл. 1,5; Ціна поділки 0,002 МПа	ГОСТ 2405-72
Тиск, що розвивається насосом, манометр	МТИ-160×250	Тиск 0...25 МПа	Кл. 0,4	ГОСТ 8625-65
Частота обертання приводного валу двигуна	ЦАТ-3Г, фотоелектронний датчик ДФ-1	Частота обертання 1,5...170 з <sup>-1</sup>	Похибка при 1,5 с <sup>-1</sup> - 0,017 с <sup>-1</sup> при 170 с <sup>-1</sup> - 0,042 с <sup>-1</sup>	-
Об'ємна подача, мірний бак	-	об'єм 39,960 дм <sup>3</sup>	похибка 1,0 %	-
Кількість циклів (обертів) вала насоса, електронний лічильник імпульсів	Ф-5007	0...10 <sup>6</sup>	Похибка 1/60 про. (0,017 про.)	ТУ -25-04-2032 0 - 71
Крутний момент, вагова головка	СТР ІІІ	Сила 50...1000 Н	Ціна поділки - 1 Н	
Температура робочої рідини, термометр	ТПГ-4	Температура 0...200 °С	Похибка 2,5 % Ціна поділки - 2 <sup>0</sup> С	ГОСТ 8624-71

Розрідження на стадії всмоктування визначається за допомогою вакуумметра - 5 марки ОБВ1-160 ГОСТ 2405-75.

Необхідний робочий тиск -  $P$ , що розвивається насосом, створюється за допомогою дроселя 9 (рис. 2). Тиск контролюється за допомогою манометра 6 марки МТИ-160(250 (рис. 2 і 4).

Подачу, що забезпечує експериментальний ШНРП, вимірювали за допомогою мірного бака 11 ємністю 39,960 дм<sup>3</sup> (рис. 2 і 3) і лічильника циклів (кількості обертів) приводного вала насоса 20 (рис. 5). Кількість циклів, за якої заповнюється мірний бак, визначали електронним лічильником імпульсів 20 марки Ф- 5007. Напрямок потоку РР у мірний бак здійснюють за допомогою розподільника 10 марки Г 74-16.

У випадку, коли подачу насоса не вимірюють, потік РР за допомогою розподільника 10 марки Г 74-16 направляють у прийомний бак 12 (рис. 2 і 3).

Температуру РР контролюють за допомогою термометра 7 марки ТПГ-180 з діапазоном вимірювання 0...100 °С.

Очищення РР стенда здійснюється за допомогою спеціальної очисної станції 14, що містить у собі електромотор, насос і фільтр (рис. 2).

### 3. Окремі методики експериментальних досліджень ШНРП

Для виконання зазначеної програми експериментальних досліджень у роботі були застосовані існуючі й розроблені окремі методики досліджень.

В основу методик експериментальних досліджень покладено вивчення впливу одного фактора на параметри процесу при фіксації інших факторів. При проведенні експериментальних досліджень вимірювання величин проводили, щонайменше, із трикратною повторністю відповідно до вимог [16-20].

### 3.1. Основні технічні характеристики ШНРП, що визначалися при експериментальних дослідженнях

Відповідно до розробленої програми експериментальних досліджень ШНРП визначали:

- номінальний тиск;
- максимальний тиск;
- залежність подачі ШНРП від тиску при різних значеннях частоти обертання й РОН (ПР або ДР), тобто навантажувальну характеристику ШНРП;
- залежність потужності, яка споживається, від тиску на виході при різних значеннях частоти обертання й РОН (ПР або ДР), тобто навантажувальну характеристику ШНРП, виражену через потужність;
- залежність КП від тиску при різних значеннях частоти обертання й РОН (ПР або ДР);
- залежність потужності, що розвивається, від тиску при різних значеннях частоти обертання й РОН (ПР або ДР);
- залежність механічного ККД від тиску на виході насоса при різних значеннях частоти обертання й РОН (ПР або ДР);
- залежність загального ККД від тиску насоса при різних значеннях частоти обертання й РОН (ПР або ДР);
- ПР і ДР ШНРП;
- залежність РОН і подачі від МЦВ ШНРП;

Визначення основних технічних характеристик ШНРП проводили відповідно до ГСТУ 2192-93 і ГСТУ 3-25-180-97 [9, 10] для кожного значення робочого об'єму на певних значеннях тиску й частотах обертання насоса.

Відповідно до [16-20] функціональні залежності параметрів, варто визначати не менше ніж для п'яти значень незалежних параметрів, у тому числі для граничних і номінальних значень. Виходячи із цього, розроблені режими експериментального дослідження ШНРП, які наведені в таблиці 2.

Таблиця 2 - Режими проведення експериментальних досліджень ШНРП

Показники режимів експериментального дослідження ШНРП	Режими експериментального дослідження ШНРП				
	$V_0$	$V_0 - 0,25\Delta V_0$	$V_0 - 0,5\Delta V_0$	$V_0 - 0,75\Delta V_0$	$V_0 - 1,0\Delta V_0$ ( $V_{0min}$ )
Робочий об'єм, см <sup>3</sup>					
Тиск, МПа	0; 5,0; 10,0; 16,0; 21,0	0; 5,0; 10,0; 16,0; 21,0	0; 5,0; 10,0; 16,0; 21,0	0; 5,0; 10,0; 16,0; 21,0	0; 5,0; 10,0; 16,0; 21,0
Частота обертання, п, с <sup>-1</sup> (хв <sup>-1</sup> )	8,3 (500)	8,3 (500)	8,3 (500)	8,3 (500)	8,3 (500)
	16 (1000)	16 (1000)	16 (1000)	16 (1000)	16 (1000)
	32 (1920)	32 (1920)	32 (1920)	32 (1920)	32 (1920)
	40 (2400)	40 (2400)	40 (2400)	40 (2400)	40 (2400)
	50 (3000)	50 (3000)	50 (3000)	50 (3000)	50 (3000)
Температура РР (МГЕ 46У ТУ 38.001347-83), °С	35...50				

Примітка:  $V_0$  - номінальне значення робочого об'єму ШНРП.

При цьому тиск, при якому проводили дослідження технічних характеристик ШНРП, відповідає насосу 3-го виконання  $P_{ном} = 16$  МПа й  $P_{max} = 21,0$  МПа [9].

### 3.2 Методика визначення параметру регулювання

Перед визначенням основних технічних характеристик уведемо поняття ДР, під яким розуміють відношення номінального робочого об'єму насоса до його мінімально можливого робочого об'єму:

$$D = \frac{V_0}{V_{min}}, \quad (1)$$

де  $V_0$ ,  $V_{min}$  – відповідно номінальний і мінімальний РОН, м<sup>3</sup>.

З (1) випливає, що за умов  $V_0 = V_{min}$ ,  $D_p = 1$ , у той же час, якщо  $V_{min} = 0$ , то  $D \rightarrow \infty$ . Крім того, ДР характеризує максимально можливу ступінь регулювання насоса й не використовується для поточного значення регулювання насоса.

Більш точно відображає сутність процесу регулювання поняття, уведені В.М. Прокоф'євим [12] - параметр регулювання, під яким розуміється відношення виду:

$$K_{рег} = \frac{V_m}{V_0}, \quad (2)$$

де  $V_m$  - поточне значення робочого об'єму насоса, м<sup>3</sup>.

З (2) бачимо, що параметр регулювання показує, яку частину робочого об'єму, використовує насос у даний момент часу.

Використання параметра регулювання дає можливість, на відміну від діапазону регулювання, легко визначити, ступінь регулювання насоса й поточне значення його подачі:

$$Q_m = K_{рег} Q_n, \quad (3)$$

де  $Q_n$  - номінальна подача НШ, м<sup>3</sup>/с.

### 3.3. Визначення номінального тиску, що розвивається експериментальним ШНРП

Відповідно до [11] під номінальним розуміють тиск, при якому забезпечується експлуатація насоса протягом заданого проміжку часу - технічного ресурсу, зі збереженням параметрів у межах заданих норм.

Наведене визначення не встановлює умов, за яких вимірюється номінальний тиск. Тому під номінальним тиском будемо розуміти тиск, при якому робота насоса носить стабільний характер, а температура РР на виході підвищується на постійну величину  $\Delta t$ , що залежить від типу насоса.

Під стабільним характером роботи насоса будемо розуміти роботу насоса, за якої зберігаються технічні характеристики насоса: тиск, подача, КП і загальний ККД на заданому технічними вимогами рівні [9, 10] протягом певного часу, установленого технічними вимогами.

Для насосів типу НШ граничний приріст температури становить  $\Delta t_{gp} = 50^\circ C$ . Якщо приріст температури РР на виході з насоса буде більший її граничного значення  $\Delta t_{gp} = 50^\circ C$ , то роботу насоса, при цьому не можна вважати стабільною. Це пояснюється тим, що при досягненні РР температури, що перевищує гранично припустиму  $t_{гр}$ , зменшується в'язкість РР, що приводить до падіння несучої здатності підшипників, а також до зниження таких важливих характеристик насоса, як КП, механічного й загального ККД.

$$t_{zp} = t_{noch} + \Delta t_{zp}, \quad (4)$$

де  $t_{noch}$  - початкова температура РР на вході в насос, звичайно початкова температура РР лежить у межах  $t_{noch} = 20...30^{\circ}C$ ;

Цикл випробування триває 3 хв., що відповідає максимальному часу роботи насоса при номінальному тиску на практиці. Протягом зазначеного часу  $t_{ц} = 3$  хв насос безперервно працює при встановленому тиску. Якщо температура РР на виході не перевищувала граничну, встановлену за залежністю (4), то тиск піднімали на 1 МПа й випробування продовжували. Якщо ж температура РР на виході перевищувала граничну, то випробування припиняли й за номінальний тиск приймали його попереднє значення.

#### 3.4. Визначення максимального тиску, що розвивається експериментальним ШНРП

Під максимальним тиском відповідно до [11] розуміється найбільше значення тиску, при якому допускається експлуатація насоса протягом певного відрізка часу.

Для знаходження максимального тиску використовували наступну методику. Навантажували експериментальний ШНРП до тиску:

$$P_{max1} = P_{ном} + 0,1P_{ном}. \quad (5)$$

Робота насоса в цьому режимі навантаження згідно [9] повинна тривати не більше 3 с, після цього насос розвантажували до номінального тиску, при якому він повинен працювати не менше чотирьох хвилин [9].

При проведенні цього дослідження, були використані більш жорсткі режими випробування: робота при збільшеному тиску (5) - 6 с, після чого насос розвантажували до номінального тиску, при якому він повинен працювати не більше однієї хвилини [13].

Якщо насос витримував такі навантаження, тиск підвищували до значення:

$$P_{max2} = P_{ном} + 2 \cdot 0,1 \cdot P_{ном}. \quad (6)$$

Під максимальним тиском розуміється тиск, що відповідає залежності:

$$P_{max} = P_{ном} + (n_{дос} - 1) \cdot 0,1 \cdot P_{ном}, \quad (7)$$

де  $n_{дос}$  - номер досліду, при якому тиск досягає значення, при якому експлуатація ШНРП неможлива, оскільки це загрожує виходу насоса з ладу.

При проведенні досліджень контроль межі працездатності вели за ваговим пристроєм. При різкому відхиленні стрілки приладу ШНРП терміново розвантажували й випробування припиняли.

#### 3.5. Визначення робочого об'єму ШНРП проливанням

Одним з найпростіших методів визначення робочого об'єму НШ є метод проливання. Цей метод описаний у літературі й на думку багатьох фахівців, є одним з найбільш точних методів визначення РОН, що пояснюється майже повною відсутністю втрат РР під час таких випробувань.

Методика полягає в тому, що до камери усмоктування приєднують ємність із РР. Насос повертають кілька разів за допомогою спеціальної рукоятки для заповнення його порожнин РР. Після цього починають вимірювання РОН за допомогою мірної ємності. Для збільшення точності вимірювання мірну ємність заповнюють при багаторазовому повертанні насоса. Тоді РОН насоса підраховують відповідно до залежності:

$$V_0 = \frac{V}{n}, \quad (8)$$

де  $V$  - об'єм РР, перекачаної ШНРП за  $n$  обертів;

$n$  - кількість обертів ШНРП, необхідне для заповнення мірної ємності, звичайно

$n = 10 \dots 100$ .

### 3.6. Визначення КП експериментального ШНРП

Коефіцієнт подачі є одним з основних показників, що характеризує якість роботи насоса, як гідравлічної машини. КП визначали на експериментальній установці для дослідження основних технічних характеристик ШНРП, змонтованої на базі балансируного стенда ККД - 6 (DS 1036-4/N).

При проведенні досліджень визначали залежність КП від тиску, що розвивається, при різних значеннях РОН, ПР та частоти обертання (див. табл. 2) виду (9), яку потім представляли у вигляді графіків.

$$\eta_v = \phi(P, n, K_{pez}), \quad (9)$$

де  $\eta_v$  - коефіцієнт подачі ШНРП;

$P$  - поточне значення тиску, що розвивається, Па;

КП визначали за формулою:

$$\eta_v = \frac{V_{м.б.}}{n_u \cdot V_0}, \quad (10)$$

де  $V_{м.б.}$  - об'єм мірного бака, приймали рівним 39,960 дм<sup>3</sup>;

$n_u$  - фактичне число обертів, при перекачуванні РР об'ємом, рівним об'єму мірного бака (знаходили за даними електроімпульсного лічильника);

$V_0$  - теоретичне (номінальне) значення робочого об'єму ШНРП, звичайно постійна величина, але в даному випадку буде змінюватися, як у насосі з регульованою подачею, см<sup>3</sup>.

Визначення фактичного значення РОН ШНРП здійснювали на вищезгаданій установці при частоті обертання  $n = 500$  хв.<sup>-1</sup> і тиску РР  $p = 0,05 \dots 0,10$  МПа. Незначний тиск  $p = 0,05 \dots 0,10$  МПа необхідно підтримувати для включення механізму самопритиснення втулок, які використовують для компенсації торцевих зазорів, тим самим, збільшуючи КП ШНРП. Невелику частоту обертання шестерень використовували для зменшення втрат РР на стадії усмоктування.

### 3.7. Визначення подачі експериментального ШНРП

Подача ШНРП є однією з основних технічних характеристик, що визначають його типорозмір, від якого в значній мірі залежить потужність ШНРП.

При проведенні досліджень знаходили закономірності залежності подачі ШНРП від тиску, що розвивається, РОН (ПР) і частоти обертання, (див. табл. 2), які представляли у вигляді графіків, що відображають залежність виду:

$$Q = f(p, n, K_{pez}), \quad (11)$$

де  $Q$  - поточне значення подачі насоса, см<sup>3</sup>/с.

Подачу визначали за формулою, см<sup>3</sup>/с:

$$Q = \frac{n \cdot V_0 \cdot K_{pez} \cdot \eta_v}{1000}, \quad (12)$$

де  $V_0$  - номінальний робочий об'єм експериментального НШ, см<sup>3</sup>.

Отримані залежності є навантажувальними характеристиками ШНРП, оскільки залежності виду (11) відображають подачу від тиску, що розвивається.

### 3.8. Визначення загального й механічного ККД експериментального ШНРП

При дослідженні ШНРП знаходили залежності механічного й загального ККД ШНРП від тиску, що розвивається, при різних значеннях РОН (ПР) і частот обертання (див. табл. 2). Отримані результати представляли у вигляді графіків, які відображають

залежності виду:

$$\eta_{\text{мех}} = \psi(P, n, K_{\text{рег}}), \quad (13)$$

де  $\eta_{\text{мех}}$  - механічний ККД;

$$\eta_{\text{заг}} = \xi(P, n, K_{\text{рег}}), \quad (14)$$

де  $\eta_{\text{заг}}$  - загальний ККД.

Потужність, що розвиває ШНРП на виході, визначають за формулою:

$$N_n = P Q. \quad (15)$$

Потужність, що споживається ШНРП у процесі своєї роботи, відрізняється від потужності, що розвивається, на величину загального ККД НШ:

$$N_{\text{спож}} = \frac{N_n}{\eta_{\text{заг}}}, \quad (16)$$

$N_{\text{спож}}$  - потужність, що споживається, кВт.

Потужність, що споживається, експериментально може бути визначена за формулою:

$$N_{\text{спож}} = M_\delta \omega = 2 \pi n M_\delta, \quad (17)$$

де  $\omega$  - кутова швидкість привода НШ,  $\text{с}^{-1}$ ;

$M_\delta$  - дійсний момент, що розраховується за формулою:

$$M_\delta = P_i \cdot l_1 - P_x \cdot l_1, \quad (18)$$

де  $P_i$  - зусилля визначене за ваговим пристроєм, Н;

$l_1$  - робоче плече балансірної рамки  $l_1 = 1 \text{ м}$ ;

$P_x$  - навантаження на плече ваг у Н при холостій роботі двигуна, від'єданого від насоса [9].

Тоді загальний ККД ШНРП може бути визначений за формулою:

$$\eta_{\text{обц}} = \frac{N_n}{N_{\text{ном}}} = \frac{P Q}{2 \pi n M_\delta}. \quad (19)$$

Також, загальний ККД ШНРП може бути визначений за формулою:

$$\eta_{\text{заг}} = \eta_v \cdot \eta_{\text{мех}} \cdot \eta_e, \quad (20)$$

де  $\eta_e$  - гідравлічні втрати в об'ємних гідромашинах.

Відомо, що гідравлічні втрати в об'ємних гідромашинах незначні й тому можна прийняти, що  $\eta_e \approx 1$  [14], тоді механічний ККД може бути знайдений відповідно до виразу:

$$\eta_{\text{мех}} = \frac{\eta_{\text{заг}}}{\eta_v}. \quad (21)$$

### 3.9. Визначення потужності, що розвивається експериментальним ШНРП

Однією з важливих технічних характеристик будь-якої машини є такий показник, як потужність. Потужність, що розвивається, залежно від тиску при різних значеннях РОН (ПР) і частот обертання представляли у вигляді графіків, що відображають залежність виду:

$$N = \phi(P, n, P_{\text{рег}}). \quad (22)$$

Потужність, що розвивається ШНРП визначали за формулою:

$$N_n = P Q. \quad (23)$$

### 3.10. Залежність РОН і подачі від МЦВ зубчастого зачеплення ШНРП

Значний інтерес являє собою залежність подачі від МЦВ, що забезпечується

кутом повороту -  $\psi$  регулюючого елемента, тобто від ПР [15]. Залежність подачі від ПР ШНРП досліджували при номінальних значеннях тиску й частоті обертання насоса:

$$q = \chi(K_{pez}). \quad (24)$$

У ШНРП, пропонується використовувати ексцентриковий механізм регулювання подачі. Кут повороту ексцентрикового механізму лежить в інтервалі  $\psi = 0 \dots 90^\circ$ . У цьому випадку, згідно теоретичних досліджень подача змінюється практично за лінійною залежністю.

Оскільки РОН змінюється за лінійною залежності то весь кут повороту регулюючого елемента ділимо на п'ять рівних інтервалів, крайні з яких відповідають номінальному й мінімальному РОН, а другий, третій і четвертий відповідно 0,25, 0,50 і 0,75 від номінального об'єму (див. табл. 2). У результаті досліджень була одержана лінійна залежність подачі від зміни МЦВ (ПР насоса).

Результати експериментального дослідження характеристик ШНРП у повному обсязі представлені в публікації [21].

#### 4. Методика обробки даних при проведенні експериментальних досліджень

У результаті проведення експериментальних досліджень одержується здебільшого первинна інформація, що, як правило, вимагає подальшої статистичної обробки.

При аналізі результатів експериментальних даних широко використовували апарат теорії ймовірності і математичної статистики [16 -20].

#### 4.1 Методика розрахунку загальної похибки при визначенні основних технічних характеристик експериментального ШНРП

Достовірність результатів експериментальних досліджень визначається відповідністю прийнятих методик експериментальних досліджень тим фізичним явищам, які лежать в основі процесів відбуваються в ШНРП. Не менш важливою умовою достовірності результатів експериментальних досліджень є їх проведення з певною точністю вимірювань.

Вимірювання є однією з основних складових частин будь-якого експерименту. Від знання закономірностей досліджуваних процесів, залежить точність вимірюваних величин, похибка вимірювання, мінімально необхідна кількість дослідів (вимірювань), умови вимірювань, при яких помилки будуть найменшими, а також загальний аналіз результатів.

Найчастіше при проведенні експериментальних досліджень знаходження досліджуваних величин виконують не безпосередньо, а шляхом непрямих вимірів.

Результати розрахунку відносної похибки вимірювання основних технічних параметрів, зроблений відповідно до методики, викладеної в [19] представлені в табл. 3.

Таблиця 3 - Загальна похибка при визначенні основних технічних характеристик експериментального ШНРП

Технічні характеристики ШНРП	Відносна похибка вимірювання
обочий об'єм насоса	0,16%
коєфіцієнт подачі	0,25%
подача	0,36%
крутний момент	4,0%
загальний ККД	0,82%
механічний ККД	0,86%

## 5. Висновки

1. На основі результатів теоретичних досліджень розроблена програма експериментальних досліджень, розроблені й підібрані окремі методики експериментальних досліджень характеристик експериментального ШНРП, а також загальні методики визначення його основних технічних характеристик.

3. Розроблені й створені експериментальні установки, які дозволили провести всі необхідні дослідження характеристик експериментального ШНРП.

4. Вибір експериментальних установок і методик проведення експериментальних досліджень адекватно відповідає тим фізичним законам, які лежать в основі процесів і явищ, що відбуваються при роботі ШНРП.

5. Максимальна відносна похибка вимірювання основних технічних параметрів ШНРП не перевищувала 0,86 %, при визначенні крутного моменту на керуючій вилці ШНРП - 4 %, що забезпечує достовірність отриманих експериментальних досліджень.

## Список літератури

1. Кулешков Ю.В., Черновол М.И., Бевз О.В., Титов Ю.А. Шестеренные насосы с асимметричной линией зацепления. (Теория, конструкция и расчет) Монография. Кировоград: «КОД», 2009. - 247 с.
2. Кулешков Ю.В., Аулин В.В., Магопец С.А. Моделирование внутренних утечек в шестеренных насосах НШ с использованием электрических аналогий. Збірник наукових праць КДТУ Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація. – Випуск 8. – Кировоград: КДТУ. - 2001.- С. 8 – 15.
3. Кулешков Ю.В., Черновол М.И., Дубовик В.О. Підвищення надійності та довговічності шестеренних насосів типу НШ-У шляхом створення на внутрішній поверхні колодязів корпусу залишкових напружень стискування. Вісник Харківського державного технічного університету сільського господарства. Випуск № 8 «Підвищення надійності відновлюємих деталей машин». Том 1 Харків 2001. С.143 – 148.
4. Черновол М.И., Кулешков Ю.В.. Основні напрями вдосконалення шестеренних насосів сільськогосподарської техніки. Вісник аграрної науки, серпень 2008 № 8. – С. 52-54.
5. Кулешков Ю.В., Руденко Т.В. Теоретическое определение подачи шестеренного насоса с регулируемой подачей. Промислова гідравліка і пневматика № 2 (8)2005. С. 114 -19.
6. Кулешков Ю.В., Матвієнко А.А., Руденко Т.В. Математическая модель утечек через торцевой межцентровой зазор шестеренного насоса типа НШ. Промислова гідравліка і пневматика № 2 (20) 2008.- С. 73 -79.
7. Кулешков Ю.В., Осин Р.А., Руденко Т.В., Матвієнко А.А. Усовершенствование математической модели мгновенной подачи шестеренного насоса Кировоградського національного технічного університету. Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація Випуск 21. Кировоград: 2008. С. 253...262.
8. Кулешков Ю.В., Руденко Т.В. Осин Р.А. Повышение удельной подачи шестеренного насоса. MOTROL Motorization and Power Industry in Agriculture/ Volume 11A/ Simferopol – Lublin 2009. S.193 – 206.
9. Насоси шестеренні об'ємного гідроприводу. Технічні умови. ГСТУ 3-25-180-97. Мінпром політики України. М. Київ. – 1998. – 48 с.
10. ДСТУ 2192-93. Гідроприводи об'ємні. Насоси об'ємні та гідромотори. Загальні технічні вимоги. Чинний від 1.07.94р.
11. Гідроприводи и пневмоприводы. Термины и определения параметров. Стандарт СЭВ 5831-86.
12. Аксиально-поршневой регулируемый гидропривод / В.Н. Прокофьев и др. – М.: Машиностроение. – 1969.
13. В.К.Свешников, А.А Усов Станочные гидроприводы: Справочник.–М.: Машиностроение, 1982.– 464 с.
14. Угинсус А.А. Гидравлика и гидравлические машины. – Харьков: 1966. – 399 с.
15. Ю.В. Кулешков, О.В. Бевз Теоретичне обґрунтування усунення компресії робочої рідини в затиснутому об'ємі шестереного насоса з асиметричною лінією зачеплення. Вісник Харківського державного технічного університету сільського господарства. Випуск № 15 «Підвищення надійності відновлюємих деталей машин». Харків: 2003.- С.85– 91.
16. Статистические методы обработки эмпирических данных. – М.: Издат. стандартов, 1979 – 232 с.
17. Обработка результатов наблюдений. О.Н Касандрова, В.В. Лебедев. М.: Наука. Гл. ред. Физ.-мат. литературы. – 1970. – 104 с.

18. Ю.В. Кулешков, М.І. Черновол, Ф.І. Василенко та ін. Статистичні методи обробки та аналізу експериментальних даних. Навчальний посібник для студентів технічних спеціальностей. За ред. Ю.В. Кулешкова Кіровоград; КДТУ, 2002. –134 с.
19. Каленков С.Г., Соломахо Г.И. Практикум по физике. Механика: Учебн. пособие для студентов вузов. Под ред. А.Д. Гладуна. – М.: Высшая школа, 1990. – 111 с.
20. Четыркин Е.М., Калихман И.Л. Вероятность и статистика. – М.: Финансы и статистика, 1982. – 319с.
21. Кулешков Ю.В., Руденко Т.В. Бевз О.В. Дослідження працездатності шестеренного насоса з регульованою подачею. Промислова гідравліка і пневматика № 3 (13)2006, с 35...45.

*Ю.Кулешко., Т.Руденко., М.Красота., А. Матвиенко., Ю. Титов*  
**Методика стендовых испытаний шестеренного насоса**

Разработана программа исследований, включающая методики исследования основных технических характеристик НШ для разных значений давления, рабочего объема насоса и частоты вращения, проверку степени совпадения основных теоретических положений и выводов с результатами, полученными экспериментальным путем. Рассмотрены методики испытаний шестеренных насосов с регулируемой подачей, приведено устройство и характеристика исследовательского оборудования. Изложена методика обработки данных, полученных при проведении экспериментальных исследований.

*J.Kuleshkov, T.Rudenko, M.Krasota, A.Matvienko, J.Titov*  
**Technique of bench tests шестеренного the pump**

The program of researches including techniques of research of basic tehniche-skih of characteristics gear-type pumps for different values of pressure, working volume of the pump and frequency of rotation, check of degree of coincidence of the basic theoretical positions and conclusions with the results, luchen th experimentally is developed. Techniques of tests gear-type pumps from a reguliro-bathroom are considered by giving, the device and the characteristic of the research equipment is resulted. The technique of the data processing, the experimental researches received at carrying out is stated.

Одержано 14.05.11

**УДК 621.891**

**В.Г. Писаренко, доц., канд. техн. наук**  
*КНПО "Форт" МВД України, г. Вінниця,*  
**Р.В. Сорокатый, доц., д-р. техн. наук**  
*Хмельницький національний университет*

## **Анализ напряженно-деформированного состояния подшипников скольжения при перекосе осей вала и втулки**

Проведен анализ напряженно-деформированного состояния элементов пары трения радиального подшипника скольжения при перекосе осей вала и втулки в начальный момент времени.  
**подшипник скольжения, контактное взаимодействие, напряженно-деформированное состояние**

**Введение.** Анализ работоспособности подшипников скольжения должен учитывать конструктивные особенности машиностроительных конструкций. Одной из особенностей, которая может существенно повлиять на долговечность подшипника

18. Ю.В. Кулешков, М.І. Черновол, Ф.І. Василенко та ін. Статистичні методи обробки та аналізу експериментальних даних. Навчальний посібник для студентів технічних спеціальностей. За ред. Ю.В. Кулешкова Кіровоград; КДТУ, 2002. –134 с.
19. Каленков С.Г., Соломахо Г.И. Практикум по физике. Механика: Учебн. пособие для студентов вузов. Под ред. А.Д. Гладуна. – М.: Высшая школа, 1990. – 111 с.
20. Четыркин Е.М., Калихман И.Л. Вероятность и статистика. – М.: Финансы и статистика, 1982. – 319с.
21. Кулешков Ю.В., Руденко Т.В. Бевз О.В. Дослідження працездатності шестеренного насоса з регульованою подачею. Промислова гідравліка і пневматика № 3 (13)2006, с 35...45.

*Ю.Кулешко., Т.Руденко., М.Красота., А. Матвиенко., Ю. Титов*  
**Методика стендовых испытаний шестеренного насоса**

Разработана программа исследований, включающая методики исследования основных технических характеристик НШ для разных значений давления, рабочего объема насоса и частоты вращения, проверку степени совпадения основных теоретических положений и выводов с результатами, полученными экспериментальным путем. Рассмотрены методики испытаний шестеренных насосов с регулируемой подачей, приведено устройство и характеристика исследовательского оборудования. Изложена методика обработки данных, полученных при проведении экспериментальных исследований.

*J.Kuleshkov, T.Rudenko, M.Krasota, A.Matvienko, J.Titov*  
**Technique of bench tests шестеренного the pump**

The program of researches including techniques of research of basic tehniche-skih of characteristics gear-type pumps for different values of pressure, working volume of the pump and frequency of rotation, check of degree of coincidence of the basic theoretical positions and conclusions with the results, luchen th experimentally is developed. Techniques of tests gear-type pumps from a reguliro-bathroom are considered by giving, the device and the characteristic of the research equipment is resulted. The technique of the data processing, the experimental researches received at carrying out is stated.

Одержано 14.05.11

**УДК 621.891**

**В.Г. Писаренко, доц., канд. техн. наук**  
*КНПО "Форт" МВД України, г. Вінниця,*  
**Р.В. Сорокатый, доц., д-р. техн. наук**  
*Хмельницький національний университет*

## **Анализ напряженно-деформированного состояния подшипников скольжения при перекосе осей вала и втулки**

Проведен анализ напряженно-деформированного состояния элементов пары трения радиального подшипника скольжения при перекосе осей вала и втулки в начальный момент времени.  
**подшипник скольжения, контактное взаимодействие, напряженно-деформированное состояние**

**Введение.** Анализ работоспособности подшипников скольжения должен учитывать конструктивные особенности машиностроительных конструкций. Одной из особенностей, которая может существенно повлиять на долговечность подшипника

скольжения - взаимное расположение осей вала и втулки подшипника. Отклонение от параллельности может возникнуть вследствие изгиба вала, который приводит к тому, что оси вала и втулки подшипника скольжения будут расположены под некоторым углом.

Первым шагом при решении износостойких задач подшипников скольжения является этап определения особенностей контактного взаимодействия элементов реального узла трения и оценки напряженно-деформированного состояния (НДС), который позволяет обосновать выбор допущений принимаемых в расчетной модели.

В связи с этим анализ НДС подшипников скольжения посвящено достаточно много работ [1-6], в которых рассматриваются НДС элементов пары трения в учетом различных схем нагружения и особенностей функционирования.

Однако в этих работах недостаточно уделено внимания анализу НДС и механизму формирования поверхности контакта, в начальный момент взаимодействия в условиях, когда оси вала и втулки расположены с перекосом.

Целью данной работы является анализ механизма формирования поверхности контакта и оценка напряженно-деформированного состояния элементов подшипника скольжения при перекосе осей вала и втулки.

**Расчетная схема и модель.** Рассматривается контактное взаимодействие вала и втулки радиального подшипника скольжения (рис.1, а). Вал нагружен удаленной силой, которая приводит к перекосу осей вала и втулки.

В соответствии с расчетной схемой в препроцессоре программного комплекса Ansys построена расчетная конечно-элементная модель (рис. 1, б).

Вал и втулка деформируются упруго. Наружная поверхность втулки закреплена неподвижно.

Материал вала – сталь, с модулем упругости  $2,0e+11$  Па, коэффициентом Пуассона 0,3 и модулем сдвига  $7,69e+10$ . Материал втулки – медный сплав с модулем упругости  $1,1e+11$  Па, коэффициентом Пуассона 0,34 и модулем сдвига  $4,1e+10$  Па.

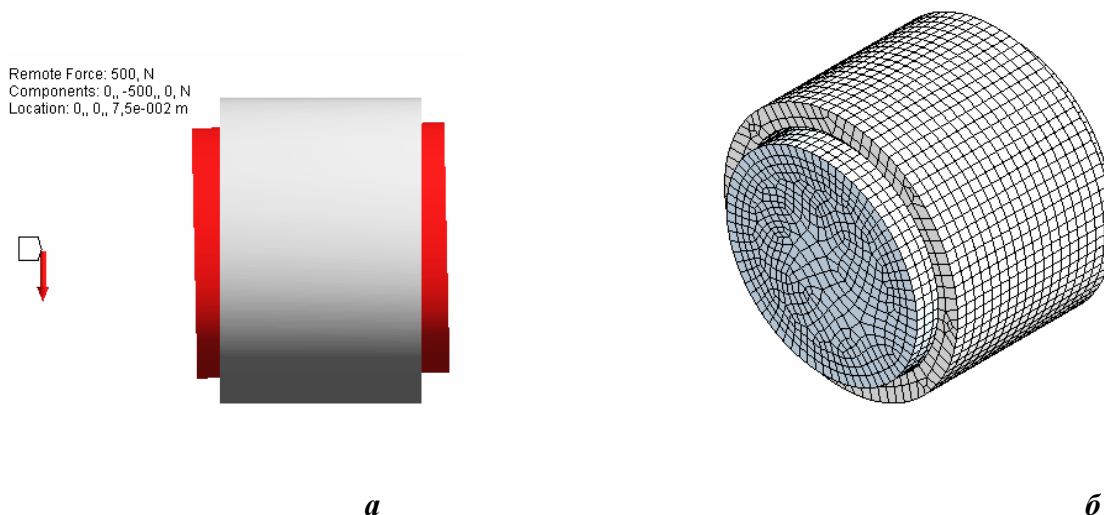


Рисунок 1 – Расчетная схема

Для создания сетки конечных элементов вала и втулки использованы трехмерные 20-узловые элементы SOLID186. В качестве контактной поверхности выбрана поверхность втулки, а целевой – поверхность вала. Для задания контактных поверхностей целевой поверхности использованы элементы TARGE170, а контактной –

CONTA174. Для решения задачи выбран модифицированный метод Лагранжа, обеспечивающий высокую, точность при достаточно быстрой сходимости.

**Численная реализация.** Численная реализация представленной выше модели проводилась для следующих значений: сила – 500 Н, приложена на расстоянии  $7,5 \cdot 10^{-2}$  м от торца вала, внутренний диаметр втулки  $5,0 \cdot 10^{-2}$  м, наружный диаметр –  $6,0 \cdot 10^{-2}$  м, длина  $4,0 \cdot 10^{-2}$  м, диаметр вала  $4,9 \cdot 10^{-2}$  м, длина  $5,0 \cdot 10^{-2}$  м.

Результаты расчетов представлены на рис. 2...7.

Анализ полученных результатов показывает, что при данной схеме нагружения и зазоре  $1,0 \cdot 10^{-3}$  м между валом и втулкой, перекос осей приводит, к тому, что в процессе взаимодействия формируется две площадки контакта, расположенные у торцов втулки. Это является причиной формирования распределений контактных давлений с двумя максимумами расположенными на торцах втулки в местах контактного взаимодействия (рис.2).

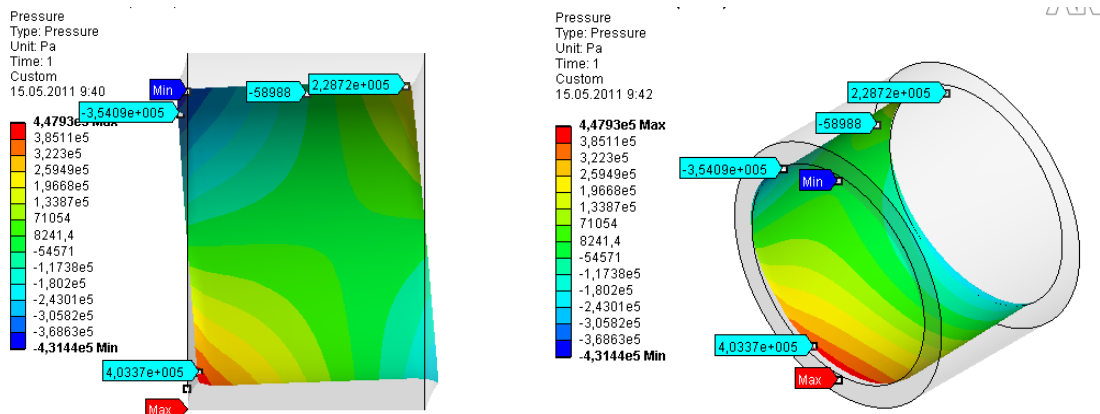


Рисунок 2 –Контактные давления

Сравнительный анализ результатов решения аналогичной задачи в двухмерной постановке (отсутствие перемещений вдоль оси втулки (Z)) показал, что форма распределения контактных давлений изменяется не существенно, однако погрешность в определении абсолютных значений контактных давлений составляет 25% по максимальным значениям.

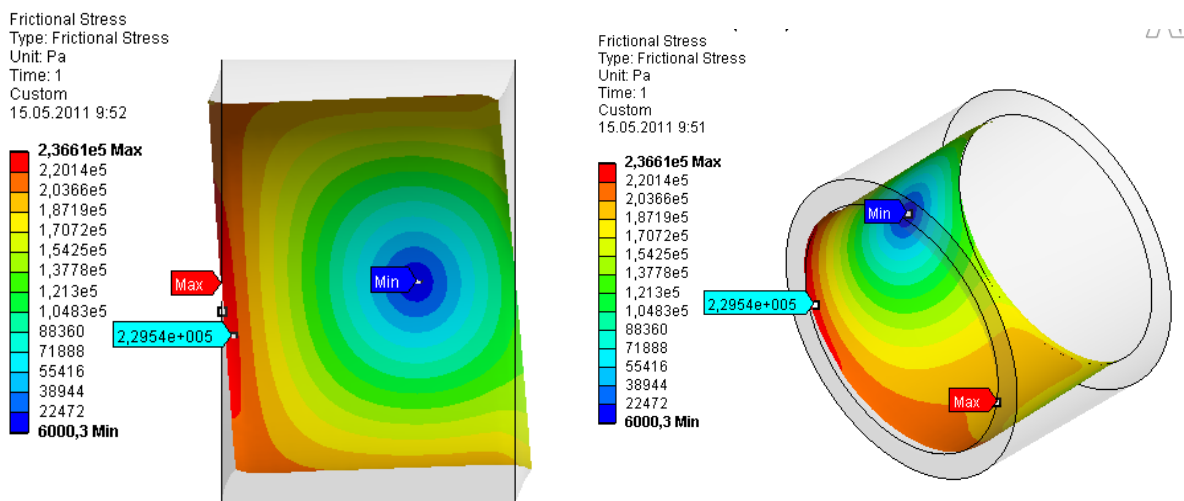


Рисунок 3 –Контактные давления от сил трения

Поэтому, при выборе расчетной модели и замене пространственной постановки задачи плоской, необходимо учитывать, что погрешность при определении контактных давлений может оказаться достаточно большой и существенно исказить конечные результаты.

Формирование двух площадок контакта определяется особенностями формы и распределения нормальных и касательных напряжений по поверхности втулки (рис.4).

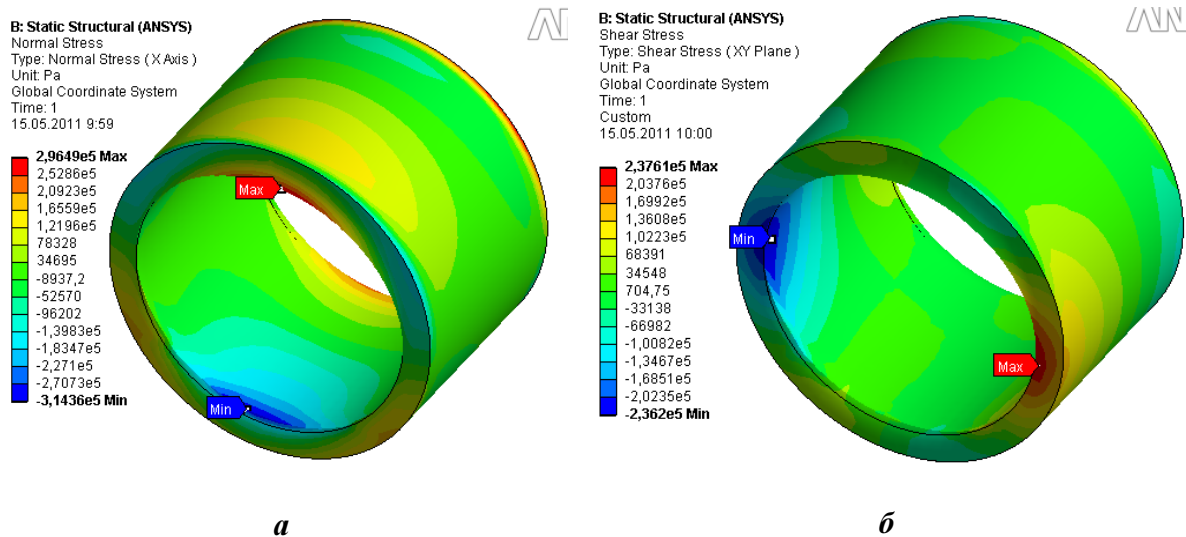


Рисунок 4 –Нормальные (а) и касательные напряжения (б)

Перекося осей вала и втулки радиального подшипника скольжения при контактном взаимодействии способствуют формированию существенных деформаций в зоне контакта не только в радиальном, но и в осевом направлении (рис. 5, 6).

Наличие осевых деформаций является определяющим фактором в образовании количественных отклонений при определении контактных давлений в плоской и пространственной постановке.

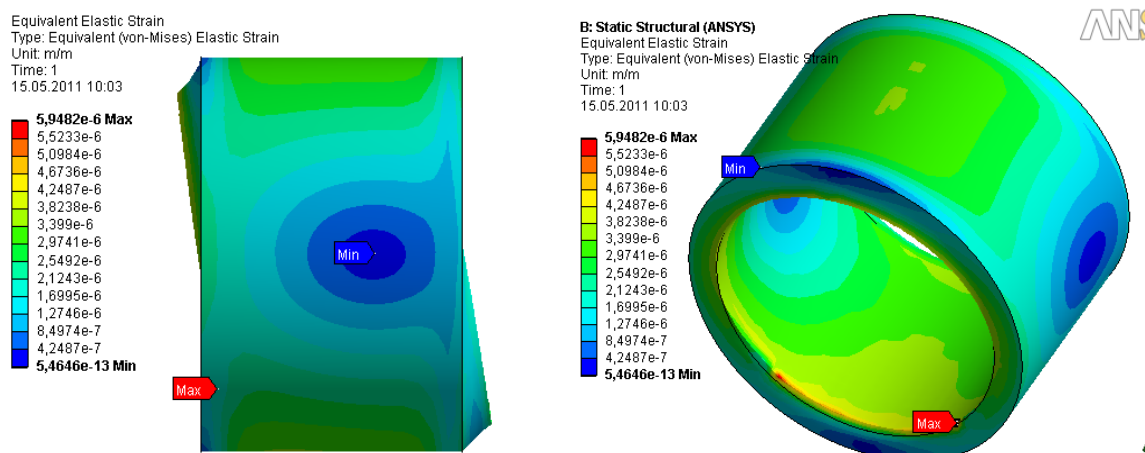


Рисунок 5 –Эквивалентные деформации (по Мизесу)

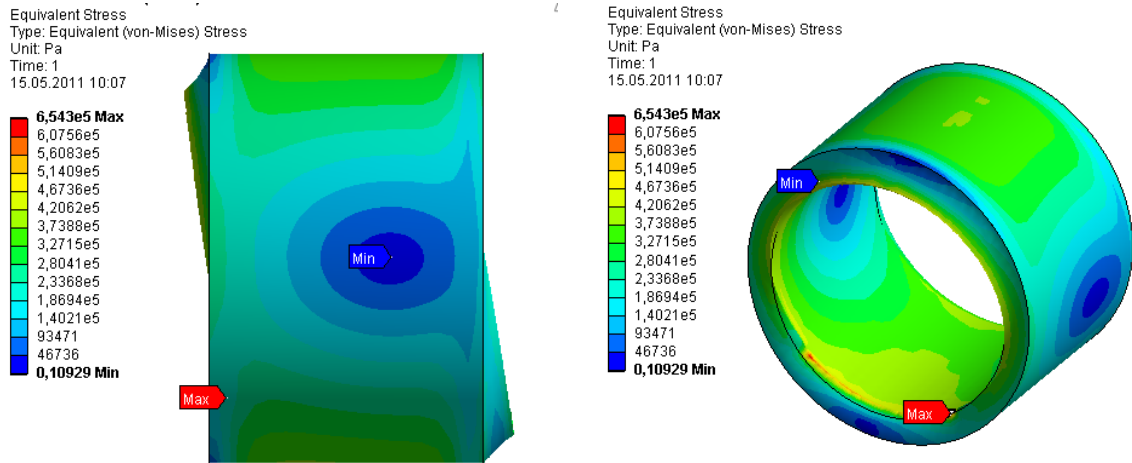


Рисунок 6 –Эквивалентные напряжения (по Мизесу)

Анализ интенсивностей деформаций и напряжений для случаев, когда в расчетной модели принимается допущение о наличии (рис.7) или отсутствии осевых перемещений (рис.8) показывает, что при этом меняются существенно не только количественные характеристики, но и качественно меняется форма изолиний интенсивностей деформаций и напряжений.

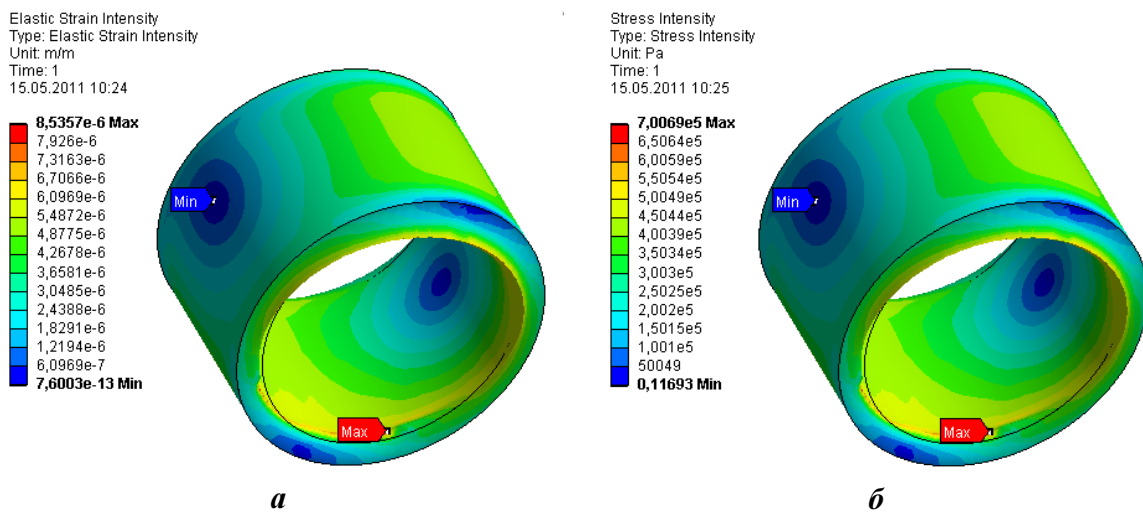


Рисунок 7 – Интенсивности деформаций (а) и напряжений (б)

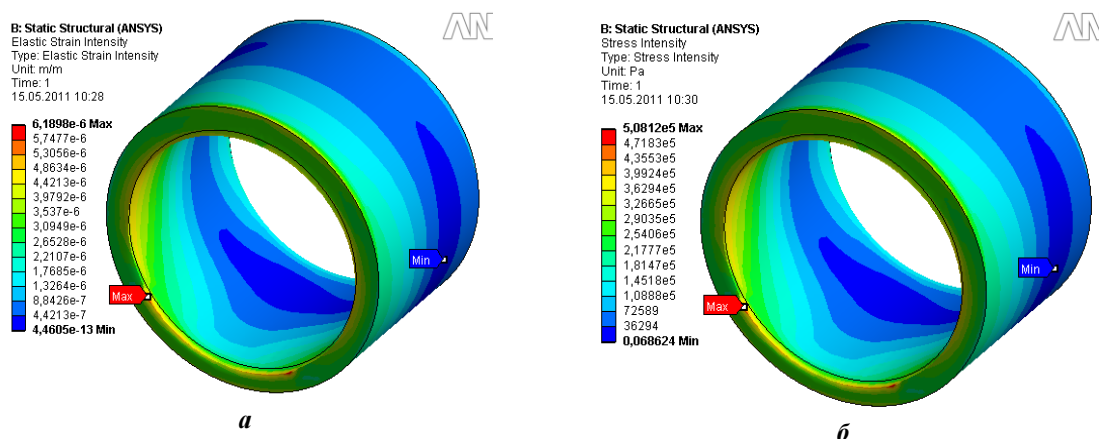


Рисунок 8 – Интенсивности деформаций (а) и напряжений (б) при отсутствии перемещений вдоль оси втулки

**Выводы.** В результате проведенного расчетного анализа контактного взаимодействия элементов радиального подшипника скольжения в условиях перекоса осей вала и втулки получено, что при данной схеме нагружения и определенных значениях геометрических параметров происходит формирование двух зон контактного взаимодействия. Перекос осей вала и втулки способствует формированию существенных деформаций в зоне контакта, как в радиальном, так и осевом направлениях. Не учет осевых деформаций при данной схеме контактного взаимодействия может привести к существенному количественному и качественному искажению результатов.

### Список литературы

1. Александров В. М. Контактные задачи в машиностроении / В. М. Александров, Б. Л. Ромалис. — М. : Машиностроение, 1986. — 176 с.
2. Проников А. С. Контактная задача для сопряженных поверхностей деталей машин. В сб.: Трение и износ в машинах / А. С. Проников. — М.: Изд-во АН СССР, 1962. — С. 375—391.
3. Галахов М. А. Дифференциальные и интегральные уравнения математической теории трения / М. А. Галахов, П. П. Усов. — М.: Наука, 1990. — 280 с.
4. Кузьменко А. Г. Методические рекомендации МР 215-86. Расчет контактных давлений и напряжений при сухом и граничном трении / А. Г. Кузьменко, М. В. Зернин. — М. : ВНИИНМАШ, 1986. — 60 с.
5. Кузьменко А. Г. Контактная задача для РПС с учетом изнашивания при перекосе осей вала и вкладыша / А. Г. Кузьменко, А. Г. Любин, В. А. Кузьменко // Проблемы трибологии (Problems of Tribology).— 1997.— №4.— С. 76—80.
6. Сорокатий Р.В Анализ работоспособности подшипников скольжения при перекосе осей вала и втулки. //Трение и износ. - 2006. - Т. 27 , №. 1 - С. 24 - 32.

*В. Писаренко, Р. Сорокатий*

**Аналіз напружено-деформованого стану підшипників ковзання при перекосі осей вала та втулки**

Проведено аналіз напружено-деформованого стану елементів пари тертя радіального підшипника ковзання при перекосі осей вала та втулки в початковий момент часу.

*V. Pysarenko, R. Sorokatyi*

**The analysis of the is intense-deformed condition of bearings of sliding at a warp of axes of a shaft and the plug**

The analysis of the is intense-deformed condition of elements of pair a friction of the radial bearing of sliding is carried out at a warp of axes of a shaft and the plug during the initial moment of time.

Одержано 17.05.11

УДК 62-752+62-755

Г.Б. Філімоніхін, проф., д-р. техн. наук; В.В. Гончаров, доц., канд. фіз.-мат. наук  
Кіровоградський національний технічний університет

## Стійкість основних рухів системи, складеної з ротора з нерухомою точкою, корпуса і двохрядного автобалансира

Отримані диференціальні рівняння руху системи, що складається із статично незрівноваженого ротора з нерухомою точкою, важкого в'язко-пружно закріпленого корпуса, в який встановлений ротор, і двохрядного кульового чи роликів автобалансира для зрівноваження ротора. При цьому застосована методика складання спрощених диференціальних рівнянь руху роторних систем з автобалансирами, заснована на припущенні про малість лінійних і кутових відхилень подовжньої осі ротора, і про малість маси дисбалансу і корегувальних вантажів в порівнянні з масою ротора. Досліджено стійкість основних рухів – у яких автобалансир зрівноважує ротор.

**ротор, автобалансування, дисбаланс, диференціальні рівняння руху, стійкість, критичні випадки**

**Вступ.** В роботах [2]–[4] на основі розробленої в роботі [1] методики складання спрощених диференціальних рівнянь руху, які одержуються із застосуванням рівнянь Лагранжа II роду у припущенні мализни кутових і лінійних відхилень ротора та мализни маси дисбалансу і автобалансира (АБ) відносно маси ротора, отримані рівняння руху роторної системи з однорядним АБ та проведено їх досліджено на стійкість.

Метою цієї роботи є дослідження на стійкість на основі отриманих в роботах [2]–[4] результатів роторної системи з двохрядним АБ.

**§1. Опис моделі.** Розглядається випадок, коли в площині статичного дисбалансу [3] знаходиться двохрядний кульовий АБ, ряд  $l$  якого складений з  $n_l$  корегуючи вантажів (КВ) масою  $m_l$ , які рухаються по доріжці радіуса  $r_l$ , і для яких кінетичний коефіцієнт та коефіцієнт сил в'язкого опору відповідно рівні  $k_l$  і  $h_l$ ,  $l = \overline{1,2}$ . Положення куль і дисбалансу щодо ротора задаються абсолютними  $\varphi_0 = \omega t$ ,  $\varphi_{l,i}$  і відносними  $\psi_0 = 0$ ,  $\psi_{l,i} = \varphi_{l,i} - \omega t$ ,  $l = \overline{1,2}$ ,  $i = \overline{1, n_l}$  кутами. Для кожного ряду АБ вводяться узагальнені координати, що визначають проекції сумарного дисбалансу точкової маси і КВ на осі  $u, v$  і  $\xi, \eta$ :

$$s_u = s_{1u} + s_{2u}, \quad s_v = s_{1v} + s_{2v}, \quad (1.1)$$

$$s_\xi = s_{1\xi} + s_{2\xi}, \quad s_\eta = s_{1\eta} + s_{2\eta}, \quad (1.2)$$

де  $s_{lu} = m_l r_l \sum_{i=1}^{n_l} \cos \varphi_{l,i} + (2-l)m_0 r_0 \cos \varphi_0$ ,  $s_{lv} = m_l r_l \sum_{i=1}^{n_l} \sin \varphi_{l,i} + (2-l)m_0 r_0 \sin \varphi_0$ ,

$$s_{l\xi} = m_l r_l \sum_{i=1}^{n_l} \cos \psi_{l,i} + (2-l)m_0 r_0, \quad s_{l\eta} = m_l r_l \sum_{i=1}^{n_l} \sin \psi_{l,i}, \quad l = \overline{1,2}. \quad (1.3)$$

*Зауваження.* Статичний дисбаланс формально віднесений до першого ряду АБ.

### §2. Диференціальні рівняння руху в нерухомій системі координат

У випадку двохрядного АБ диференціальні рівняння руху роторної системи аналогічно [2] приймають вигляд

$$A\ddot{\alpha} + h_\alpha \dot{\alpha} + c_\alpha \alpha + \omega C_p \dot{\beta} - d\ddot{s}_v = 0, \quad A\ddot{\beta} + h_\alpha \dot{\beta} + c_\alpha \beta - \omega C_p \dot{\alpha} + d\ddot{s}_u = 0, \quad (2.1)$$

$$m_l k_l r_l \ddot{\varphi}_{l,i} + h_l r_l (\dot{\varphi}_{l,i} - \omega) = m_l d (\ddot{\alpha} \cos \varphi_{l,i} + \ddot{\beta} \sin \varphi_{l,i}), \quad l = \overline{1,2}, \quad i = \overline{1, n_l}. \quad (2.2)$$

На основних рухах ротор зрівноважений і обертається навколо власної подовжньої осі і тому узагальнені координати ротора і сумарного дисбалансу дорівнюють 0:

$$\alpha = \beta = 0, \quad s_u = s_v = 0. \quad (2.3)$$

Стійкість основних рухів можна досліджувати за цими узагальненими координатами, але система рівнянь (1.1), (2.1) – незамкнена. До неї ще потрібно додати чотири рівняння, які є комбінаціями диференціальних рівнянь руху куль (2.2).

### §3. Замикання системи диференціальних рівнянь

Аналогічно випадку з однорядним АБ [2] отримуємо рівняння, які описують зміну проекцій дисбалансів  $s_{lu}, s_{lv}, /l = 1, 2 /$ :

$$\begin{aligned} & k_l (\ddot{s}_{lu} + 2\omega \dot{s}_{lv} - \omega^2 s_{lu}) + h_l / m_l (\dot{s}_{lu} + \omega s_{lv}) = \\ & = -m_l n_l d / 2 \cdot [\ddot{\alpha} (b_{l1} \sin 2\omega t + b_{l2} \cos 2\omega t) + \ddot{\beta} (1 - b_{l1} \cos 2\omega t + b_{l2} \sin 2\omega t)], \\ & k_l (\ddot{s}_{lv} - 2\omega \dot{s}_{lu} - \omega^2 s_{lv}) + h_l / m_l (\dot{s}_{lv} - \omega s_{lu}) = \\ & = m_l n_l d / 2 \cdot [\ddot{\alpha} (1 + b_{l1} \cos 2\omega t - b_{l2} \sin 2\omega t) + \ddot{\beta} (b_{l1} \sin 2\omega t + b_{l2} \cos 2\omega t)], \quad /l = 1, 2 / , \end{aligned} \quad (3.1)$$

$$\text{де } b_{l1} = 1/n_l \sum_{i=1}^{n_l} \cos 2\tilde{\psi}_{l,i}, \quad b_{l2} = 1/n_l \sum_{i=1}^{n_l} \sin 2\tilde{\psi}_{l,i}, \quad /l = 1, 2 / , \quad (3.2)$$

$\tilde{\psi}_{l,i}, /i = \overline{1, n_l}, l = 1, 2 /$  – сталі значення кутів, що визначають певний основний усталений рух із сім'ї основних рухів.

Введемо кути  $\vartheta_l$ :

$$\cos \vartheta_l = b_{l1} / b_l, \quad \sin \vartheta_l = b_{l2} / b_l, \quad b_l = \sqrt{b_{l1}^2 + b_{l2}^2}, \quad /l = 1, 2 / , \quad (3.3)$$

тоді система (3.1) приймає вигляд

$$\begin{aligned} & k_l (\ddot{s}_{lu} + 2\omega \dot{s}_{lv} - \omega^2 s_{lu}) + h_l / m_l (\dot{s}_{lu} + \omega s_{lv}) = -m_l n_l d / 2 \cdot [\ddot{\alpha} b_l \sin(2\omega t + \vartheta_l) + \ddot{\beta} (1 - b_l \cos(2\omega t + \vartheta_l))], \\ & k_l (\ddot{s}_{lv} - 2\omega \dot{s}_{lu} - \omega^2 s_{lv}) + h_l / m_l (\dot{s}_{lv} - \omega s_{lu}) = m_l n_l d / 2 \cdot [\ddot{\alpha} (1 + b_l \cos(2\omega t + \vartheta_l)) + \ddot{\beta} b_l \sin(2\omega t + \vartheta_l)], \\ & \quad \quad \quad /l = 1, 2 / . \end{aligned} \quad (3.4)$$

При обезрозміренні замкнена система рівнянь (1.1), (2.1), (3.4) приводиться (див. [3]) до вигляду:

$$\begin{aligned} & \ddot{\alpha}'' + \tilde{h}_\alpha \tilde{\alpha}' + \tilde{\alpha} + \tilde{\omega} \tilde{C} \tilde{\beta}' - \tilde{s}_v'' = 0, \quad \tilde{\beta}'' + \tilde{h}_\alpha \tilde{\beta}' + \tilde{\beta} - \tilde{\omega} \tilde{C} \tilde{\alpha}' + \tilde{s}_u'' = 0, \\ & \tilde{s}_{lu}'' + 2\tilde{\omega} \tilde{s}_{lv}' - \tilde{\omega}^2 \tilde{s}_{lu} + \tilde{h}_l (\tilde{s}_{lu}' + \tilde{\omega} \tilde{s}_{lv}) = -\tilde{m}_l [\tilde{\alpha}'' b_l \sin(2\tilde{\omega} t + \vartheta_l) + \tilde{\beta}'' (1 - b_l \cos(2\tilde{\omega} t + \vartheta_l))], \\ & \tilde{s}_{lv}'' - 2\tilde{\omega} \tilde{s}_{lu}' - \tilde{\omega}^2 \tilde{s}_{lv} + \tilde{h}_l (\tilde{s}_{lv}' - \tilde{\omega} \tilde{s}_{lu}) = m_l [\tilde{\alpha}'' (1 + b_l \cos(2\tilde{\omega} t + \vartheta_l)) + \tilde{\beta}'' b_l \sin(2\tilde{\omega} t + \vartheta_l)], \quad /l = 1, 2 / , \\ & \quad \quad \quad \tilde{s}_u = \tilde{s}_{1u} + \tilde{s}_{2u}, \quad \tilde{s}_v = \tilde{s}_{1v} + \tilde{s}_{2v}, \end{aligned} \quad (3.5)$$

де  $\tilde{s}_u = s_u / l_s, \tilde{s}_v = s_v / l_s, \tilde{s}_{lu} = s_{lu} / l_s, \tilde{s}_{lv} = s_{lv} / l_s,$

$\tilde{h}_l = h_l / (k_l m_l \omega_0), \tilde{m}_l = m_l n_l d^2 / (2k_l A), \tilde{m}_l \ll 1, /l = 1, 2 / , l_s = m_l r_1.$

### §4. Псевдо згортання системи диференціальних рівнянь

Помножимо парні рівняння системи (3.5) на уявну одиницю  $i$  і додаємо та віднімаємо їх від відповідних непарних рівнянь:

$$\begin{aligned} & L_1 = \ddot{\alpha}'' + \tilde{\beta}'' i + \tilde{h}_\alpha (\tilde{\alpha}' + \tilde{\beta}' i) + \tilde{\alpha} + \tilde{\beta} i - i \tilde{\omega} \tilde{C} (\tilde{\alpha}' + \tilde{\beta}' i) - (\tilde{s}_u'' + \tilde{s}_v'' i) = 0, \quad \bar{L}_1 = 0, \\ & L_{12} = \tilde{s}_{lu}'' + i \tilde{s}_{lv}'' - 2i \tilde{\omega} (\tilde{s}_{lu}' + i \tilde{s}_{lv}') - \tilde{\omega}^2 (\tilde{s}_{lu} + i \tilde{s}_{lv}) + \tilde{h}_l [\tilde{s}_{lu}' + i \tilde{s}_{lv}' - i \tilde{\omega} (\tilde{s}_{lu} + i \tilde{s}_{lv})] = \\ & = i \tilde{m}_l [\tilde{\alpha}'' + i \tilde{\beta}'' + (\tilde{\alpha}'' - i \tilde{\beta}'') b_l e^{(2\tilde{\omega} t + \vartheta_l) i}], \quad \bar{L}_{12} = 0, \quad /l = 1, 2 / . \\ & L_3 = \tilde{s}_u + i \tilde{s}_v - \tilde{s}_{1u} - i \tilde{s}_{1v} - \tilde{s}_{2u} - i \tilde{s}_{2v} = 0, \quad \bar{L}_3 = 0. \end{aligned} \quad (4.1)$$

Введемо комплексні змінні

$$\alpha_z = \tilde{\alpha} + i \tilde{\beta}, \quad s_{zu} = \tilde{s}_u + i \tilde{s}_v, \quad s_{zlv} = \tilde{s}_{lu} + i \tilde{s}_{lv}, \quad /l = 1, 2 / , \quad (4.2)$$

тоді система (4.1) прийме вигляд

$$\begin{aligned} L_1 &= \alpha''_z + \tilde{h}_\alpha \alpha'_z + \alpha_z - i\tilde{\omega}\tilde{C}\alpha'_z - s''_{zu} = 0, \quad \bar{L}_1 = 0, \\ L_{l2} &= \tilde{s}''_{lzu} - 2i\tilde{\omega}\tilde{s}'_{lzu} - \tilde{\omega}^2\tilde{s}_{lzu} + \tilde{h}_l(\tilde{s}'_{lzu} - i\tilde{\omega}\tilde{s}_{lzu}) = \tilde{m}_l(\alpha''_z + \bar{\alpha}'_z b_l e^{(2\tilde{\omega}l+\theta_l)i})i, \quad \bar{L}_{l2} = 0, \quad /l = 1,2/, \\ L_3 &= s_{zu} - s_{1zu} - s_{2zu} = 0, \quad \bar{L}_3 = 0. \end{aligned} \quad (4.3)$$

### §5. Рівняння руху у рухомій системі координат

Введемо відповідні комплексні змінні в рухомій системі координат:

$$\delta_z = \tilde{\delta} + \tilde{\theta}i, \quad s_z = \tilde{s}_\xi + \tilde{s}_\eta i, \quad s_{lz} = \tilde{s}_{l\xi} + i\tilde{s}_{l\eta}, \quad /l = 1,2/, \quad (5.1)$$

$$\text{де } \tilde{s}_\xi = \tilde{s}_{1\xi} + \tilde{s}_{2\xi}, \tilde{s}_\eta = \tilde{s}_{1\eta} + \tilde{s}_{2\eta}, \tilde{\delta} = \tilde{\delta}/l_\alpha, \tilde{\theta} = \theta/l_\alpha, \quad (5.2)$$

$$\tilde{s}_\xi = s_\xi/l_s, \tilde{s}_\eta = s_\eta/l_s, \tilde{s}_{l\xi} = s_{l\xi}/l_s, \tilde{s}_{l\eta} = s_{l\eta}/l_s, \quad /l = 1,2/,$$

тоді

$$\alpha_z = \delta_z e^{i\tilde{\omega}t}, \quad s_{zu} = s_z e^{i\tilde{\omega}t} \quad (5.3)$$

і рівняння (4.3) приймуть вигляд

$$L_1 = \delta''_z + (\tilde{h}_\alpha + a_{13}i)\delta'_z + A_z \delta_z + (s''_z + 2\tilde{\omega}is'_z - \tilde{\omega}^2 s_z)i = 0, \quad \bar{L}_1 = 0, \quad (5.4)$$

$$L_{l2} = s''_{lz} + \tilde{h}_l s'_{lz} - \tilde{m}_l(a_z - \bar{a}_z b_l e^{\theta_l i}) = 0, \quad \bar{L}_{l2} = 0, \quad /l = 1,2/, \quad (5.5)$$

$$L_3 = s_z - s_{1z} - s_{2z} = 0, \quad \bar{L}_3 = 0, \quad (5.6)$$

де

$$a_z = (\delta''_z + 2i\tilde{\omega}\delta'_z - \tilde{\omega}^2 \delta_z)i, \quad A_z = a_{11} + a_{12}i. \quad (5.7)$$

В частинному випадку при  $\tilde{h}_1 = \tilde{h}_2 = \tilde{h}$  додавши відповідні рівняння системи (5.5), отримаємо

$$L_4 = (s''_z + \tilde{h}s'_z)/\tilde{m} - a_z + b_z \bar{a}_z = 0, \quad \bar{L}_4 = 0, \quad (5.8)$$

$$\text{де } \tilde{m} = \tilde{m}_1 + \tilde{m}_2, b_z = (\tilde{m}_1 b_1 e^{\theta_1 i} + \tilde{m}_2 b_2 e^{\theta_2 i})/(\tilde{m}_1 + \tilde{m}_2).$$

Рівняння (5.8) описують зміну проекцій сумарного дисбалансу. Вони по своїй структурі співпадають з відповідними рівняннями для однорядного АБ [3] і замикають систему (5.4).

З (5.3), (5.1), (4.2), (2.3), слідує, що на основних рухах

$$\delta_z = 0, \quad s_z = 0. \quad (5.9)$$

### §6. Перші інтеграли рівнянь, що описують рух куль

Виключимо з системи (5.5) прискорення  $a_z$ . Для цього запишемо її у вигляді

$$a_z - b_1 e^{\theta_1 i} \bar{a}_z = S'_{1z}, \quad -b_1 e^{-\theta_1 i} a_z + \bar{a}_z = \bar{S}'_{1z}, \quad a_z - b_2 e^{\theta_2 i} \bar{a}_z = S'_{2z}, \quad -b_2 e^{-\theta_2 i} a_z + \bar{a}_z = \bar{S}'_{2z}, \quad (6.1)$$

$$\text{де } S_{lz} = (s'_{lz} + \tilde{h}_l s_{lz})/\tilde{m}_l, \quad /l = 1,2/. \quad (6.2)$$

Основна матриця даної системи за допомогою елементарних перетворень приводиться до вигляду

$$\mathbf{A} = \begin{pmatrix} 1 & -b_1 e^{\theta_1 i} \\ 0 & B_1 \\ 0 & B_2 \\ 0 & B_{3z} \end{pmatrix}, \quad (6.3)$$

$$\text{де } B_l = 1 - b_l^2, \quad B_{3z} = b_1 e^{\theta_1 i} - b_2 e^{\theta_2 i}, \quad /l = 1,2/.$$

З (6.3) слідує, що при  $B_1^2 + B_2^2 + B_{3z} \bar{B}_{3z} \neq 0$ , ранг матриці  $\mathbf{A}$  рівний двом і в системі (6.1) знайдеться хоча б одна пара рівнянь, яку можна розв'язати відносно прискорення  $a_z$ .

1) Нехай  $B_1 \neq 0$ , тоді з перших двох рівнянь системи (6.1) знаходимо прискорення  $a_z = (S'_{1z} + b_1 e^{\theta_1 i} \bar{S}'_{1z})/B_1$ . Підставивши  $a_z$  в останні два рівняння системи (6.1), отримаємо два незалежних комплексно-спряжених рівняння

$$L_4 = B_1 S'_{2z} - B_{4z} S'_{1z} - B_{3z} \bar{S}'_{1z} = 0, \quad \bar{L}_4 = 0,$$

які мають два незалежних перших інтеграли

$$L_5 = B_1 S_{2z} - B_{4z} S_{1z} - B_{3z} \bar{S}_{1z} = C_z, \quad \bar{L}_5 = \bar{C}_z, \quad (6.4)$$

де  $B_{4z} = 1 - b_1 b_2 e^{(\vartheta_2 - \vartheta_1)i}$ ,  $C_z = C_{11} + iC_{12}$  – комплексна стала.

Вияснимо характер встановленого руху у випадку, якщо з часом встановиться певний основний рух. Для цього в рівняннях (6.4) прийемо усі похідні рівними нулю. Враховуючи (5.7), (5.9) та (6.2), отримаємо

$$L_5 = (B_1 \tilde{m}_1 \tilde{h}_2 + B_{4z} \tilde{m}_2 \tilde{h}_1) s_{2z} + B_{3z} \tilde{m}_2 \tilde{h}_1 \tilde{s}_{2z} = \tilde{m}_1 \tilde{m}_2 C_z, \quad \bar{L}_5 = \tilde{m}_1 \tilde{m}_2 \bar{C}_z. \quad (6.5)$$

Визначник даної системи

$$\Delta = B_1 [B_1 \tilde{m}_1^2 \tilde{h}_2^2 + B_2 \tilde{m}_2^2 \tilde{h}_1^2 + (B_{4z} + \bar{B}_{4z}) \tilde{m}_1 \tilde{m}_2 \tilde{h}_1 \tilde{h}_2] \quad (6.6)$$

за припущенням відмінний від 0. Тому система (6.5) відносно змінних  $\tilde{s}_{2\xi}$ ,  $\tilde{s}_{2\eta}$  (див. (5.7)) має двопараметричну сім'ю розв'язків:  $\tilde{s}_{2\xi} = \tilde{s}_{2\xi}(C_{11}, C_{12})$ ,  $\tilde{s}_{2\eta} = \tilde{s}_{2\eta}(C_{11}, C_{12})$ .

Отриманий результат можна інтерпретувати наступним чином. На основних рухах спочатку кулі другого ряду АБ займають певні положення з двопараметричної сім'ї розв'язків  $\tilde{s}_{2\eta}$ ,  $\tilde{s}_{2\xi}$ , а потім кулі першого ряду АБ займають такі положення, щоб проекції сумарного дисбалансу  $\tilde{s}_{\eta}$ ,  $\tilde{s}_{\xi}$  були рівні нулю.

*Зауваження.* Якщо  $B_1 = 0$ , але  $B_2 \neq 0$  прискорення  $a_z$  знаходиться з останніх двох рівнянь системи (6.1) і підставляється в перші два.

2) При  $B_l = 0, l = /1,2/$ , але  $B_{3z} \neq 0$  прискорення  $a_z$  знаходимо з 1-го і 3-го рівнянь системи (6.1) і підставляємо його в перших два. Знову отримуємо два незалежних комплексно-спряжених рівняння. Визначник (6.6) при цьому приймає вигляд  $\Delta = -\tilde{m}_1 \tilde{m}_2 \tilde{h}_1 \tilde{h}_2 B_{3z} \bar{B}_{3z} (B_{4z} + \bar{B}_{4z}) \neq 0$ .

3) Нехай тепер ранг матриці **A** рівний одиниці, тобто

$$1 - b_l^2 = 0, \quad l = /1,2/, \quad b_1 e^{\vartheta_1 i} - b_2 e^{\vartheta_2 i} = 0. \quad (6.7)$$

або

$$b_l^2 = 1, \quad l = /1,2/, \quad \vartheta_1 = \vartheta_2 = \vartheta. \quad (6.8)$$

З перших двох умов отримуємо (див. [3])

$$\Sigma_l = 2/n_l^2 \sum_{i,j=1}^{n_l} \sin^2(\tilde{\psi}_{l,i} - \tilde{\psi}_{l,j}) = 0, \quad /l = 1,2/. \quad (6.9)$$

Рівності (6.9) виконуються тоді і тільки тоді, коли на певному основному русі

$$\tilde{\psi}_{l,i} = \tilde{\psi}_l + \sigma_{l,i} \pi, \quad \sigma_{l,i} = \{0, 1\}, \quad /i = \overline{1, n_l}, l = 1,2/, \quad (6.10)$$

де  $\tilde{\psi}_1, \tilde{\psi}_2$  – деякі фіксовані кути з інтервалу  $[0, \pi)$ .

З (3.3), (6.8) слідує, що  $b_{11} = b_{21} = \cos \vartheta$  і  $b_{12} = b_{22} = \sin \vartheta$ . З останніх двох рівностей враховуючи (3.2) і (6.10), отримуємо

$$\cos 2\tilde{\psi}_1 = \cos 2\tilde{\psi}_2 = \cos \vartheta \quad \text{і} \quad \sin 2\tilde{\psi}_1 = \sin 2\tilde{\psi}_2 = \sin \vartheta. \quad (6.11)$$

Система (6.11) має місце тільки при

$$\tilde{\psi}_1 = \tilde{\psi}_2 = \tilde{\psi} = \vartheta/2. \quad (6.12)$$

Рівності (6.10), (6.12) означають, що в критичних випадках кулі обох рядів АБ знаходяться на одній прямій. Очевидно, що при наявності статичного дисбалансу  $\tilde{\psi} = 0$ , а при його відсутності  $\tilde{\psi} \in [0, \pi)$ .

При виконанні умов (6.7) система (6.1) приймає вигляді

$$a_z - e^{\vartheta i} \bar{a}_z = S'_{lz}, \quad a_z - e^{\vartheta i} \bar{a}_z = -e^{\vartheta i} \bar{S}'_{lz}, \quad /l = 1,2/.$$

Прирівнюючи праві частини рівнянь отримуємо

$$S'_{lz} + e^{\vartheta i} \bar{S}'_{lz} = 0, \quad l = /1,2/, \quad S'_{1z} - S'_{2z} = 0. \quad (6.13)$$

Зробимо заміну змінних  $S_{z_l} = S_l e^{i\theta/2}$ ,  $l = /1,2/$ . Тоді рівняння (6.13) приймають вигляд

$$S'_l + \bar{S}'_l = 0, l = /1,2/, L_6 = S'_1 - S'_2 = 0. \quad (6.14)$$

Замість останнього рівняння запишемо різницю:

$$L_6 - \bar{L}_6 = S'_1 - \bar{S}'_1 + \bar{S}'_2 - S'_2 = 0. \quad (6.15)$$

Система з перших двох рівнянь (6.14) і рівняння (6.15) є лінійно незалежною відносно змінних  $S'_1, S'_2, \bar{S}'_1, \bar{S}'_2$ . Таким чином виконання умов (6.7) дає критичний випадок. Інтегруючи вказані рівняння отримаємо три незалежних перших інтеграла

$$S_l + \bar{S}_l = C_{1l}, l = /1,2/, S_1 - \bar{S}_1 + \bar{S}_2 - S_2 = C_{32}i.$$

### §7. Аналіз критичного випадку

Знайдемо кут  $\tilde{\psi}$  в рівності (6.12). Для цього запишемо проєкції  $\tilde{s}_\xi, \tilde{s}_\eta$  в критичних випадках. Нехай для  $j_l$  куль  $\tilde{\psi}_{l,i} = \tilde{\psi}$ , а для  $n_l - j_l$  куль  $\tilde{\psi}_{l,i} = \tilde{\psi} + \pi$ , де  $j_l = \overline{0, n_l}$ ,  $l = 1, 2$ . Тоді з (1.3) отримаємо

$$\tilde{s}_{1\xi} = (2j_1 - n_1) \cos \psi + \tilde{s}_0, \quad \tilde{s}_{1\eta} = (2j_1 - n_1) \sin \psi, \quad (7.1)$$

$$\tilde{s}_{2\xi} = \tilde{s}_2 (2j_2 - n_2) \cos \psi, \quad \tilde{s}_{2\eta} = \tilde{s}_2 (2j_2 - n_2) \sin \psi,$$

$$\text{де } \tilde{s}_l = m_l r_l / m_1 r_1, \quad /l = 0, 2/. \quad (7.2)$$

Додавши відповідні рівності в (7.1), отримаємо вирази для проєкцій сумарного дисбалансу на основних рухах (див. (2.3), (5.2))

$$\tilde{s}_\xi = [2j_1 - n_1 + \tilde{s}_2 (2j_2 - n_2)] \cos \psi + \tilde{s}_0 = 0, \quad \tilde{s}_\eta = [2j_1 - n_1 + \tilde{s}_2 (2j_2 - n_2)] \sin \psi = 0. \quad (7.3)$$

В системі (7.3) розглянемо два випадки відносно значення статичного дисбалансу  $\tilde{s}_0$ .

1) Статичний дисбаланс відмінний від нуля –  $\tilde{s}_0 \neq 0$ . Тоді

$$n_1 - 2j_1 + \tilde{s}_2 (n_2 - 2j_2) > 0, \quad \tilde{\psi} = 0, \quad \tilde{s}_0 = n_1 - 2j_1 + \tilde{s}_2 (n_2 - 2j_2), \quad l = 1, 2. \quad (7.4)$$

Рівності (7.4) мають місце, коли статичний дисбаланс і кулі обох рядів АБ знаходяться на одній прямій, при чому  $j_1$  і  $j_2$  куль відповідного ряду АБ відхилені в сторону дисбалансу, а інша частина куль відхилені в сторону протилежну дисбалансу (див. рис. 1 а)). Дисбаланс  $\tilde{s}_0$  при цьому може приймати відповідні дискретні значення  $n_1 - 2j_1 + \tilde{s}_2 (n_2 - 2j_2)$ . Таких випадків

$$k_{\text{кр}} = \sum_{j_1=0}^{n_1} \sum_{j_2=0}^{n_2} H(x_{j_1, j_2}),$$

$$\text{де } x_{j_1, j_2} = n_1 - 2j_1 + \tilde{s}_2 (n_2 - 2j_2),$$

$$H(x) = \begin{cases} 0, & \text{якщо } x < 0, \\ 1, & \text{якщо } x \geq 0. \end{cases} \quad \text{– функція Хевісайда.}$$

2) Статичний дисбаланс рівний нулю –  $\tilde{s}_0 = 0$ . Тоді

$$2j_1 - n_1 + \tilde{s}_2 (2j_2 - n_2) = 0, \quad \tilde{\psi} \in [0, \pi), \quad l = 1, 2. \quad (7.5)$$

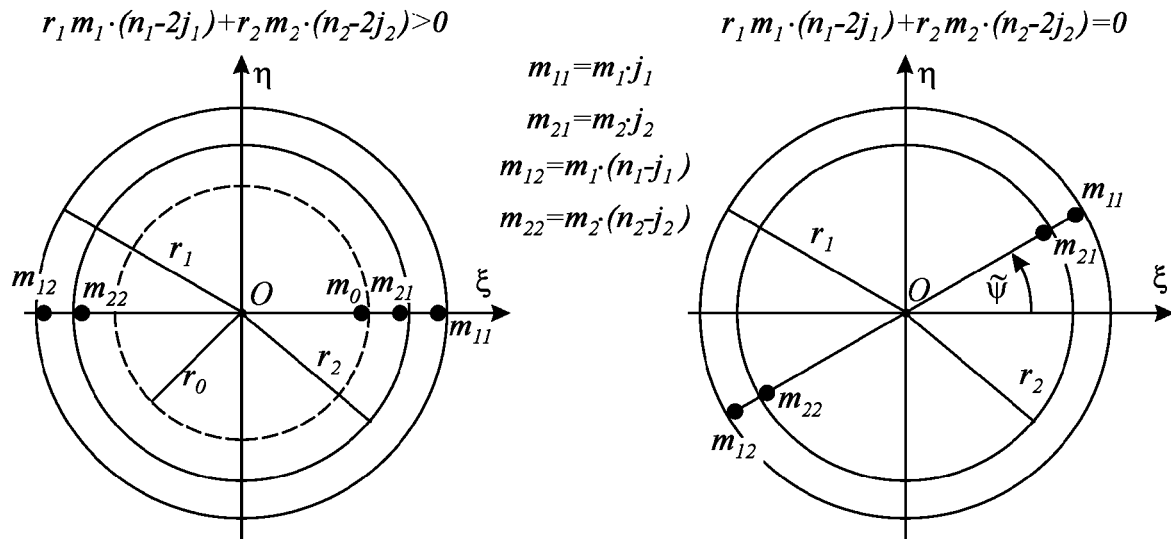
Розташування куль при цьому показане на рис.1. б). Визначимо кількість таких критичних випадків.

Нехай  $\tilde{s}_2$  (див. (7.2)) раціональне нескоротне число, тобто

$$\tilde{s}_2 = p_2 / p_1, \quad p_l \in N, \quad /l = 1, 2/,$$

тоді рівність (7.5) можна записати у вигляді

$$p_1 (n_1 - 2j_1) = p_2 (2j_2 - n_2). \quad (7.6)$$



а) статичний дисбаланс відмінний від 0; б) статичний дисбаланс рівний 0  
 Рисунок 1 - Розташування куль у двохрядному АБ в критичних випадках

Рівність (7.6) записана в цілих числах, тому має місце при існуванні такого  $n_p \in Z$ , що

$$(n_1 - 2j_1) / p_2 = (2j_2 - n_2) / p_1 = n_p \quad \text{і} \quad n_1 \geq p_2, \quad n_2 \geq p_1. \quad (7.7)$$

При фіксованих  $n_l, p_l, /l=1,2/$  число  $n_p$  може приймати лише парні або лише непарні значення. Запишемо рівність (7.7) у вигляді

$$(n_1 - 2j_1) / (2p_2) = (2j_2 - n_2) / (2p_1) = j, \quad \text{при} \quad n_p = 2j, \quad j \in Z, \quad (7.8)$$

$$(n_1 - 2j_1) / (2p_2) + 1/2 = (2j_2 - n_2) / (2p_1) + 1/2 = j, \quad \text{при} \quad n_p = 2j + 1, \quad j \in Z. \quad (7.9)$$

З (7.8), (7.9) можна зробити висновки про кількість критичних випадків  $k_{кр}$  в залежності від значень чисел  $n_l, p_l, /l=1,2/$ :

$$k_{кр} = \begin{cases} \min\{[q_{12}], [q_{21}]\} + 1, & \text{якщо} \quad n_l - \text{парні,} \\ \min\{[q_{12} + 1/2], [q_{21} + 1/2]\}, & \text{якщо} \quad n_l, p_l - \text{непарні,} \\ \min\{[q_{12}], [q_{12} + 1/2]\}, & \text{якщо} \quad n_2 p_1 - \text{парні, } n_1 p_2 - \text{непарні,} \\ \min\{q_{12} + 1/2, [q_{21}]\}, & \text{якщо} \quad n_1 p_2 - \text{парні, } n_2 p_1 - \text{непарні,} \end{cases} \quad /l=1,2/$$

де  $q_{12} = n_1 / (2p_2), q_{21} = n_2 / (2p_1)$  і квадратні дужки позначають цілу частину відповідного виразу. При інших  $n_l, p_l, /l=1,2/$  критичні випадки відсутні.

Для зменшення кількості критичних випадків потрібно, щоб числа  $p_l, /l=1,2/$  були як можна більшими. При  $n_l < p_2$  або  $n_2 < p_1$  критичні випадки відсутні.

### §8. Оцінка стійкості основних рухів за дослідженням характеру перебігу перехідних процесів

#### 8.1. Нульове наближення

Для оцінки характеру перебігу перехідних процесів покладемо в рівняннях (5.5)  $\tilde{m}_1 = \tilde{m}_2 = 0$  і запишемо їх у вигляді

$$L_7 = s''_{iz} + \tilde{h}_1 s'_{iz} = 0, \quad \bar{L}_7 = 0, \quad /l=1,2/. \quad (8.1)$$

Система (5.4), (8.1), (5.6) є системою рівнянь нульового наближення. Вона розпадається на шість підсистем.

З рівнянь (8.1) випливає, що у нульовому наближенні з часом комплексні безрозмірні дисбаланси дуже швидко прямують до певних сталих значень  $s_{1z} \rightarrow \hat{s}_{1z}$ ,

$s_{2z} \rightarrow \widehat{s}_{2z}$ , величина яких визначається початковими умовами. Швидкість прямування до сталих значень характеризують безрозмірні характеристичні числа:  $\lambda_{1,2}^{(0)} = 0$ ,  $\lambda_{3,4}^{(0)} = -\widetilde{h}_1$ , які вже були отримані для випадку однорядного АБ, і  $\lambda_{9,10}^{(0)} = 0$ ,  $\lambda_{11,12}^{(0)} = -\widetilde{h}_2$ , що відповідають другому ряду АБ.

Після встановлення руху по комплексній змінній  $s_z$  рівняння (5.4) приймуть вигляд

$$L_8 = \delta_z'' + (\widetilde{h}_\alpha + a_{13}i)\delta_z' + A_z\delta_z - \widetilde{\omega}^2\widehat{s}_z i = 0, \quad \overline{L}_8 = 0. \quad (8.2)$$

Ці диференціальні рівняння описують рух системи при фіксованих дисбалансах ротора. Оцінимо рух, який при цьому встановиться, і швидкість перебігу перехідних процесів.

За умови, що однорідна система, яка відповідає рівнянням (8.2), – стійка, з часом рух корпуса і ротора встановляться, тому похідні від  $\delta_z$  будуть дорівнювати 0 і рівняння (8.2) приймуть вигляд:

$$L_9 = A_z\delta_z - \widetilde{\omega}^2\widehat{s}_z i = 0, \quad \overline{L}_9 = 0.$$

Розв'язком цієї системи лінійних рівнянь є

$$\widehat{\delta}_z = \widetilde{\omega}^2\widehat{s}_z\overline{A}_z / \Delta. \quad (8.3)$$

Однорідна система, що відповідає рівнянням (8.2), має вигляд

$$L_{10} = \delta_z'' + (\widetilde{h}_\alpha + a_{13}i)\delta_z' + A_z\delta_z = 0, \quad \overline{L}_{10} = 0. \quad (8.4)$$

і повністю співпадає з відповідною системою для випадку однорядного АБ. Характеристичне рівняння системи (8.4) має корені  $\lambda_{5,8}$ , які визначені в [4].

## 8.2. Перше наближення

Для остаточного визначення умов асимптотичної стійкості основних рухів залишилося знайти у наступних наближеннях чотири корені  $\lambda_{1,2}$ ,  $\lambda_{9,10}$ , що дорівнюють 0 у нульовому наближенні.

На рух ротора з корпусом, що встановиться, почнуть повільно реагувати КВ. Підставимо  $\widehat{\delta}_z$  з (8.3) у рівняння (5.5). Одержимо такі диференціальні рівняння, що описують відповідну повільну зміну дисбалансу

$$L_{11} = s_{lz}'' + \widetilde{h}_l s_{lz}' - \widetilde{m}_l \widetilde{\omega}^4 (s_z \overline{A}_z - b_l e^{\theta_l i} \overline{s}_z A_z) / \Delta = 0, \quad \overline{L}_{11} = 0, \quad /l = 1,2/. \quad (8.5)$$

*Зуваження.* При одержанні цих рівнянь величини  $\widehat{s}_{1z}$ ,  $\widehat{s}_{2z}$  були замінені на  $s_{1z}$ ,  $s_{2z}$  аналогічно випадку з однорядним АБ [4].

Характеристичне рівняння системи (8.5) має вигляд

$$\begin{vmatrix} X_1 - 1 & b_1 e^{\theta_1 i} & -1_z & b_1 e^{\theta_1 i} \\ b_1 e^{-\theta_1 i} & \overline{X}_1 - 1 & b_1 e^{-\theta_1 i} & -1 \\ -1 & b_2 e^{\theta_2 i} & X_2 - 1 & b_2 e^{\theta_2 i} \\ b_2 e^{-\theta_2 i} & -1 & b_2 e^{-\theta_2 i} & \overline{X}_2 - 1 \end{vmatrix} = 0,$$

де  $X_1 = \lambda e_3 \Delta / (\widetilde{m}_1 \widetilde{\omega}^4 \overline{A}_z)$ ,  $X_2 = \lambda e_5 \Delta / (\widetilde{m}_2 \widetilde{\omega}^4 \overline{A}_z)$ ,  $e_3 = \lambda + \widetilde{h}_1$ ,  $e_5 = \lambda + \widetilde{h}_2$ .

Розкриємо визначник і запишемо його у вигляді многочлена відносно  $e_3$  та  $e_5$ :

$$\lambda^2 \{ \Delta e_3^2 e_5^2 \lambda^2 - 2\widetilde{\omega}^4 a_{11} (e_3 \widetilde{m}_2 + e_5 \widetilde{m}_1) e_3 e_5 \lambda + \widetilde{\omega}^8 [e_3^2 \widetilde{m}_1^2 B_1 + e_3 e_5 \widetilde{m}_1 \widetilde{m}_2 (B_{4z} + \overline{B}_{4z}) + e_5^2 \widetilde{m}_2^2 B_2] \} = 0.$$

Останнє рівняння рівносильне системі

$$\lambda^2 = 0,$$

$$\Delta e_3^2 e_5^2 \lambda^2 - 2\widetilde{\omega}^4 a_{11} (e_3 \widetilde{m}_2 + e_5 \widetilde{m}_1) e_3 e_5 \lambda + \widetilde{\omega}^8 [e_3^2 \widetilde{m}_1^2 B_1 + e_3 e_5 \widetilde{m}_1 \widetilde{m}_2 (B_{4z} + \overline{B}_{4z}) + e_5^2 \widetilde{m}_2^2 B_2] = 0. \quad (8.6)$$

Таким чином, характеристичне рівняння має два нульові корені в першому і подальших наближеннях. Два інші нульові корені в першому наближенні шукаємо у

вигляді

$$\lambda_{1,2} = \lambda_{1,2}^{(1)} \varepsilon, \quad \tilde{m}_1 = m_{1\varepsilon} \varepsilon, \quad \tilde{m}_2 = m_{2\varepsilon} \varepsilon. \quad (8.7)$$

Підставивши (8.7) у друге рівняння (8.6) і зібравши коефіцієнти при  $\varepsilon^4$ , одержимо рівняння для визначення  $\lambda_{1,2}^{(1)}$ :

$$A_0(\lambda_{1,2}^{(1)})^2 - A_1\lambda_{1,2}^{(1)} + A_2 = 0, \quad (8.8)$$

$$\text{де } A_0 = \tilde{h}_1^2 \tilde{h}_2^2 (a_{11}^2 + a_{12}^2) > 0, \quad A_1 = 2a_{11} \tilde{h}_1 \tilde{h}_2 \tilde{\omega}^4 (\tilde{h}_2 m_{1\varepsilon} + \tilde{h}_1 m_{2\varepsilon}), \\ A_2 = \tilde{\omega}^8 [\tilde{h}_2^2 m_{1\varepsilon}^2 B_1 + \tilde{h}_1^2 m_{2\varepsilon}^2 B_2 + \tilde{h}_1 \tilde{h}_2 m_{1\varepsilon} m_{2\varepsilon} (B_{4z} + \bar{B}_{4z})] \geq 0.$$

Корені  $\lambda_{1,2}^{(1)}$  рівняння (8.8) будуть стійкими, тобто матимуть від'ємні дійсні частини, при умові  $A_1 < 0$  або  $a_{11} < 0$ .

### §9. Оцінка стійкості основних рухів в критичних випадках

В рівнянні (8.8) при  $A_2 = 0$  або

$$\tilde{h}_2^2 m_{1\varepsilon}^2 B_1 + \tilde{h}_1^2 m_{2\varepsilon}^2 B_2 + \tilde{h}_1 \tilde{h}_2 m_{1\varepsilon} m_{2\varepsilon} (B_{4z} + \bar{B}_{4z}) = 0 \quad (9.1)$$

один з коренів рівний нулю, тобто отримуємо критичний випадок. Так як усі вирази в дужках не від'ємні, то рівність (9.1) рівносильна системі

$$B_1 = 0, \quad B_2 = 0, \quad B_{4z} + \bar{B}_{4z} = 0,$$

яка відповідає умовам (6.7). Тобто рівність (9.1) виконується, коли кулі обох рядів і статичний дисбаланс знаходяться на одній прямій.

Дослідимо поведінку куль в околі критичних випадків, тобто при малих відхиленнях  $\Delta\tilde{\psi}_{l,i}$ ,  $/i = \overline{1, n_l}, l = 1, 2/$  куль від своїх положень в основному русі. Нехай для  $j_l$  куль  $\tilde{\psi}_{l,i} = \tilde{\psi} + \Delta\tilde{\psi}_{l,i}$ , а для  $n_l - j_l$  куль  $\tilde{\psi}_{l,i} = \tilde{\psi} + \pi + \Delta\tilde{\psi}_{l,i}$ , де  $j_l = \overline{0, n_l}, l = 1, 2$ , тоді проекції дисбалансів  $\tilde{s}_{l\xi}, \tilde{s}_{l\eta}, \tilde{s}_{2\xi}, \tilde{s}_{2\eta}$  (див. (1.2)) рівні

$$\tilde{s}_{l\xi} = \tilde{s}_l \left( \sum_{i=1}^{j_l} \cos(\tilde{\psi} + \Delta\tilde{\psi}_{l,i}) - \sum_{i=j_l+1}^{n_l} \cos(\tilde{\psi} + \Delta\tilde{\psi}_{l,i}) \right) + \tilde{s}_0(2-l), \\ \tilde{s}_{l\eta} = \tilde{s}_l \left( \sum_{i=1}^{j_l} \sin(\tilde{\psi} + \Delta\tilde{\psi}_{l,i}) - \sum_{i=j_l+1}^{n_l} \sin(\tilde{\psi} + \Delta\tilde{\psi}_{l,i}) \right), \quad /l = 1, 2/$$

або розклавши тригонометричні функції в ряд Маклорена з точністю до малих першого порядку

$$\tilde{s}_{l\xi} = \tilde{s}_l [(2j_l - n_l) \cos \tilde{\psi} - \Delta_{\Sigma_l} \sin \tilde{\psi}] + \tilde{s}_0(2-l), \\ \tilde{s}_{l\eta} = \tilde{s}_l [(2j_l - n_l) \sin \tilde{\psi} + \Delta_{\Sigma_l} \cos \tilde{\psi}], \quad /l = 1, 2/, \quad (9.2)$$

$$\text{де } \Delta_{\Sigma_l} = \sum_{i=1}^{j_l} \Delta\tilde{\psi}_{l,i} - \sum_{i=j_l+1}^{n_l} \Delta\tilde{\psi}_{l,i}, \quad /l = 1, 2/.$$

Додавши відповідні рівняння в (9.2) отримаємо вирази для проекцій сумарного дисбалансу

$$\tilde{s}_{\xi} = [2j_1 - n_1 + \tilde{s}_2(2j_2 - n_2)] \cos \tilde{\psi} + \tilde{s}_0 - \Delta_{\Sigma} \sin \tilde{\psi}, \\ \tilde{s}_{\eta} = [2j_1 - n_1 + \tilde{s}_2(2j_2 - n_2)] \sin \tilde{\psi} + \Delta_{\Sigma} \cos \tilde{\psi}, \quad (9.3)$$

$$\text{де } \Delta_{\Sigma} = \Delta_{\Sigma_1} + \tilde{s}_2 \Delta_{\Sigma_2}.$$

На основних рухах (див. (7.3)) рівності (9.3) приймають вигляд

$$\tilde{s}_{\xi} = -\Delta_{\Sigma} \sin \tilde{\psi}, \quad \tilde{s}_{\eta} = \Delta_{\Sigma} \cos \tilde{\psi}.$$

При  $\tilde{\psi} = 0$  маємо

$$\tilde{s}_{\xi} = 0, \quad \tilde{s}_{\eta} = \Delta_{\Sigma}. \quad (9.4)$$

*Зауваження.* При наявності статичного дисбалансу рівність  $\tilde{\psi} = 0$  слідує з (7.4); при відсутності ж статичного дисбалансу можна перейти до рухомої системи  $O\xi_1\eta_1\zeta$ , повернувши систему  $O\xi\eta\zeta$  на кут  $\tilde{\psi}$ .

Рівняння для дисбалансів (5.5) в критичних випадках приймають вигляд

$$L_{l2} = s''_{l_z} + \tilde{h}_l s'_{l_z} - \tilde{m}_l (a_z - \bar{a}_z) = 0, \quad \bar{L}_{l2} = 0, \quad /l = 1, 2/.$$

Додавши відповідні рівняння, отримуємо  $\tilde{s}''_{l_\xi} + \tilde{h}_l \tilde{s}'_{l_\xi} = 0, \quad /l = 1, 2/$ . З останньої системи слідує, що  $\tilde{s}_{l_\xi}(t) \rightarrow \text{const}_l, \quad /l = 1, 2/$ , тому для проекції сумарного дисбалансу на основному русі маємо  $\tilde{s}_\xi(t) = \tilde{s}_{2\xi}(t) + \tilde{s}_{1\xi}(t) \rightarrow \text{const}_1 + \text{const}_2 = \text{const}$ .

Враховуючи (9.4) на основному русі отримуємо  $\tilde{s}_\xi(t) \rightarrow \text{const} \approx 0$ . Таким чином в випадках близьких до критичних кулі в обох рядах АБ розташовуються на одній лінії і здійснюють тільки поперечні рухи.

## Список літератури

1. Філімоніхін Г.Б. Методика складання диференціальних рівнянь руху роторних систем з автобалансирами і її застосування до системи ротор – масивний корпус – автобалансир / Г.Б.Філімоніхін, В.В.Гончаров // Збірник наукових праць КНТУ, 2009, Вип. 22, С. 357–363.
2. Філімоніхін Г.Б. Диференціальні рівняння руху системи, складеної з незрівноваженого ротора з нерухомою точкою, корпуса і автобалансира / Г.Б.Філімоніхін, В.В.Гончаров // Загальнодержавний міжвідомчий н.-т. збірник “Конструювання, виробництво та експлуатація сільського сподарських машин”, 2010, Вип. 40, част. II, С. 86–93.
3. Філімоніхін Г.Б. Безрозмірні диференціальні рівняння, що описують стійкість основного руху системи, складеної з незрівноваженого ротора з нерухомою точкою, корпуса і автобалансира / Г.Б.Філімоніхін, В.В.Гончаров // “Східно-європейський журнал передових технологій”, 2011, Вип. 1/3 (49), С. 40–44.
4. Філімоніхін Г.Б. Стійкість основних рухів системи – ротор з нерухомою точкою, корпус і автобалансир / Г.Б.Філімоніхін, В.В.Гончаров // “Східно-європейський журнал передових технологій”, 2011, Вип. 2/3 (50), С. 18–22.

*Г. Филimoniхин, В. Гончаров*

**Устойчивость основных движений системы, составленной с неуравновешенного ротора с неподвижной точкою, корпуса и двухрядного автобалансира**

Получены дифференциальные уравнения движения системы, состоящей из статически неуравновешенного ротора с неподвижной точкой, тяжелого вязко-упруго закрепленного корпуса, в который установлен ротор, и двухрядного шарового или роликового автобалансира для уравновешивания ротора. При этом применена методика составления упрощенных дифференциальных уравнений движения роторных систем с автобалансирами, основанная на предположении о малости линейных и угловых отклонений продольной оси ротора и о малости массы дисбаланса и корректирующих грузов по сравнению с массой ротора. Исследована устойчивость основных движений, на которых автобалансир уравновешивает ротор.

*G. Filimonikhin, V. Goncharov*

**The stability of the main motions of the system, consisting of statically unstable rotor with a fixed point, corps and twice-row auto balancer.**

The differential equations of motion of the system consisting of statically unstable rotor with a fixed point, heavy viscid-elastic resilient corps which a rotor is set in, and twice-row ball or roller auto balancer for balancing of rotor are obtained. The methodic of drafting of the simplified differential equations of motion of the rotor systems with auto balancer, which based on supposition about the trifle of linear and angular rejections of longitudinal axis of rotor, and about the trifle of mass of unbalance and correcting masses on comparison with mass of rotor were applied. The stability of the main motions, were the auto balancer stables rotor, is research.

Одержано 13.05.11

УДК 621.9.06

І.І. Павленко, проф., д-р техн. наук, Д.В. Вахніченко, асп., М.О. Годунко, асп.  
 Кіровоградський національний технічний університет

## Дослідження впливу конструктивних параметрів на зміну кутів в опорах у ВПК

В статті досліджується вплив конструктивних параметрів механізмів з паралельною кінематикою на функціональні можливості верстатів з паралельною кінематикою.  
**верстат, гексапод, МПК, ВПК, верстат з паралельною кінематикою**

Принципово важливим при створенні верстатів з паралельною кінематикою є визначення найбільш доцільних конструктивних параметрів при виконанні функціональних технологічних рухів. Впливаючи на дані параметри можна розширити функціональні можливості ВПК, що дозволить розширити діапазон технологічних рухів і вести обробку деталей більш складної конфігурації.

До технологічних рухів можна віднести переміщення руху подачі – точіння, свердління, фрезерування та ін., а також установчі переміщення ріжучого інструменту та деталі. Найбільш важливим вважаємо можливість переміщення рухомої платформи верстата з паралельною кінематикою під кутом.

При дослідженні розглядається відхилення рухомої платформи на необхідний кут від осі симетрії, при цьому кут нахилу штанг в опорах при зміні орієнтації виконавчого органу також змінює своє значення.

Найбільш проста схема при переміщенні рухомої платформи по осі симетрії конструкції гексапода (тобто кут нахилу платформи  $0^\circ$ ) представлена на рис.1. Конструкція складається з рухомої та нерухомої платформ діаметрами  $a$  та  $b$  відповідно. Штанги змінної довжини у максимально втягнутому положенні при  $l_{\min}$  нахилені під кутами  $\alpha_h, \beta_h$ , а у максимальному видовженому  $L$  нахилені під кутами  $\alpha_H, \beta_H$ . Величина переміщення рухомої платформи  $l$  змінюється від максимально втянутого положення  $h$  до максимального видовженого  $H$ .

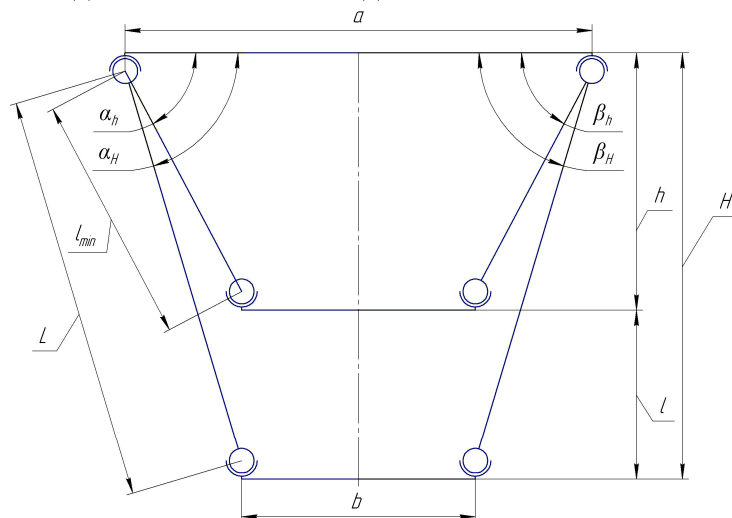


Рисунок 1 – Розрахункова схема гексапода

Визначаємо кути в опорах при максимально втягнутому положенні:

$$\alpha_h = \beta_h = \arccos\left(\frac{a-b}{2 \cdot l_{\min}}\right), \quad (1)$$

А при максимально видовженому:

$$\alpha_H = \beta_H = \arccos\left(\frac{a-b}{2 \cdot L}\right), \quad (2)$$

Визначаємо величину зміни кута в опорах при переміщенні від мінімального (втягнутого) до максимально витягнутого положення при:

$$\Delta\alpha_0 = \alpha_H - \alpha_h. \quad (3)$$

$$\Delta\beta_0 = \beta_H - \beta_h. \quad (4)$$

Тоді

$$\Delta\alpha_0 = \Delta\beta_0 = \arccos\left(\frac{a-b}{2 \cdot L}\right) - \arccos\left(\frac{a-b}{2 \cdot l_{\min}}\right). \quad (5)$$

Більш складна схема при при переміщенні рухомої платформи під кутом представлена на рис.2. В даній схемі введені поточні довжини штанг змінної довжини  $l_1$  та  $l_2$ . Кути нахилу штанг позначаються  $\alpha_1, \beta_1$  і  $\alpha_2, \beta_2$  для максимально втягнутого і максимально видовженого положення відповідно. Кут нахилу рухомої платформи  $\varphi$  рівний куту відхилення платформи від осі симетрії гексапода.

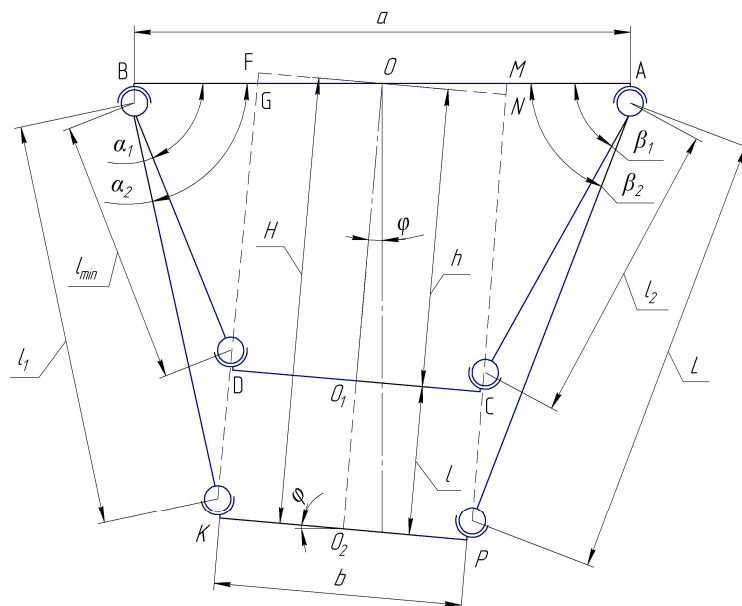


Рисунок 2 – Розрахункова схема гексапода

Визначаємо кут  $\alpha_1$  між нерухомою платформою та рухомою штангою  $l_{\min}$  з трикутника  $\Delta BGD$  за теоремо косинусів:

$$\cos \alpha_1 = \frac{BG^2 + BD^2 - DG^2}{2 \cdot BG \cdot BD}, \quad (6)$$

де  $BD = l_{\min}$  ;

$$BG = \frac{a}{2} - \frac{b}{2 \cos \varphi}$$

$$DG = \frac{1}{2} \left[ \operatorname{tg} \varphi (a \cos \varphi - b) + \sqrt{4l_{\min}^2 - (a \cos \varphi - b)^2} \right].$$

Тоді рівняння матиме вигляд:

$$\alpha_1 = \arccos \left[ \frac{\left[ \left( \frac{a \cos \varphi - b}{2 \cos \varphi} \right)^2 + l_{\min}^2 - \left( \frac{1}{2} \left[ \operatorname{tg} \varphi (a \cos \varphi - b) + \sqrt{4l_{\min}^2 - (a \cos \varphi - b)^2} \right] \right)^2 \right] \cos \varphi}{l_{\min} \cdot (a \cos \varphi - b)} \right]. \quad (7)$$

Визначаємо кут  $\beta_1$  між нерухомою платформою та рухомою штангою  $l_2$  з трикутника  $\Delta AMC$  за теоремою косинусів:

$$\cos \beta_1 = \frac{AM^2 + AC^2 - CM^2}{2 \cdot AM \cdot AC}, \quad (8)$$

де  $AC = l_2$ ;

$$CM = \frac{1}{2} \left[ \operatorname{tg} \varphi (a \cos \varphi - b) + \sqrt{4l_{\min}^2 - (a \cos \varphi - b)^2} \right] + b \operatorname{tg} \varphi.$$

Визначаємо довжину штанги  $l_2$  з трикутника  $\Delta AMC$  за теоремою косинусів:

$$AC^2 = CM^2 + AM^2 - 2 \cdot CM \cdot AM \cdot \cos(90 + \varphi), \quad (9)$$

де  $AM = \frac{a}{2} - \frac{b}{2 \cos \varphi}$ .

Підставляємо складові у формулу для  $AC$ :

$$l_2 = \left[ \left( \frac{1}{2} \left[ \operatorname{tg} \varphi (a \cos \varphi - b) + \sqrt{4l_{\min}^2 - (a \cos \varphi - b)^2} \right] + b \operatorname{tg} \varphi \right)^2 + \left( \frac{a \cos \varphi - b}{2 \cos \varphi} \right)^2 - \right. \\ \left. - \left( \frac{1}{2} \left[ \operatorname{tg} \varphi (a \cos \varphi - b) + \sqrt{4l_{\min}^2 - (a \cos \varphi - b)^2} \right] + b \operatorname{tg} \varphi \right) \cdot \left( \frac{a \cos \varphi - b}{\cos \varphi} \right) \cos(90 + \varphi) \right]^{\frac{1}{2}}. \quad (10)$$

Підставляємо значення  $l_2$  і знаходимо значення  $\beta_1$ :

$$\beta_1 = \arccos \left[ \frac{a \cos \varphi - b}{2 \cos \varphi} - \left( \frac{1}{2} \left[ \operatorname{tg} \varphi (a \cos \varphi - b) + \sqrt{4l_{\min}^2 - (a \cos \varphi - b)^2} \right] + b \operatorname{tg} \varphi \right) \cos(90 + \varphi) \cdot \right. \\ \left. \cdot \left[ \left( \frac{1}{2} \left[ \operatorname{tg} \varphi (a \cos \varphi - b) + \sqrt{4l_{\min}^2 - (a \cos \varphi - b)^2} \right] + b \operatorname{tg} \varphi \right)^2 + \left( \frac{a \cos \varphi - b}{2 \cos \varphi} \right)^2 - \right. \right. \quad (11) \\ \left. \left. - \left( \frac{1}{2} \left[ \operatorname{tg} \varphi (a \cos \varphi - b) + \sqrt{4l_{\min}^2 - (a \cos \varphi - b)^2} \right] + b \operatorname{tg} \varphi \right) \left( \frac{a \cos \varphi - b}{\cos \varphi} \right) \cos(90 + \varphi) \right]^{-\frac{1}{2}} \right].$$

Подібно визначаємо кути нахилу рухомих штанг  $\alpha_2, \beta_2$  за умови максимального витягнутого положення гексаподу  $H$ :

$$\text{Так як } H = \frac{1}{2} \left[ \sqrt{4L^2 - (a \cos \varphi - b)^2} - \operatorname{tg} \varphi (a \cos \varphi - b) \right] - \frac{b}{2} \operatorname{tg} \varphi$$

то

$$\alpha_2 = \arccos \left[ \frac{a \cos \varphi - b}{2 \cos \varphi} - \left( \frac{1}{2} \left[ \sqrt{4L^2 - (a \cos \varphi - b)^2} - \operatorname{tg} \varphi (a \cos \varphi - b) \right] - b \operatorname{tg} \varphi \right) \sin \varphi \cdot \right. \\ \left. \cdot \left[ \left( \frac{1}{2} \left[ \sqrt{4L^2 - (a \cos \varphi - b)^2} - \operatorname{tg} \varphi (a \cos \varphi - b) \right] - b \operatorname{tg} \varphi \right)^2 + \left( \frac{a \cos \varphi - b}{2 \cos \varphi} \right)^2 - \right. \right. \quad (12)$$

$$\left. \left. - \left( \frac{1}{2} \left[ \sqrt{4L^2 - (a \cos \varphi - b)^2} - \operatorname{tg} \varphi (a \cos \varphi - b) \right] - b \operatorname{tg} \varphi \right) \left( \frac{a \cos \varphi - b}{\cos \varphi} \right) \sin \varphi \right]^{-\frac{1}{2}} \right] \\ \beta_2 = \arccos \left[ \frac{\left[ \left( \frac{a \cos \varphi - b}{2 \cos \varphi} \right)^2 + L^2 - \left( \frac{1}{2} \left[ \sqrt{4L^2 - (a \cos \varphi - b)^2} - \operatorname{tg} \varphi (a \cos \varphi - b) \right] \right)^2 \right] \cos \varphi}{L \cdot (a \cos \varphi - b)} \right]. \quad (13)$$

Визначаємо величину зміни кута в опорах при переміщенні від мінімального (втягнутого) до максимально витягнутого положення:

$$\Delta \alpha = \alpha_2 - \alpha_1, \quad (14)$$

$$\Delta \beta = \beta_2 - \beta_1. \quad (15)$$

Досліджуємо вплив конструктивних параметрів гексаподу на величину зміни кута в опорах. Вводимо додаткові позначення для оцінки вищезгаданих параметрів:

$$n = \frac{b}{a}; m = \frac{a}{L}; i = \frac{l \min}{L}.$$

$$\Delta \alpha = \arccos \left[ \frac{m(\cos \varphi - n)}{2 \cos \varphi} - \left( \frac{1}{2} \left[ \sqrt{4 - m^2 (\cos \varphi - n)^2} - \operatorname{tg} \varphi \cdot m(\cos \varphi - n) \right] - m \cdot n \cdot \operatorname{tg} \varphi \right) \sin \varphi \cdot \right. \\ \left. \cdot \left[ \left( \frac{1}{2} \left[ \sqrt{4 - m^2 (\cos \varphi - n)^2} - \operatorname{tg} \varphi \cdot m(\cos \varphi - n) \right] - m \cdot n \cdot \operatorname{tg} \varphi \right)^2 + \left( \frac{m(\cos \varphi - n)}{2 \cos \varphi} \right)^2 - \right. \right. \\ \left. \left. - \left( \frac{1}{2} \left[ \sqrt{4 - m^2 (\cos \varphi - n)^2} - \operatorname{tg} \varphi \cdot m(\cos \varphi - n) \right] - m \cdot n \cdot \operatorname{tg} \varphi \right) \left( \frac{m(\cos \varphi - n)}{\cos \varphi} \right) \sin \varphi \right]^{-\frac{1}{2}} \right] - \quad (16)$$

$$\left. - \arccos \left[ \frac{\left[ \left( \frac{m(\cos \varphi - n)}{2 \cos \varphi} \right)^2 + i^2 - \left( \frac{1}{2} \left[ \operatorname{tg} \varphi \cdot m(\cos \varphi - n) + \sqrt{4i^2 - m^2 (\cos \varphi - n)^2} \right] \right)^2 \right] \cos \varphi}{i \cdot m(\cos \varphi - n)} \right] \right.$$

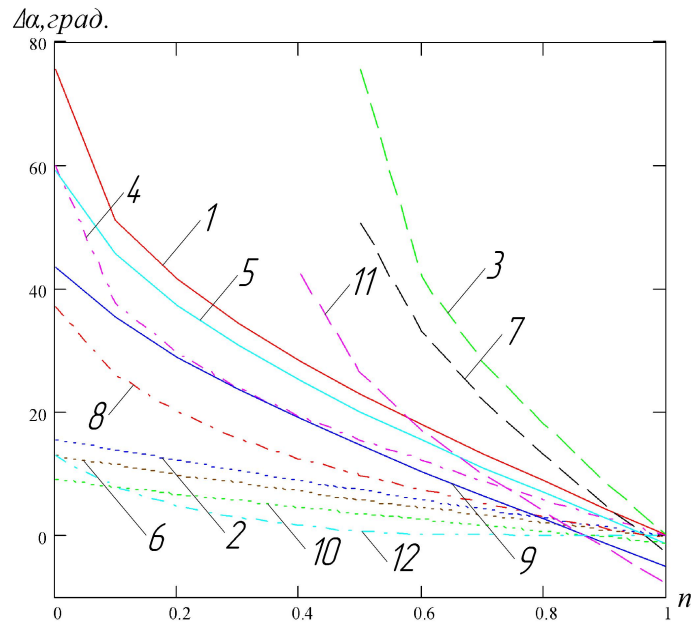
$$\Delta\beta = \arccos \left[ \frac{\left[ \left( \frac{m(\cos\varphi - n)}{2\cos\varphi} \right)^2 + 1 - \left( \frac{1}{2} \left[ \sqrt{4 - m^2(\cos\varphi - n)^2} - \operatorname{tg}\varphi \cdot m(\cos\varphi - n) \right] \right)^2 \right] \cos\varphi}{m(\cos\varphi - n)} \right] -$$

$$- \arccos \left[ \frac{m(\cos\varphi - n)}{2\cos\varphi} - \left( \frac{1}{2} \left[ \operatorname{tg}\varphi \cdot m(\cos\varphi - n) + \sqrt{4i^2 - m^2(\cos\varphi - n)^2} \right] + m \cdot n \cdot \operatorname{tg}\varphi \right) \cos(90 + \varphi) \right] \cdot (17)$$

$$\cdot \left[ \left( \frac{1}{2} \left[ \operatorname{tg}\varphi \cdot m(\cos\varphi - n) + \sqrt{4i^2 - m^2(\cos\varphi - n)^2} \right] + m \cdot n \cdot \operatorname{tg}\varphi \right)^2 + \left( \frac{m(\cos\varphi - n)}{2\cos\varphi} \right)^2 - \right.$$

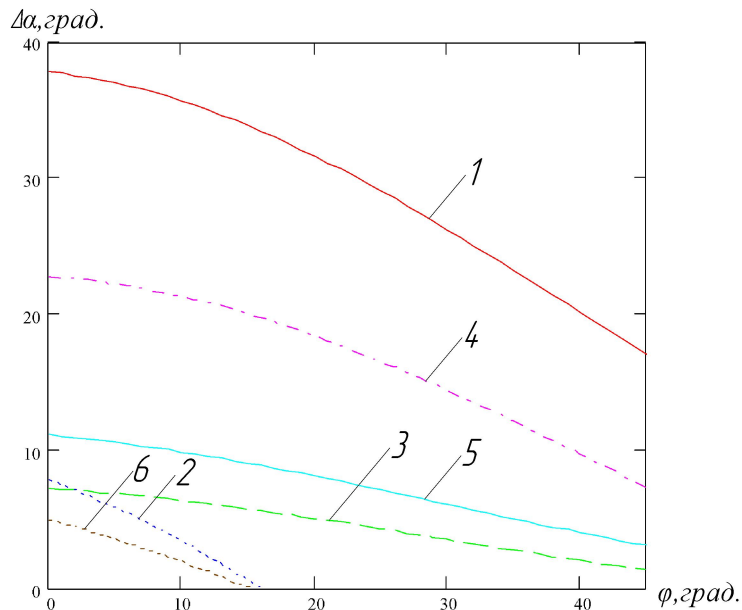
$$\left. - \left( \frac{1}{2} \left[ \operatorname{tg}\varphi \cdot m(\cos\varphi - n) + \sqrt{4i^2 - m^2(\cos\varphi - n)^2} \right] + m \cdot n \cdot \operatorname{tg}\varphi \right) \left( \frac{m(\cos\varphi - n)}{\cos\varphi} \right) \cos(90 + \varphi) \right]^{-\frac{1}{2}}.$$

Розглянемо вплив конструктивних параметрів гексаподу на його величину зміни кутів в опорах і по визначеним залежностям будуюмо графіки (Рис.3-Рис.4).



- |  |   |  |
|--|---|--|
| 1. $\Delta\alpha$ ( $m=0,5; i=0,25; \varphi=0^\circ$ );  | 2. $\Delta\alpha$ ( $m=0,5; i=0,5; \varphi=0^\circ$ );  | 3. $\Delta\alpha$ ( $m=1; i=0,25; \varphi=0^\circ$ );    |
| 4. $\Delta\alpha$ ( $m=1; i=0,5; \varphi=0^\circ$ );     | 5. $\Delta\alpha$ ( $m=0,5; i=0,5; \varphi=15^\circ$ ); | 6. $\Delta\alpha$ ( $m=1; i=0,25; \varphi=15^\circ$ );   |
| 7. $\Delta\alpha$ ( $m=1; i=0,25; \varphi=15^\circ$ );   | 8. $\Delta\alpha$ ( $m=1; i=0,5; \varphi=15^\circ$ );   | 9. $\Delta\alpha$ ( $m=0,5; i=0,25; \varphi=30^\circ$ ); |
| 10. $\Delta\alpha$ ( $m=0,5; i=0,5; \varphi=30^\circ$ ); | 11. $\Delta\alpha$ ( $m=1; i=0,25; \varphi=30^\circ$ ); | 12. $\Delta\alpha$ ( $m=1; i=0,5; \varphi=30^\circ$ );   |

Рисунок 3 – Графік впливу відношення розмірів платформ на зміну кута  $\Delta\alpha$  в опорі при переміщенні рухомої платформи



1.  $\Delta\alpha$  ( $m=0,5;n=0,25;i=0,25$ );    2.  $\Delta\alpha$  ( $m=1;n=0,25;i=0,75$ );    3.  $\Delta\alpha$  ( $m=0,5;n=0,5;i=0,5$ );  
 4.  $\Delta\alpha$  ( $m=0,5;n=0,5;i=0,25$ );    5.  $\Delta\alpha$  ( $m=0,5;n=0,25;i=0,5$ );    6.  $\Delta\alpha$  ( $m=1;n=0,5;i=0,75$ )

Рисунок 4 – Графік впливу кута нахилу платформи  $\varphi$  на зміну кута  $\Delta\alpha$  в опорі при її переміщенні

З графіка впливу відношення розмірів платформ на зміну кутів в опорах при переміщенні рухомої платформи (рис.3) видно, що із збільшенням розміру рухомої платформи зміна кута в опорі  $\Delta\alpha$  зменшується, тобто збільшення розміру рухомої платформи супроводжується меншим відхиленням кута  $\alpha$  в опорі. Подібні залежності мають місце для значення зміни кута в опорі  $\Delta\beta$ .

Проаналізувавши вплив відношення розміру нерухомої платформи до довжини штанг на зміну кутів в опорах при переміщенні рухомої платформи робимо висновок, що із збільшенням відношення розміру нерухомої платформи до довжини штанг зміна кутів в опорах  $\Delta\alpha$  і  $\Delta\beta$  збільшується, тобто збільшення впливу відношення розміру нерухомої платформи до довжини штанг викликає більші відхилення кутів в опорі  $\alpha$  і  $\beta$ .

З впливу відносно можливої величини руху штанг на зміну кутів в опорах при переміщенні рухомої платформи визначили, що із збільшенням відносно величини руху штанг зміна кутів в опорах  $\Delta\alpha$  і  $\Delta\beta$  зменшується, з чого випливає із збільшенням відносно можливої величини руху штанг величина відхилення кутів  $\alpha$  і  $\beta$  в опорах зменшується.

З графіка впливу кута нахилу платформи  $\varphi$  на зміну кутів в опорах при її переміщенні (рис.4) видно, що із збільшенням величини кута нахилу платформи зміна кута в опорі  $\Delta\alpha$  зменшується, тобто відхилення кута в опорі  $\alpha$  менші. Подібні залежності мають місце для значення зміни кута в опорі  $\Delta\beta$ .

В даній статті дослідженні додаткові, по відношенню до попередніх, зміни кутів в опорах штанг при встановленні платформи на заданий кут  $\varphi$ .

## Список літератури

1. Павленко І.І. Промислові роботи: основи розрахунку та проектування. – Кіровоград; КНТУ, 2007. – 420 с.
2. Павленко І.І., Валявський І.А. Дослідження впливу конструктивних параметрів механізму паралельної структури на функціональні можливості верстата з паралельною кінематикою. / Павленко І.І., Валявський І.А. – Кіровоград: КНТУ, 2008.-С.284-287.- (Загальнодержавний

міжвідомчий науково-технічний збірник. Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин; вип. 38 ч.1).

*И.Павленко, Д.Вахниченко*

**Исследование влияния конструктивных параметров на изменение углов в опорах СПК.**

В статье рассматривается влияние конструктивных параметров механизмов с параллельной кинематикой на функциональные возможности станка с параллельной кинематикой.

*I.Pavlenko, D. Vakhnichenko*

**Research of influence of design data on corners in support MPK.**

Influence of structural parameters of parallel structure mechanism on hexapod functional possibilities in the article.

Одержано 11.04.11

**УДК 621.941.025-521**

**О.В. Лисенко, доц., канд. техн. наук**

*Кіровоградський національний технічний університет*

## **Динамічна модель технологічної оброблювальної системи точіння з урахуванням компенсуючого пристрою**

Запропонований принцип корекції динамічних характеристик технологічної оброблюваної системи при точінні за рахунок використання спеціальних компенсуючих пристроїв, вбудованих в інструмент, що дозволяє отримати позитивний ефект від застосування динамічних компенсаторів коливань з одночасним управлінням точністю формоутворення у поперечному перетині деталі.  
**динамічні характеристики, технологічна оброблювальна система, інструментальний пристрій**

**Вступ.** В напрямку удосконалення процесу точіння за рахунок підвищення режимів різання, вибору оптимальних технологічних параметрів процесу досягнутий певний рівень, який наближається до свого максимуму. В той же час досягнення у напрямку цілеспрямованого регулювання динамічних властивостей технологічної оброблювальної системи (ТОС) є недостатніми, а резерви досить великими.

За даними виконаних досліджень та з практики машинобудівних виробництв, саме похибки обробки, викликані пружними деформаціями технологічної системи, є домінуючими у загальній похибці обробки. Особливо велика роль змінних у часі деформацій, які не завжди можна, а у багатьох випадках просто неможливо компенсувати простим розмірним підналагоджуванням технологічного ланцюга.

У теоретичному плані залишається актуальною проблема розробки концепції управління динамічними параметрами ТОС під час обробки за рахунок використання спеціальних компенсуючих пристроїв, чи вбудовування їх у найбільш чутливий елемент ТОС, яким є інструмент.

міжвідомчий науково-технічний збірник. Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин; вип. 38 ч.1).

*И.Павленко, Д.Вахниченко*

**Исследование влияния конструктивных параметров на изменение углов в опорах СПК.**

В статье рассматривается влияние конструктивных параметров механизмов с параллельной кинематикой на функциональные возможности станка с параллельной кинематикой.

*I.Pavlenko, D. Vakhnichenko*

**Research of influence of design data on corners in support MPK.**

Influence of structural parameters of parallel structure mechanism on hexapod functional possibilities in the article.

Одержано 11.04.11

**УДК 621.941.025-521**

**О.В. Лисенко, доц., канд. техн. наук**

*Кіровоградський національний технічний університет*

## **Динамічна модель технологічної оброблювальної системи точіння з урахуванням компенсуючого пристрою**

Запропонований принцип корекції динамічних характеристик технологічної оброблюваної системи при точінні за рахунок використання спеціальних компенсуючих пристроїв, вбудованих в інструмент, що дозволяє отримати позитивний ефект від застосування динамічних компенсаторів коливань з одночасним управлінням точністю формоутворення у поперечному перетині деталі.  
**динамічні характеристики, технологічна оброблювальна система, інструментальний пристрій**

**Вступ.** В напрямку удосконалення процесу точіння за рахунок підвищення режимів різання, вибору оптимальних технологічних параметрів процесу досягнутий певний рівень, який наближається до свого максимуму. В той же час досягнення у напрямку цілеспрямованого регулювання динамічних властивостей технологічної оброблювальної системи (ТОС) є недостатніми, а резерви досить великими.

За даними виконаних досліджень та з практики машинобудівних виробництв, саме похибки обробки, викликані пружними деформаціями технологічної системи, є домінуючими у загальній похибці обробки. Особливо велика роль змінних у часі деформацій, які не завжди можна, а у багатьох випадках просто неможливо компенсувати простим розмірним підналагоджуванням технологічного ланцюга.

У теоретичному плані залишається актуальною проблема розробки концепції управління динамічними параметрами ТОС під час обробки за рахунок використання спеціальних компенсуючих пристроїв, чи вбудовування їх у найбільш чутливий елемент ТОС, яким є інструмент.

**Постановка задачі.** Розробити математичну модель процесу точіння, яка б разом з урахуванням замкненості процесу, що відбувається в пружній ТОС під час обробки, враховувала наявність спеціальних компенсуючих пристроїв, вбудованих у інструмент.

Розробити конструкції нових інструментальних пристроїв, що реалізують на практиці запропоновану концепцію управління динамічними параметрами ТОС під час різання.

Провести теоретичні та експериментальні дослідження впливу параметрів елементів ТОС на процес різання з метою виявлення найбільш чутливих параметрів та їх раціональних значень.

**Мета роботи.** Покращення динамічних характеристик ТОС для забезпечення точності форми деталі при точінні за рахунок спеціальних інструментальних пристроїв, які реалізують управління динамічними параметрами ТОС.

**Основна частина.** Метод управління динамічними характеристиками ТОС базується на виборі оптимального балансу параметрів динамічної системи ТОС при точінні [1], з одночасним перерозподілом пружних деформацій за осями координат в напрямку зменшення загальної динамічної похибки [2].

Запропонований принцип корекції динамічних характеристик всієї ТОС за рахунок спеціально введеного елемента у ланцюг проходження сигналу у замкненій пружній системі. Цей елемент відіграє роль, схожу з своєрідним фільтром, який крім корекції у напрямку динамічних характеристик (гасіння коливань ТОС при різанні), виконує ще й корекцію геометричних параметрів формоутворення, яка призначена для компенсації похибки від пружних деформацій ТОС, що виникають під час обробки.

Отже, було запропоновано використовувати позитивний ефект від застосування динамічних компенсаторів коливань з одночасним управлінням точністю формоутворення у поперечному перетині деталі. Ця ідея була реалізована у спеціальній конструкції різців, приклад якої представлений на рис. 1.

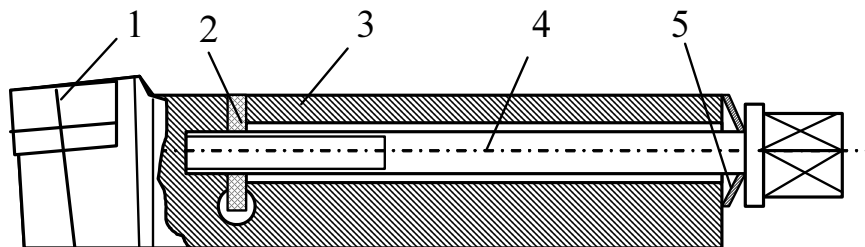


Рисунок 1 - Приклад конструкції інструментального пристрою

Різець складається з різальної твердосплавної непереточуваної пластини 1, державки 3 з поперечним пазом, в якому розміщений гумовий демпфер 2, гвинта 4 для регулювання попереднього натягу і тарілчастої пружини 5. Таким чином, за рахунок розподілу різця на дві маси, жорсткість з'єднання яких може регулюватися, а також завдяки вибраному центру повороту верхівки різця, що розташований нижче лінії центрів верстату, він виконує поставлену задачу.

Спрощено можна прийняти пружну систему різця як таку, що замінюється важільною системою з деякою віссю повороту  $O_p$  важеля постійною довжиною  $\ell_1$  (рис. 2). У такому разі заданими вихідними даними, що визначають положення системи можна вважати радіус деталі  $R_d$ , і відстань  $EO_p = h_p$  між центром  $O_d$  обертання деталі та центром повороту важеля  $O_p$  за напрямком осі  $Z$ .

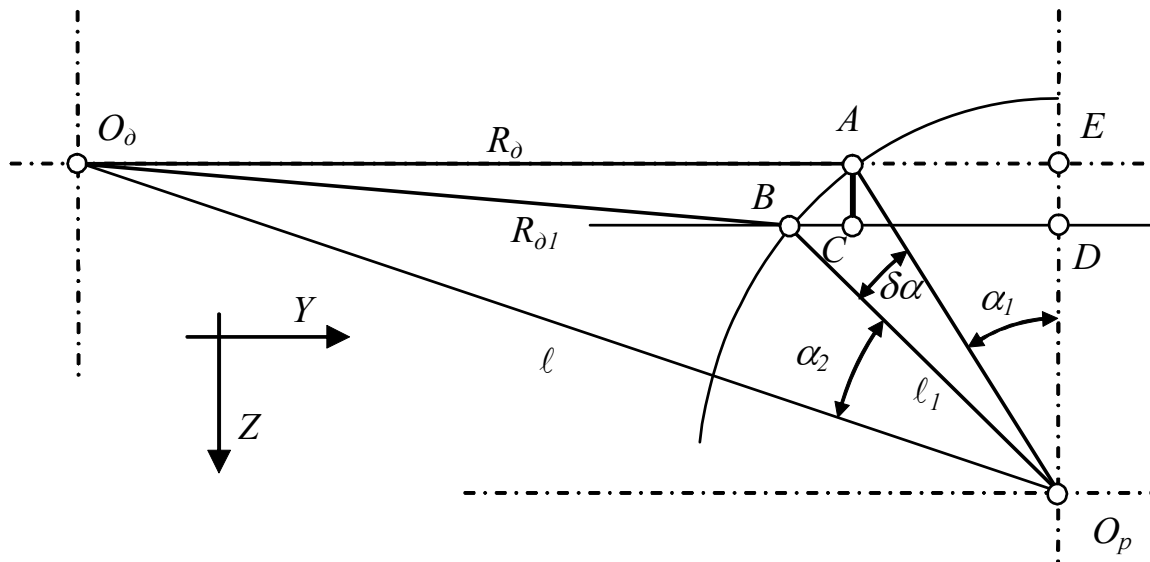


Рисунок 2 - Розрахункова схема компенсації похибки обробки

Виходячи з прийнятої кінематичної схеми, що заміщує діючу пружну систему, вважаємо, що при деформації у напрямку вісі  $Z$  така важільна система зберігається, а вершина різця рухається за дугою кола радіусом  $\ell_1$  і переміщується з точки  $A$  у точку  $B$ . При цьому радіус деталі, що обробляється змінюється з  $R_\delta$  до  $R_{\delta 1}$ . Таким чином, з геометричних співвідношень (рис. 2) визначається міжцентрова відстань:

$$\ell = \sqrt{(R_\delta + AE)^2 + h_p^2}, \quad (1)$$

де  $AE = \sqrt{\ell_1^2 - h_p^2}$  – катет  $\triangle AEO_p$ .

Крім того, вихідний кут повороту важеля:

$$\alpha_1 = \arccos\left(\frac{h_p}{\ell_1}\right). \quad (2)$$

Якщо при деформації  $\delta z = AC$  у напрямку осі  $Z$  вершина різця рухається за дугою кола радіусом  $\ell_1$  навколо центру  $O_p$ , із прямокутного  $\triangle BDO_p$  маємо:

$$\delta\alpha = \arccos\left(\frac{h_p - \delta z}{\ell_1}\right) - \alpha_1. \quad (3)$$

Таким чином, можна дістати новий кут  $\alpha_3$ , що визначає стан кінематичної схеми при деформації:

$$\alpha_2 = \arcsin\left(\frac{AE + \frac{d}{2}}{\ell}\right) - \alpha_1 - \delta\alpha. \quad (4)$$

Тепер, за теоремою косинусів з  $\Delta O_0 B O_p$  можна визначити новий, скоректований радіус деталі:

$$R_{\partial 1} = \sqrt{\ell^2 + \ell_1^2 - 2\ell\ell_1 \cos(\alpha_2)}. \quad (5)$$

Для визначення оптимальних параметрів динамічної системи ТОС [3], вона повинна бути доповнена процесом різання, причому за всіма координатами по яких розкладається сила різання. На рис. 3 представлена така система за координатою  $Y$ , де, в силу замкненості ТОС, маємо:  $H_\phi = H_3 - \delta_y$  ( $H_\phi$  – фактична глибина різання,  $H_3$  – задана глибина різання,  $\delta_y$  – пружна деформація за координатою  $Y$ ).

Загальна математична модель повинна бути доповнена диференціальними рівняннями, що описують рух двомасової системи [3] за схемою рис. 3. Для розрахунку складових  $P_z$ ,  $P_y$  і  $P_x$  сили різання, що входять до моделі, користуємось методикою, представленою для вихідної ТОС [4]. Крім того, оскільки така модель є суттєво нелінійною і високого порядку (13-ий порядок), вона не має аналітичного розв'язку і повинна бути представлена у формі Коши, що передбачає використання ПЕОМ у відповідності до загального алгоритму [4].

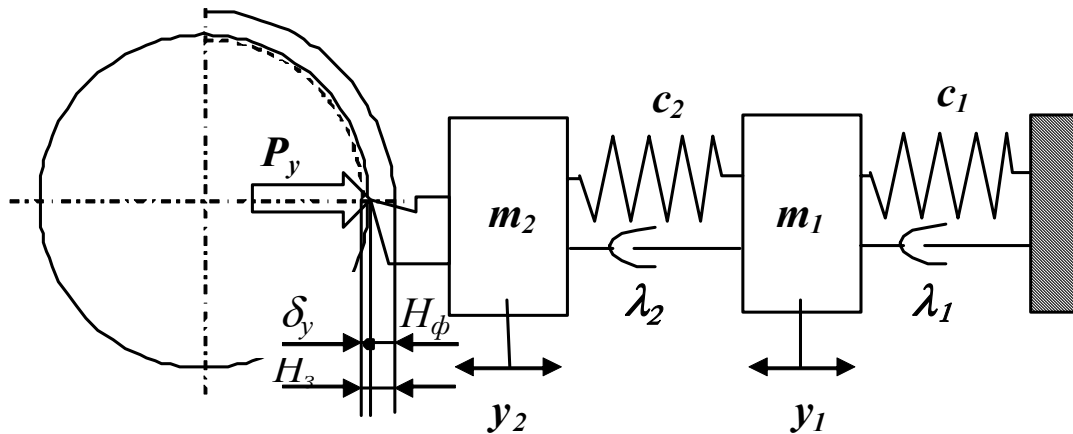


Рисунок 3 - Динамічна модель двомасової системи з процесом різання

Таким чином, математична модель, що задовольняє вимогам, має вигляд:

$$\left. \begin{aligned}
 H_{\delta} &= H_{\zeta} - y_2 - \delta z + \delta z y; \\
 s y_1 &= a_5 P_y - a_6 (y_1 - y_3) - a_7 (y_2 - y_4); \\
 s y_2 &= y_1; \\
 s y_3 &= a_5 (y_1 - y_3) + a_9 (y_2 - y_4) - a_1 y_3 - a_2 y_4; \\
 s y_4 &= y_3; \\
 s y_5 &= a_8 P_x - a_6 (y_5 - y_7) - a_{10} (y_6 - y_8); \\
 s y_6 &= y_5; \\
 s y_7 &= a_8 (y_5 - y_7) + a_{11} (y_6 - y_8) - a_1 y_7 - a_3 y_8; \\
 s y_8 &= y_7; \\
 S_{\delta} &= S_{\zeta} - 18,85 y_5 d / V_{\delta}; \\
 s y_9 &= a_5 P_z - a_6 (y_9 - y_{11}) - a_{12} (y_{10} - y_{12}); \\
 s y_{10} &= y_{11}; \\
 s y_{11} &= a_8 (y_9 - y_{11}) + a_{13} (y_{10} - y_{12}) - a_1 y_{11} - a_4 y_{12}; \\
 s y_{12} &= y_{11}; \\
 V_{\delta} &= V_{\zeta} - 60 y_9; \\
 \delta z &= \sqrt{(d/2)^2 + y_{10}^2} - d/2; \\
 \delta \alpha &= \arccos[(h_p - y_{10}) / \ell_1] - \alpha_1; \\
 \alpha_2 &= \arcsin[(d/2 + AE) / \ell] - \alpha_1 - \delta \alpha; \\
 \delta z y &= d/2 - \sqrt{\ell^2 + \ell_1^2 - 2\ell\ell_1 \cos \alpha_2}.
 \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

де коефіцієнти моделі розраховуються за формулами:  $a_1 = \lambda_1/m_1$ ;  $a_3 = c_{y1}/m_1$ ;  $a_3 = c_{x1}/m_1$ ;  $a_4 = c_{z1}/m_1$ ;  $a_5 = 1/m_3$ ;  $a_6 = \lambda_3/m_3$ ;  $a_7 = c_{y3}/m_3$ ;  $a_8 = \lambda_3/m_1$ ;  $a_9 = c_{y3}/m_1$ ;  $a_{10} = c_{x3}/m_3$ ;  $a_{11} = c_{x3}/m_1$ ;  $a_{13} = c_{z3}/m_3$ ;  $a_{13} = c_{z3}/m_1$ . Всі індекси і позначення відповідають схемі за рис. 3.

Представлена таким чином математична модель системи дозволяє проводити імітаційні дослідження з метою встановлення найбільш раціональних конструктивних і динамічних параметрів запропонованих інструментальних пристроїв при їх проектуванні і оцінці ефективності.

Такі дослідження обов'язково повинні бути проведені принаймні з двох аспектів: по-перше – визначення співвідношень динамічних параметрів, що забезпечать максимальне гасіння коливань; по-друге – визначення геометричних розмірів, що компенсують похибку від пружної деформації.

#### Висновки.

1. Запропонований принцип корекції динамічних характеристик всієї ТОС за рахунок спеціально введеного елемента у ланцюг проходження сигналу у замкненій пружній системі.

2. Введений елемент відіграє роль, крім корекції у напрямку динамічних характеристик (гасіння коливань ТОС при різанні), виконує ще й корекцію геометричних параметрів формоутворення, яка призначена для компенсації похибки від пружних деформацій ТОС, що виникають під час обробки.

3. Розроблена математична модель системи зі спеціальним інструментальним пристроєм (з вбудованим елементом), дозволяє проводити імітаційні дослідження з метою встановлення найбільш раціональних конструктивних і динамічних параметрів запропонованих інструментальних пристроїв при їх проектуванні та оцінці ефективності.

## Список літератури

1. Петраков Ю.В. Теорія автоматичного управління в металообробці: Навч. посібник.– К.: ІЗМН, 1999.– 212 с.
2. Петраков Ю.В., Лисенко О.В. Управління динамічними характеристиками технологічної оброблювальної системи при точінні // Збірник наукових праць КДТУ. Техніка в с/г виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація. – Кіровоград, 2003.– Вип. 12.– С. 41-48
3. Лисенко О.В. Розробка динамічної моделі технологічної оброблювальної системи точіння з урахуванням багатомасовості // Вісник Кременчуцького державного політехнічного університету імені Михайла Остроградського.– Кременчук: КДПУ, 2008.– Вип. 6/2008 (53) частина І.– С. 74-76.
4. Петраков Ю.В., Лисенко О.В. Моделювання динамічних характеристик процесу токарного точіння // Збірник наукових праць КДТУ. Техніка в с/г виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація. – Кіровоград, 2002.– Вип. 11.– С. 257-263

*А. Лысенко*

### **Динамическая модель технологической обрабатывающей системы точения с учетом компенсирующего устройства**

Предложен принцип коррекции динамических характеристик технологической обрабатываемой системы при точении за счет использования специальных компенсирующих устройств, встроенных в инструмент, что позволяет получить положительный эффект от применения динамических компенсаторов колебаний с одновременным управлением точностью формообразования в поперечном сечении детали.

*О. Lysenko*

### **A dynamic model of technological processing system turning the light compensating device**

The principle of correction of dynamic characteristics of technological processing system when turning due to the use of special compensating devices, built-in tool that allows you to get positive effects from the use of dynamic compensators vibrations while running up forming a cross-sectional details.

Одержано 08.04.11

## УДК 321.30.06

**М.М. Підгаєцький, доц., канд.техн.наук, К.К.Щербина, асп.**

*Кіровоградський національний технічний університет*

## Особенности регулирования радиального размера вдвдлкових рїзальних інструментів з допомогою оболонкової форми під дією гїдростатичного тиску

В статї розглядається використання оболонкової форми під дією гїдростатичного тиску, як механїзму регулювання радіального розміру вдвдлкового інструменту та особливості розрахунку оболонкової форми на основі осї симетричної деформації оболонок обертання.

**оболонкова форма, механїзм регулювання радіального розміру, вдвдлковий інструмент, гїдростатичний тиск**

При вдвдлковій обробці отворів виникає необхідність налагодження інструменту на заданий розмір для забезпечення точності першого, другого класу. Вченими, науковцями та фахівцями-практиками на сьогоднішній день розроблено ряд конструкцій вдвдлкових інструментів з можливістю регулювання радіального розміру, наприклад хонінгувальні головки, алмазні розвертки та інші [1,2,3].

## Список літератури

1. Петраков Ю.В. Теорія автоматичного управління в металообробці: Навч. посібник.– К.: ІЗМН, 1999.– 212 с.
2. Петраков Ю.В., Лисенко О.В. Управління динамічними характеристиками технологічної оброблювальної системи при точінні // Збірник наукових праць КДТУ. Техніка в с/г виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація. – Кіровоград, 2003.– Вип. 12.– С. 41-48
3. Лисенко О.В. Розробка динамічної моделі технологічної оброблювальної системи точіння з урахуванням багатомасовості // Вісник Кременчуцького державного політехнічного університету імені Михайла Остроградського.– Кременчук: КДПУ, 2008.– Вип. 6/2008 (53) частина І.– С. 74-76.
4. Петраков Ю.В., Лисенко О.В. Моделювання динамічних характеристик процесу токарного точіння // Збірник наукових праць КДТУ. Техніка в с/г виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація. – Кіровоград, 2002.– Вип. 11.– С. 257-263

*А. Лысенко*

### **Динамическая модель технологической обрабатывающей системы точения с учетом компенсирующего устройства**

Предложен принцип коррекции динамических характеристик технологической обрабатываемой системы при точении за счет использования специальных компенсирующих устройств, встроенных в инструмент, что позволяет получить положительный эффект от применения динамических компенсаторов колебаний с одновременным управлением точностью формообразования в поперечном сечении детали.

*О. Lysenko*

### **A dynamic model of technological processing system turning the light compensating device**

The principle of correction of dynamic characteristics of technological processing system when turning due to the use of special compensating devices, built-in tool that allows you to get positive effects from the use of dynamic compensators vibrations while running up forming a cross-sectional details.

Одержано 08.04.11

## УДК 321.30.06

**М.М. Підгаєцький, доц., канд.техн.наук, К.К.Щербина, асп.**

*Кіровоградський національний технічний університет*

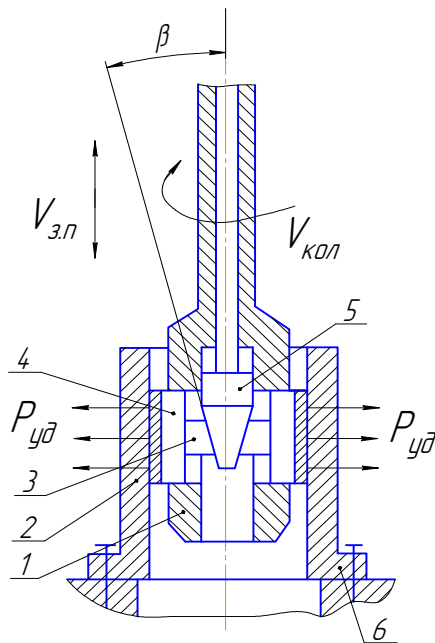
## Особенности регулирования радиального размера вдвдлкових рїзальних інструментів з допомогою оболонкової форми під дією гїдростатичного тиску

В статї розглядається використання оболонкової форми під дією гїдростатичного тиску, як механїзму регулювання радіального розміру вдвдлкового інструменту та особливості розрахунку оболонкової форми на основі осї симетричної деформації оболонок обертання.

**оболонкова форма, механїзм регулювання радіального розміру, вдвдлковий інструмент, гїдростатичний тиск**

При вдвдлковій обробці отворів виникає необхідність налагодження інструменту на заданий розмір для забезпечення точності першого, другого класу. Вченими, науковцями та фахівцями-практиками на сьогоднішній день розроблено ряд конструкцій вдвдлкових інструментів з можливістю регулювання радіального розміру, наприклад хонінгувальні головки, алмазні розвертки та інші [1,2,3].

Аналізуючи існуючі конструкції відділкових інструментів, ми дійшли до висновку, що в більшості конструкцій регулювання здійснюється за допомогою клинового механізму, що передбачає виникнення сил тертя, які вносять недоліки в налагодження інструменту (рис. 1).



- 1 – хонінгувальна головка;
  - 2 – отвір, що обробляється;
  - 3 – конусні державки;
  - 4 – алмазні бруски;
  - 5 – розтискний конус;
  - 6 – пристосування затискне;
- $V_{з.п}$  – зворотно-поступальне переміщення інструменту;
- $V_{кол}$  – колова швидкість інструменту;
- $\beta$  - половина кута при вершині конусу розширення.
- $\rho_{пит}$  – питомий тиск

Рисунок 1 - Механізм регулювання радіального розміру (подачі брусків) хонінгувальної головки

При розверчуванні отворів за допомогою радіального механізму переміщення у вигляді одинарного конусу розширення, розрахунок тиску  $\rho$  брусків на поверхню, що обробляється, здійснюється за формулою 1. [1]

$$\rho = \frac{F}{z l (\operatorname{tg} \beta + f) \left( 1 + \frac{h_1 + h_2 - 2r_1}{h_1 - h_2} f f_m - f_{uf} \right) B}, \quad (1)$$

де  $F$  – осьова сила, що розвиває розширення розвертки;  
 $z$  – число брусків розвертки;  
 $l$  – довжина контакту бруска і поверхні;  
 $B$  – ширина бруска;  
 $f, f_u, f_T$  – коефіцієнт тертя при відносному переміщенні деталей алмазної розвертки;

$\beta$  - половина кута при вершині конусу розширення;  
 $r_1, h_1, h_2$  – геометричні параметри розвертки;  
 $q$  – рівнорозподілене навантаження.

Крутний момент роверчування визначається за формулою 2.

$$M_k = 0,5 [\rho * d * (\varphi_p + f_p) \operatorname{tg} (\beta + f_k)], \quad (2)$$

де  $d$  – діаметр зовнішньої поверхні брусків;  
 $\varphi_p$  – кут підйому гвинтової лінії регулювання механізму розтиску брусків;  
 $f_p$  – коефіцієнт тертя гвинтової поверхні різьбового механізму розтиску брусків;  
 $\beta$  – кут нахилу твірної розтискного конуса;  
 $f_k$  – коефіцієнт тертя в парі конуса розтиску.

Розглядаючи приведену вище формулу, можемо бачити недоліки представленої схеми, котрі виражені в втратах на сили тертя. Як відомо, сили тертя мають нестабільні значення (тертя руху, тертя спокою). Також, для приведення конуса в дію використовують, наприклад, гвинтову передачу або інші. Тому за допомогою таких механізмів досить складно створити стабільно працюючу систему адаптивного керування [4], яка б не мала механічних передач, а працювала б, наприклад, використовуючи гідростатичний тиск. Існують відділкові інструменти, котрі потребують налагодження на розмір до початку обробки, що призведе до руйнування алмазного або абразивного покриття.

Метою дослідження є використання гідростатичного тиску та пружної оболонкової форми, що дозволить нам уникнути використання механізмів, що мають витрати на сили тертя. Опираючись на теорію осі симетричної деформації оболонок обертання, [5] розробимо механізм регулювання радіального розміру відділкових різальних інструментів.

Для вирішення поставленої задачі доцільно використовувати пружну оболонкову форму. Оболонкова форма - це тіло, один із розмірів котрого, а в нашому випадку товщина стінки, менший порівняно з довжиною та діаметром. Нами запропоновано використовувати пружну оболонкову форму (рис. 2). Деформування оболонкової форми буде відбуватися під дією сил гідростатичного тиску. Він буде утворюватися постійним тиском рідини, котрий буде створюватися гідравлічною апаратурою і буде діяти з силою розтягу  $T_1$  на її стінки (рис. 2).

Під час деформації виникають внутрішні напруження, котрі визначаються за формулами.

$$\sigma = \frac{E}{1-\mu^2} (\varepsilon_1 + \mu\varepsilon_2 + (H_1 + \mu H_2)x), \quad (3)$$

де  $H_1, H_2$  – параметри змінення кривизни серединної поверхні.

Внутрішні напруження впливатимуть на силу розтягу  $T_1$ , яка згідно із теорією осі симетричної деформації оболонок обертання розраховується за формулою в загальному випадку.

$$T_1 = \frac{Eh}{1-\mu^2} (\varepsilon_1 + \mu\varepsilon_2), \quad (4)$$

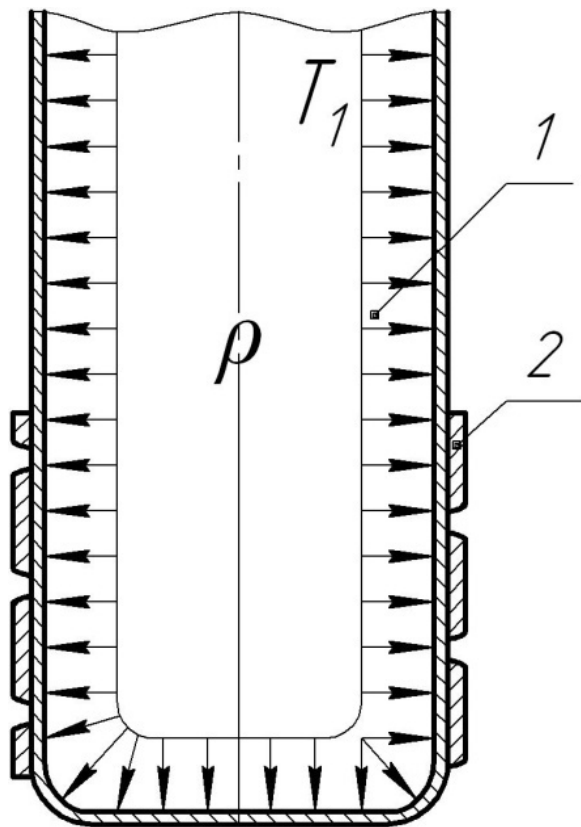
де  $E$  – модуль пружності матеріалу;

$\mu$  – Пуассона матеріалу;

$\varepsilon_1, \varepsilon_2$  – відносне видовження волокна;

$h$  – товщина стінки;

Дія сили  $T_1$  призводить до радіального переміщення стінок оболонкової форми, котрі спряжені з стінками носія алмазних або абразивних зерен. Дане радіальне переміщення дає можливість налагодити відділковий інструмент на необхідний розмір.



- 1 – пружна оболонкова форма;  
 2 – носій алмазних або абразивних зерен;  
 $\rho$  – гідростатичний тиск;  
 $T_1$  – сила деформації

Рисунок 2 - Оболонкова форма с носієм алмазних або абразивних зерен

Значення радіального переміщення визначається.

$$\xi = \frac{r}{Eh} \left[ q_n R_2 - \left( \frac{R_2}{R_1} + \mu \right) \frac{F(s)}{2\pi r s \sin \theta} \right], \quad (5)$$

де  $F(s)$  – осьове зусилля;

$\theta$  – кут, що утворюється між нормаллю до серединної поверхні оболонки з віссю її симетрії;

$q_n$  – нормальне навантаження;

За допомогою величини радіального переміщення стінок оболонкової форми можливо визначити діаметр, що обробляється пружною оболонковою формою. Регулювання оболонкової форми на необхідний розмір буде здійснюватися за допомогою гідроапаратури та калібру кільця. При збільшенні тиску в гідросистемі за допомогою гідроапаратури збільшиться тиск всередині оболонкової форми, що призведе до її деформації. Маємо зазначити, що оболонкова форма має свої граничі міцності.

Виходячи із усього вище приведенного, використання пружної оболонкової форми під дією гідростатичного тиску дає можливість регулювання розміру відділкового інструменту. Використання оболонкової форми не передбачає втрат на сили тертя у механізмах розтиску, що дає можливість створити стабільно працюючу систему адаптивного керування процесом алмазного розверчування. Також оболонкова форма не потребує налагодженого на необхідний розмір інструменту до початку обробки, що призведе до збереження алмазного або абразивного покриття. Отже, використання оболонкової форми досить новітнє і перспективне направлення.

## Список літератури

1. Прогрессивные методы хонингования. /С.И. Куликов, Ф.Ф. Ризванов, В.А. Романчук, С.В. Ковалевский, - М.: Машиностроение, 1983. – 134 с.
2. Фрагин И.Е.. Новое в хонинговании. – М.: Машиностроение, 1980. – 93 с.
3. Наерман М.С., Попов С.А. Прецизионная обработка деталей алмазными и абразивными брусками. М.: Машиностроение, 1971. 223 с.
4. Підгаєцький М.М., Скібінський О.І., Дробік О.В., Пономаренко А.В.. Адаптивне керування процесом алмазного розвірчування. Загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний збірник. Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин, вип. 40, част. II – Кіровоград: КНТУ, 2010 – 281 с.
5. Бидерман В.Л. Механик тонкостенных конструкций. Статика. М., «Машиностроение», 1977. (Б-ка расчетчика)- 488с.

*М. Подгаецкий, К. Щербина*

**Особенности регулирования радиального размера отделочных режущих инструментов с помощью оболочковой формы под действием гидростатического давления**

В статье рассматривается использование оболочковой формы под действием гидростатического давления как механизма регуляции радиального размера отделочного инструмента и особенности расчета оболочковой формы на основе оси симметричной деформации оболочек вращения.

*М. Podgaetskij, K. Scherbina*

**Features of adjusting of radial size of finishings toolpieces by a thecal form under the action of hydrostatical pressure**

In the article the use of thecal form is examined under the action of hydrostatical pressure, as a mechanism of adjusting of radial size of finishing instrument and feature of calculation of thecal form on the basis of axis of symmetric deformation of shells of rotation.

Одержано 07.04.11

**УДК 539.43; 539.53+623.4; 621.785.53**

**Е.К.Солових, проф., канд. техн. наук**

*Кировоградский национальный технический университет*

## О концептуальном подходе к повышению несущей способности упрочняющих защитных покрытий

В статье рассмотрена концепция повышения несущей способности упрочняющих защитных покрытий (УЗП), которая обеспечивает использование всех возможностей в достижении максимальных эксплуатационных свойств как за счет выбора технологических режимов, так и разработкой новых конструктивных схем покрытий.

**несущие способность, защитные покрытия, концептуальный подход**

**Введение.** Уровень развитых в научно-промышленном отношении стран во многом определяется достижениями в области новых материалов, ибо они являются реальной основой создания современной наукоемкой продукции [1]. Одна из тенденций развития машиностроения заключается в ужесточении эксплуатационных факторов – нагрузок, температур, скоростей, новых агрессивных рабочих сред. Поэтому на первый

## Список літератури

1. Прогрессивные методы хонингования. /С.И. Куликов, Ф.Ф. Ризванов, В.А. Романчук, С.В. Ковалевский, - М.: Машиностроение, 1983. – 134 с.
2. Фрагин И.Е.. Новое в хонинговании. – М.: Машиностроение, 1980. – 93 с.
3. Наерман М.С., Попов С.А. Прецизионная обработка деталей алмазными и абразивными брусками. М.: Машиностроение, 1971. 223 с.
4. Підгаєцький М.М., Скібінський О.І., Дробік О.В., Пономаренко А.В.. Адаптивне керування процесом алмазного розвірчування. Загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний збірник. Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин, вип. 40, част. II – Кіровоград: КНТУ, 2010 – 281 с.
5. Бидерман В.Л. Механик тонкостенных конструкций. Статика. М., «Машиностроение», 1977. (Б-ка расчетчика)- 488с.

*М. Подгаецкий, К. Щербина*

**Особенности регулирования радиального размера отделочных режущих инструментов с помощью оболочковой формы под действием гидростатического давления**

В статье рассматривается использование оболочковой формы под действием гидростатического давления как механизма регуляции радиального размера отделочного инструмента и особенности расчета оболочковой формы на основе оси симметричной деформации оболочек вращения.

*М. Podgaetskij, K. Scherbina*

**Features of adjusting of radial size of finishings toolpieces by a thecal form under the action of hydrostatical pressure**

In the article the use of thecal form is examined under the action of hydrostatical pressure, as a mechanism of adjusting of radial size of finishing instrument and feature of calculation of thecal form on the basis of axis of symmetric deformation of shells of rotation.

Одержано 07.04.11

**УДК 539.43; 539.53+623.4; 621.785.53**

**Е.К.Солових, проф., канд. техн. наук**

*Кировоградский национальный технический университет*

## О концептуальном подходе к повышению несущей способности упрочняющих защитных покрытий

В статье рассмотрена концепция повышения несущей способности упрочняющих защитных покрытий (УЗП), которая обеспечивает использование всех возможностей в достижении максимальных эксплуатационных свойств как за счет выбора технологических режимов, так и разработкой новых конструктивных схем покрытий.

**несущие способность, защитные покрытия, концептуальный подход**

**Введение.** Уровень развитых в научно-промышленном отношении стран во многом определяется достижениями в области новых материалов, ибо они являются реальной основой создания современной наукоемкой продукции [1]. Одна из тенденций развития машиностроения заключается в ужесточении эксплуатационных факторов – нагрузок, температур, скоростей, новых агрессивных рабочих сред. Поэтому на первый

план выдвигается проблема защиты материалов от коррозии и износа. Исследования Европейского экономического объединения установило, что 4,2% бюджета развитых европейских стран поглощают повреждения поверхности конструктивных элементов в отраслях сельскохозяйственной техники, автомобильной и судостроительной промышленности [2]. Поэтому наиболее приоритетным направлением в современном машиностроении являются технологии упрочняющих защитных покрытий (УЗП).

Широкое внедрение многофункциональных покрытий сдерживается общеизвестными их недостатками – когезионным растрескиванием и адгезионным отслоением в условиях эксплуатации, снижением прочности и деформативности основного материала, высокой энергоемкостью технологии нанесения, экологическим ущербом технологии. В теории и практике УЗП сложился подход, заключающийся в создании УЗП с заранее заданными функциональными свойствами [3]. Подобный подход вызывает два вопроса: как определяется заранее требуемый уровень свойств и как этот уровень сравнивается с возможностями технологии УЗП.

Поэтому **цель** представленной статьи заключается в новой современной концепции повышения несущей способности и долговечности УЗП технологическими и конструктивными методами.

Концептуальный подход заключается в объединении в одной научной программе таких составляющих: технологий покрытий, математического моделирования, расчета напряженно-деформированного состояния (НДС), экспериментальных исследований. Сосредоточение в единой комплексной программе исследований методов математического моделирования экспериментальных исследований комплекса термомеханических свойств УЗП, а также расчета НДС дают возможность определить оптимальные технологические режимы и конструктивную компоновку многофункциональных покрытий с помощью которых достигается максимально возможная прочность и долговечность при минимальных затратах. Этим заложены основы общей методологической базы представленного исследования.

#### **Результаты и их обсуждение.**

Концептуальный подход предполагает такие этапы:

- многокритериальная оптимизация серийной традиционной технологии УЗП и конструктивной схемы покрытия по комплексу термомеханических свойств;
- определение максимальных возможностей серийной технологии, позволяет перейти к дальнейшему повышению несущей способности УЗП переходом к УЗП дискретного островкового типа;
- дальнейшее повышение несущей способности осуществляется переходом к дискретным покрытиям каркасного типа.

При многофакторном планировании эксперимента учитываются конструкционные, технологические и эксплуатационные факторы [4]. К конструкционным факторам относятся материал покрытия, его толщина, чередование и соотношение слоев в многослойном покрытии. К технологическим факторам относятся температура нанесения покрытия и продолжительность, состав и давление реактивной среды, рабочие токи. В качестве эксплуатационных факторов рассматриваются нагрузка, скорость скольжения, смазка, рабочая температура.

Критериями оптимизации в виде функций отклика из математических регрессионных моделей приняты характеристики, которые наиболее адекватны долговечности и работоспособности детали с покрытием. В качестве критериев оптимизации приняты: адгезионная и когезионная прочность, соотношение их равнопрочности, критическая деформация основы при растрескивании или отслоении покрытия, изотермическая и термоциклическая ползучесть, предел высокочастотной усталости, эрозионная стойкость в пылевом газовом потоке, износостойкость при различных видах нагружения. Наряду с термомеханическими свойствами в качестве

критериев оптимизации используются себестоимость процесса, материало- и энергоёмкость, а также производительность технологического оборудования.

Оптимизация технологических процессов и конструктивных схем покрытий обеспечивает построение математических моделей, отражающих взаимосвязь между входными факторами и критериями оптимизации. Таким образом оптимизация определяет максимальные возможности данной технологии, а также условия достижения максимального уровня эксплуатационных свойств. Экспериментальный характер функций отклика (рис.1) свидетельствует об эффективности применения многокритериальной оптимизации.

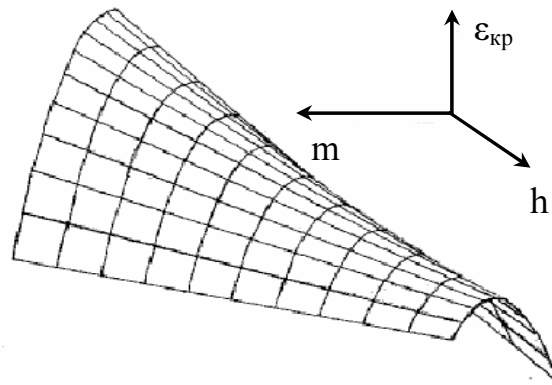


Рисунок 1 - Зависимость критической деформации основы  $\epsilon_{кр}$  от толщины покрытия  $h$  и навески порошка  $m_n$  на один цикл при детонационно-газовом напылении

В соответствии с концепцией дальнейшее повышение несущей способности УЗП осуществляется переходом к покрытиям дискретной структуры островкового типа. Для этого необходимо решить две задачи:

- разработать технологическое обеспечение для серийных технологий при минимальной их модернизации;
- расчетным методом определить геометрические параметры дискретной структуры, обеспечивающие минимальный уровень напряженно-деформированного состояния (НДС) в условиях эксплуатации.

Технологии УЗП, использующие высококонцентрированные потоки энергии (плазменные и лазерные технологии, электроискровое легирование) дискретны по своей природе. Для таких традиционных технологий, как вакуум-плазменная и химико-термическая, применяются сеточные экраны и активные экранирующие пасты [5-8]. Геометрические параметры, обеспечивающие минимальный уровень НДС в условиях эксплуатации, определены расчетными методами [9-12]. Дискретная структура УЗП островкового типа обеспечивает дальнейшее повышение износостойкости (рис.2). Приведены сравнительные результаты по износостойкости стали 38Х2МЮА с различными технологиями упрочнения: ТО (базовая термообработка – цементация и закалка), КИБ (вакуум-плазменная технология), ИА (ионное азотирование), ЛТО (лазерная термообработка) и ЭИЛ (электроискровое легирование). Износостойкость определена в условиях трения скольжения при нагрузке  $P=12$  МПа, скорости скольжения  $V=1,2$  м/с и пути скольжения  $L=10^3$  м. Из рис.2 следует, что износостойкость дискретных покрытий островкового типа в 2...5 раз выше износостойкости традиционных сплошных покрытий и в 3...7 раз выше, чем у традиционной цементации с закалкой.

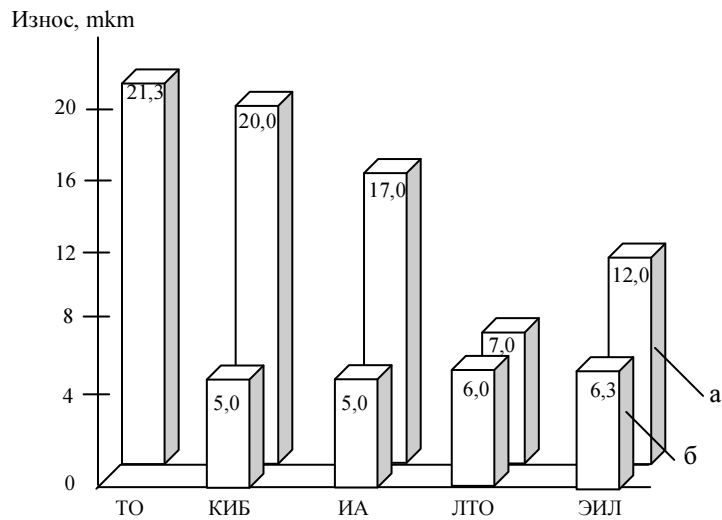
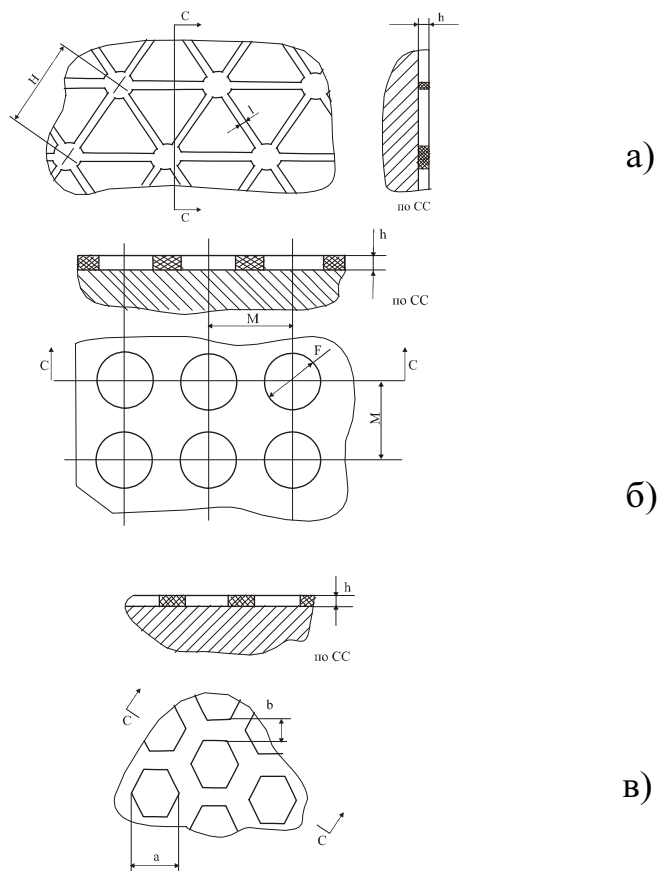


Рисунок 2 - Износ сплошных (а) и островковых (б) покрытий при 20<sup>0</sup>С без смазки

Дальнейшее повышение несущей способности УЗП в соответствии с принятой концепцией осуществляется переходом к дискретным покрытиям каркасного типа, представляющим собой зеркальное негативное изображение покрытий островковой структуры [13]. Каркасные покрытия состоят из перемычек, выполненных из материала покрытия, и впадин между перемычками. Рассмотрены каркасные покрытия ажурного, перфорированного и ячеистого типа (рис.3).



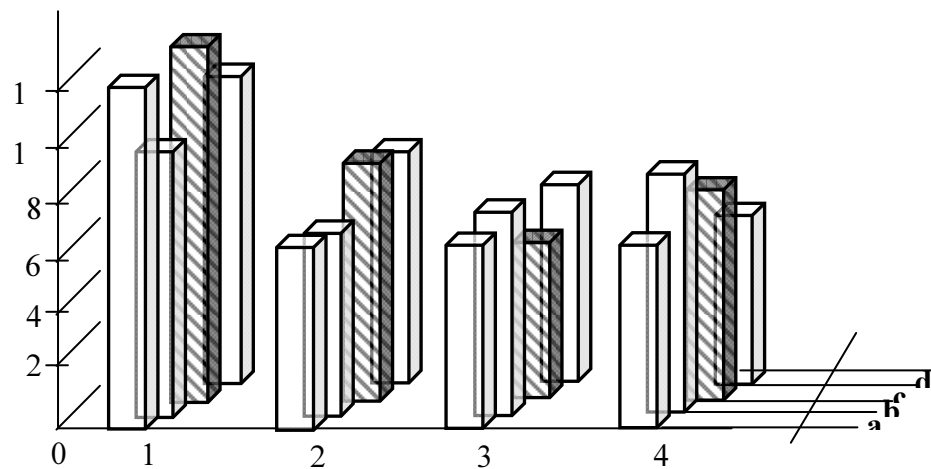
а – ажурные; б – перфорированные; в – ячеистые

Рисунок 3 - Каркасные покрытия

Геометрические параметры каркасных покрытий ( $H$ ,  $D$ ,  $l$ ,  $M$ ,  $a$ ,  $b$ ) определены расчетным путем из условия минимального уровня НДС в условиях эксплуатации [9-12]. Покрытия каркасного типа выполняют такие функции:

- наличием регулярных полостей-впадин улавливают твердые частицы износа, а также абразивные частицы из окружающей среды;
- удерживают и накапливают продукты вторичных структур при их периодическом разрушении;
- удерживают смазку в полостях каркасного покрытия [14].

На рис.4 приведены сравнительные результаты по износостойкости дискретных покрытий островкового (1), ажурного (2), перфорированного (3) и ячеистого (4) типов при ужесточении эксплуатационных факторов. Материал основы – сталь 40Х, вакуум-плазменное покрытие TiN.



1- островковые, 2 – ажурные, 3 – перфорированные, 4 - ячеистые;  
а – удвоенная контактная нагрузка,  $P=24$  МПа; б – удвоенная скорость скольжения,  $V=2,4$  м/с;  
с – температура испытаний  $400^{\circ}\text{C}$ ; д – испытания в абразивной эмульсии

Рисунок 4 - Износостойкость при ужесточении режимов испытаний

Дискретная структура позволила увеличить толщину покрытия до 24 мкм без растрескивания и отслоения. Режимы испытаний на трение скольжение:  $P=24$  МПа, скорость скольжения  $V=2,4$  м/с, температура испытаний  $400^{\circ}\text{C}$ , путь скольжения  $L=10^3$  м. Из рис.4 следует, что каркасные покрытия почти в 2 раза более износостойкости, чем островковые покрытия.

**Выводы.** Концепция повышения несущей способности УЗП обеспечивает использование всех возможностей в достижении максимальных эксплуатационных свойств как за счет выбора технологических режимов, так и разработкой новых конструктивных схем покрытий.

## Список литературы

1. Братухин Л.Г. Развитие производства перспективных для оборонных отраслей промышленности материалов на базе металлургического комплекса России / Л.Г. Братухин // Вестн. машиностр. – 1997. – № 3. – С.36–39.
2. Tratamiento de superficies // Deform. metals. – 1992. –18, № 194. –С.45–48.
3. Студент М.М. Розроблення багатofункціональних покриттів із порошкових дротів на основі Fe-Cr-B-Al та Fe-Cr-C-Al. – Автореф. ... докт. дис. – ФМІ НАНУ, Львів, 2011. – 33 с.

4. Ляшенко Б.А. Оптимизация технологии нанесения покрытий по критериям прочности и износостойкости / Б.А.Ляшенко, Е.К.Соловых, В.И.Мирненко и др. // ИПП им. Г.С.Писаренко НАНУ, - Киев – 2010. – 193 с.
5. Соловых Е.К. Технологическое обеспечение вакуум–плазменных покрытий дискретной структуры / Е.К.Соловых, Б.А. Ляшенко, А.В. Рутковский и др. // Технологические системы. – 2007, № 2. – С.22–27.
6. Пат. 26555 Україна, С23С 14/32, С23С 14/04. Спосіб нанесення зносостійких несучільних покриттів на неметалеві матеріали / Ляшенко Б.А., Солових Є.К., Антонюк В.С. та ін. Опубл. 25.09.2007, Бюл. № 15.
7. Пат. 26322 Україна, С23С 14/00, С23С 14/24, С23С 14/26. Установка для вакуум–плазмового напилення / Солових Є.К., Ляшенко Б.А., Антонюк В.С. та ін. Опубл. 10.09.2007, Бюл. № 14.
8. Солових Е.К. Технологическое обеспечение дискретной структуры поверхности при азотировании / Е.К. Солових, Б.А. Ляшенко, В.Г. Каплун и др. // Технологические системы. – 2009, № 2.– С.55–59.
9. Антонюк В.С. Аналітичні та числові методи проектування дискретних покриттів на інструментальних матеріалах / В.С. Антонюк, О.Б. Сорока, Є.К. Солових та ін. // Зб. „Математичні проблеми механіки неоднорідних структур. – Львів – 2006. – Т.1. – С.121–123.
10. Ляшенко Б.А. Технологические, конструктивные и эксплуатационные особенности упрочняющих покрытий дискретной структуры на деталях машин и инструменте./ Б.А. Ляшенко, Соловых Е.К., Сорока Е.Б. и др. // Сб. тр. XIII междуна. науч.–техн. конф. «Машиностроение и техносфера XXI века» – Севастополь, 11–16 сент. 2006 – Донецк: ДонНТУ – 2006, Т.4. –С.292–296.
11. Клименко С.А. Оптимизация дискретной структуры при поверхностной электроконтактной закалке./ С.А. Клименко, Е.К. Соловых, Е.Б. Сорока и др.// Инженерия поверхности и реновация изделий: Матер. 6 междуна. науч.–техн. конф., 30 мая – 1 июня, 2006, Ялта – Киев: АТМ України – 2006. –С.83–85.
12. Напряженно–деформированное состояние инструментальных материалов с вакуум–плазменными покрытиями/ Сорока Е.Б., В.С. Антонюк, Е.К. Соловых и др. // Инженерия поверхности и реновация изделий: Матер. 8 междуна. науч.–техн. конф., 27–29 мая, 2008, Ялта – Киев: АТМУ – 2008. – С.223–225.
13. Пат. 40289 України, С23С 14/32. Спосіб нанесення несучільних зносостійких покриттів / Ляшенко Б.А., Рутковський А.В., Калініченко В.І., Солових Є.К. Опубл. 25.03.09, Бюл. № 6.
14. Соловых Е.К., Ляшенко Б.А., Калиниченко В.И. Износостойкие несплошные покрытия каркасного типа // Проблемы тертя та зношування: наук.-техн. зб. – К.: „НАУ-друк”, 2010. –Вип. 54. –С.31-46.

*Є. Солових*

#### **Про концептуальний підхід до підвищення несучої здібності упрочнюючих захисних покриттів**

В статті розглянута концепція підвищення несучої здібності зміцнюючи захисних покриттів (ЗЗП), яка забезпечує використання усіх можливостей в досягненні максимальних експлуатаційних властивостей як за рахунок вибору технологічних режимів, так і розробкою нових конструкційних схем покриттів.

*Е. Solovykh*

#### **About conceptual approach to carries capacity increase of hardening protecting coatings**

The conception of carrier capacity increase of hardening protecting coating which provides the use of all possibilities in the achievement of maximal operation properties due to the choice of technological regimes and the development of new construction circuits of coatings.

Одержано 14.05.11

УДК 621.523.8

**Т.Г. Сабірзянов, проф., д-р техн.наук, М.В. Кубкін, асист., В.П. Солдатенко, асист.**  
*Кіровоградський національний технічний університет*

## Методика вибору структури і складу систем електропостачання з відновлювальними джерелами

В статті проаналізована методика побудови енергосистем з відновлюваними джерелами енергії **аналіз чутливості, вітровий генератор, комбінована система енергопостачання, сонячна установка, чиста приведена вартість, собівартість**

Національною енергетичною стратегією України [Стратегія] до 2030 року передбачено значне збільшення частки відновлювальних джерел енергії (ВДЕ) в енергетичному балансі країни. Основними напрямками подальшого розвитку відновлюваної енергетики є використання енергії вітру, сонця, малих річок, геотермальної енергії, енергії доквілля (застосування теплових трансформаторів) та біомаси.

Впровадження відновлювальних джерел можливо здійснювати притримуючись трьох стратегій – системної, автономної та комбінованої.

Системна стратегія передбачає широке впровадження крупних проектів з ВДЕ – баштових сонячних електростанцій, системних вітроелектростанцій, потужних ТЕС на геотермальній воді, електростанцій районного значення на біомасі (соломі), тощо. Для реалізації таких проектів необхідно залучати значні кошти, відчужувати відносно великі території землі (із-за малої концентрації потоків енергії), і взагалі їх побудова можлива не будь-де, а лише в особливих місцях з підвищеною питомою густиною ресурсів відновлюваної енергетики.

Автономна стратегія передбачає розробку комплексів для живлення окремих об'єктів, як правило малої потужності. Проте, при автономному електропостачанні істотно дається взнаки сезонна нерівномірність потоків первинної енергії. Відтак доводиться завищувати установлену потужність енергоустановок і використовувати акумулятори електричної або теплової енергії. Це істотно впливає на вартісні та надійнісні показники системи енергопостачання.

Очевидно, що компенсувати більшість вищезгаданих недоліків можна, якщо використовувати установки на ВДЕ у поєднанні із звичайним (традиційним) способом енергопостачання. При цьому ВДЕ будуть замінювати певну частину традиційної енергії. Комбінована стратегія передбачає широке (в розумінні кількості установок) впровадження дрібних та середніх проектів. Такі проекти можна застосувати для побутових споживачів (приватні і багатоквартирні будинки), соціальних та адміністративних об'єктів (дитячі садки, навчальні та лікувальні заклади, офіси), підприємств агропромислового виробництва (фермерські господарства, тваринницькі ферми і комплекси, підприємства по переробці агропромислової продукції, дрібні та середні населені пункти).

Значний вклад у розробку подібних систем внесли українські вчені – Денисенко Г.І., Драганов Б.Х., Кудря С.О., Денисюк С.П., Жесан Р.В., Плешков С.П., Каплун В.В.

З метою енергозабезпечення дрібних та середніх об'єктів можна використовувати наступні відновлювальні джерела та технології (установки):

- вітрові установки для виробництва електричної енергії (високої або низької якості) або механічної енергії (подрібнення кормів, викачування води);
- сонячні установки для гарячого водопостачання і опалення;
- фотоелектричні панелі для виробництва електричної енергії;
- гідроелектростанції малої потужності (для гірських річок);
- гарячу воду геотермальних джерел для підігріву води на опалення і водопостачання;
- теплові трансформатори (насоси) для опалення, гарячого водопостачання, кондиціонування повітря;
- резервні дизель- і бензинові генератори на біопаливі;
- котлоагрегати малої і середньої потужності для опалення і гарячого водопостачання;
- паливні комірки для виробництва електричної енергії;
- виробництво біогазу (та мінеральних добрив, як супутнього товару) із відходів тваринницьких ферм і переробних підприємств;

Із викладеного вище очевидно, що один і той же об'єкт енергопостачання можна забезпечити енергією від різних джерел. І зовсім не очевидно яким установкам віддати перевагу. Тобто постає проблема оптимального вибору якісного (види технологій) та кількісного (потужність установок) складу системи енергозабезпечення. Подолати дану складність можна розробкою загальної методики побудови таких систем і використанням відповідних технічних засобів для полегшення розрахунків і аналізу результатів вибору обладнання.

Метою даної статті є аналіз методики вибору оптимального варіанта енергопостачання.

На рис.1 умовно представлено стадії аналізу проекту енергопостачання.

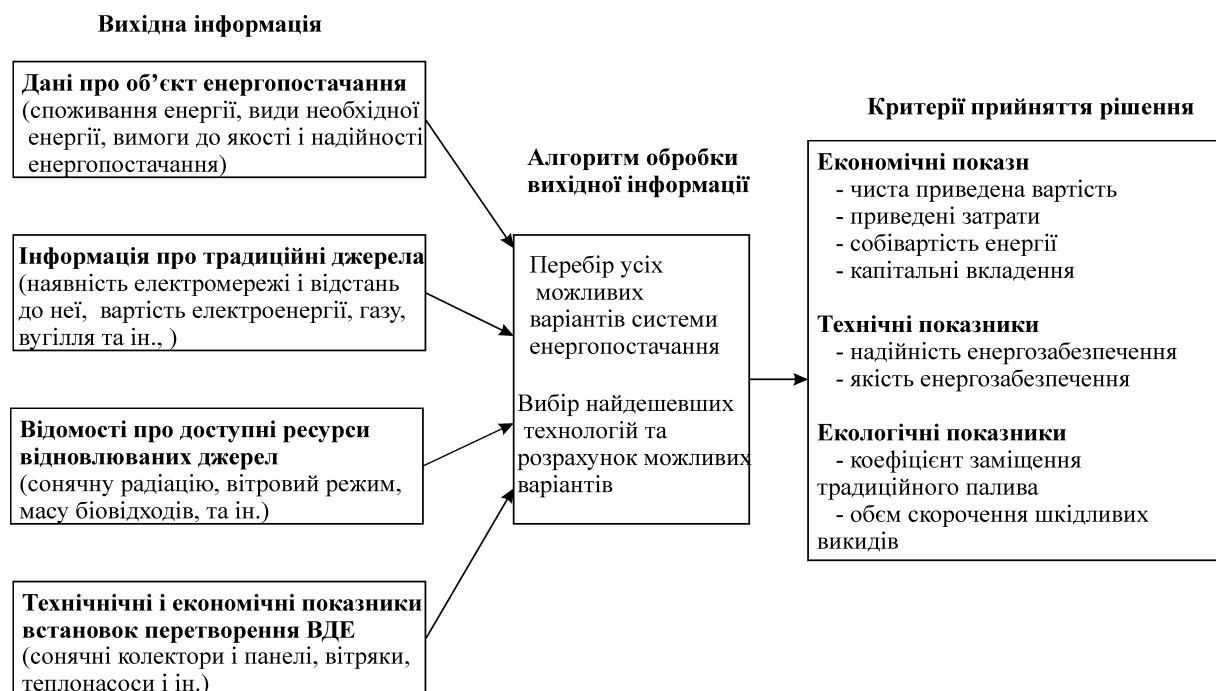


Рисунок 1 – Стадії аналізу проекту енергопостачання

На першому етапі відбувається збір інформації про:

- об'єкт енергопостачання, а саме потребу в електричній і тепловій енергії за день, місяць, рік, вид необхідної енергії та її якість, допустимий час перерви електропостачання, необхідна потужність резервного джерела живлення;

- традиційні джерела енергії, а саме технічна можливість під'єднання до електричної або газової мережі, допустимий об'єм енергоспоживання та штрафи за перевищення, вартість енергоносія;

- наявні відновлювані джерела, які технічно можливо використати і які володіють достатньою інтенсивністю;

- доступні установки для перетворення енергії сонця, вітру і ін. в електричну і теплову енергію.

Далі відбувається синтез можливих систем енергопостачання, які відрізняються наявністю або відсутністю установок певного виду а також їх потужністю.

Кінцевою метою розрахунку є вибір системи такого складу, яка б задовольняла певним вимогам. Вимоги можуть мати економічне, технічне або екологічне підґрунтя або поєднувати ці показники з певними ваговими коефіцієнтами.

Окремо слід приділити увагу чутливості кінцевого результату до певних змін у потребі енергії споживача, вартості традиційного палива або інтенсивності потоку енергії відновлювального джерела.

Проведемо вибір системи електропостачання невеликого котеджу в Кіровоградській області. Об'єкт знаходиться в сільській місцевості, відстань до звичайної мережі електропостачання складає 17 км. Географічні координати місця знаходження - 48°30' північної широти та 32°18' східної довготи.

Середня потужність навантаження по годинах: 0-8 год. – 2 кВт, 8-10 год. – 10 кВт, 10-18 год. – 5 кВт, 18-20 год. – 10 кВт, 20-22 год. – 5 кВт, 22-24 год. – 2 кВт.

Для електропостачання пропонується встановлення наступного обладнання: бензинового генератора, сонячних монокристалічних електричних панелей, вітрового генератора, акумуляторних батарей та інвертора-випрямляча.

Бензиновий генератор HONDA ECT7000 має потужність 6,5 кВА, витрату палива при номінальному навантаженні 2 л/год., вартість 2000 \$ [2].

Сонячні монокристалічні панелі MSP 80 W потужністю 80 Вт при стандартних умовах (інтенсивність випромінювання 1000 Вт/м<sup>2</sup>), вартість 3000 \$ за 1 кВт [3].

Вітровий генератор GE S-1000 вартістю 2000 \$ разом з мачтою. Вартість заміни самого генератора складає 1500 \$. Електрична потужність вітрогенератора залежить від швидкості вітру наступним чином: 3 м/с – 70 Вт, 4 м/с – 168 Вт, 5 м/с – 240 Вт, 6 м/с – 343 Вт, 7 м/с – 490 Вт, 8 м/с – 700 Вт, 9 м/с – 1000 Вт, 10 м/с – 1140 Вт, 11 м/с – 1300 Вт, 12 м/с – 1482 Вт, 13 м/с – 948 Вт, 14 м/с – 759 Вт, 15 м/с – 607 Вт, 16 м/с – 485 Вт, 17 м/с – 370 Вт, 18 м/с – 185 Вт, 19 м/с – 93 Вт, 20 м/с – 50 Вт [4].

Акумуляторні батареї типу AGM (не обслуговувані, із зв'язаним електролітом) 200 А·год., 12 В, вартість батареї та її заміни складає 430 \$.

Перетворювач (конвертор) вважаємо загальним для перетворення постійного струму вітрогенератора і сонячної батареї у змінний струм. Вважаємо також, що він здатний працювати і у зворотному напрямку – перетворювати змінний струм бензинового генератора у постійний струм для заряду батареї. Питома вартість конвертора складає 225 \$ за 1 кВт встановленої потужності.

У якості альтернативи електропостачання розглядається варіант спорудження лінії електропередачі із питомою вартістю 8000 \$/км.

У першому наближенні вартістю проектних робіт і монтажу нехтуємо.

З допомогою програми HOMER ENERGY виконуємо розрахунок варіантів електропостачання котеджу від комбінованої системи та порівнюємо його із випадком спорудження лінії електропередачі.

Для цього вводимо технічні дані про обладнання та його питому вартість (на одиницю потужності). Програма надає можливість апроксимувати значення введених потужностей та відповідну ціну установок. Таким чином є можливість дискретно варіювати потужність установок у певному діапазоні:

- бензиновий генератор 0 – 10 кВт з кроком 2 кВт;
- вітровий генератор 0 – 20 кВт з кроком 2 кВт;
- сонячна панель 0 – 20 кВт з кроком 2 кВт;
- інвертор 0 – 10 кВт з кроком 2 кВт;
- акумуляторна батарея 25 – 200 шт. з кроком 25 шт.

Додатково необхідно задати дані про сонячне випромінювання, вітровий режим та ціну палива для генератора.

Ціну на паливо приймаємо у розмірі 1,25 \$/л.

Середні швидкості вітру для кожного місяця в умовах Кіровограда наступні: 1 – 5,280 м/с, 2 – 5,440 м/с, 3 – 5,350 м/с, 4 – 4,690 м/с, 5 – 4,560 м/с, 6 – 4,020 м/с, 7 – 3,580 м/с, 8 – 3,710 м/с, 9 – 3,960 м/с, 10 – 3,920 м/с, 11 – 4,560 м/с, 12 – 4,610 м/с [5].

Дані про сонячне випромінювання можливо використати із [6]. При цьому середня потужність сонячного випромінювання на горизонтальну поверхню за координатами об'єкту складає помісячно: 1 – 1,2 Вт/м<sup>2</sup>, 2 – 1,95 Вт/м<sup>2</sup>, 3 – 2,96 Вт/м<sup>2</sup>, 4 – 4,07 Вт/м<sup>2</sup>, 5 – 5,47 Вт/м<sup>2</sup>, 6 – 5,49 Вт/м<sup>2</sup>, 7 – 5,57 Вт/м<sup>2</sup>, 8 – 4,92 Вт/м<sup>2</sup>, 9 – 3,57 Вт/м<sup>2</sup>, 10 – 2,24 Вт/м<sup>2</sup>, 11 – 1,15 Вт/м<sup>2</sup>, 12 – 0,96 Вт/м<sup>2</sup>.

При розрахунку прийmemo ставку дисконтування у розмірі 15%, а термін експлуатації реалізації усього проекту – 25 років.

Створена модель для аналізу у HOMER ENERGY має вигляд рис.2.

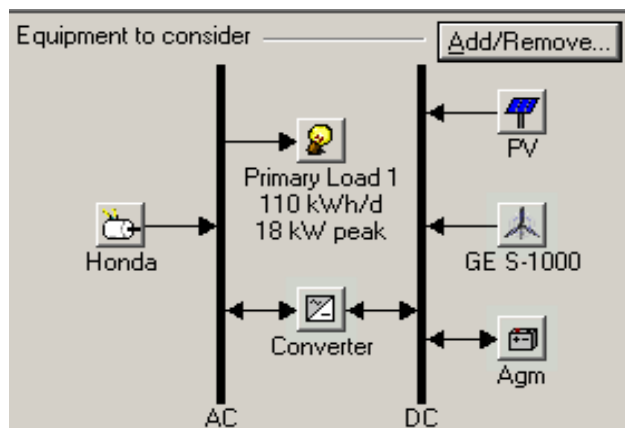


Рисунок 2 - Модель комбінованої енергосистеми в HOMER ENERGY

Після моделювання роботи системи та порівняння усіх можливих варіантів складу отримаємо варіанти систем електропостачання, які найбільш вигідні у своїх категоріях - табл.1. Показники варіантів приведені у табл. 2.

Як видно із табл.2 найменша дисконтована вартість у варіанті №1, тому його і слід приймати до подальшого розгляду.

На рис.3 приведений графік, де порівнюється дисконтовані вартості комбінованої системи енергопостачання і будівництва лінії електропередачі від традиційної енергосистеми. З рис.3 видно, що при необхідності будівництва лінії довжиною 15,8 км два варіанти електропостачання зрівнюються по приведеній вартості.

Оцінимо, як буде впливати на якісний склад системи середньорічна швидкість вітру і вартість палива. Для цього проведемо аналіз чутливості до цих параметрів. Задамо варіації наступних величин:

- середня швидкість вітру 3 – 5 м/с з кроком 0,5 м/с;
- вартість палива 1 – 1,5 \$/л з кроком 0,25 \$/л.

В результаті аналізу отримаємо діаграму рис.5.

Таблиця 1 - Категорії систем електропостачання та їх показники

№	Встановлена потужність, кВт				Кількість батарей
	фотобатареї	вітрогенератора	генератора	конвертора	
1	8	12	6	8	50
2	-	12	8	6	50
3	8	-	6	8	75
4	-	-	8	6	75
5	14	20	10	10	-

Таблиця 2 - Техніко-економічні показники варіантів електропостачання

№	Кап. вклад., \$	Поточні витрати, \$/рік	Дисконтована вартість, \$	Собівартість, \$/кВт·год	Коеф. заміщ., %	Витрата палива, л	Час роботи генер., год.
1	73146	14731	168372	0,65	51	8102	4205
2	49312	18632	169753	0,656	34	11299	4821
3	59896	21248	197249	0,762	12	14453	7476
4	36062	26321	206201	0,797	0	18496	7839
5	87327	20991	223018	0,867	43	11845	5989

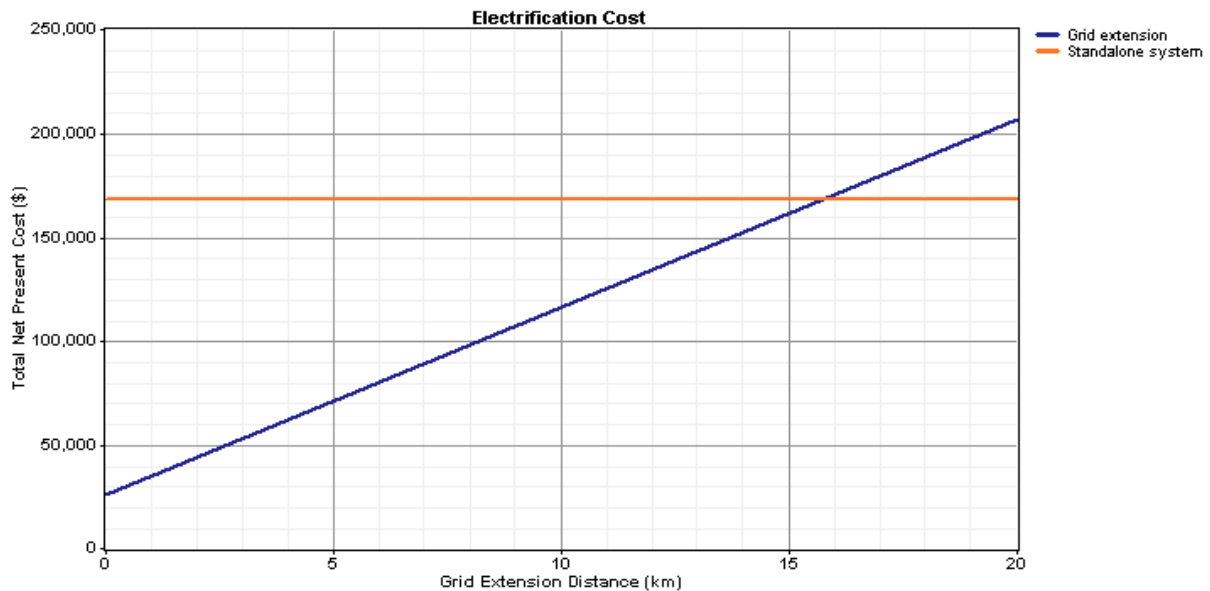


Рисунок 3 - Приведена вартість комбінованої системи енергопостачання (пряма лінія) та будівництва лінії електропередачі (похила лінія)

На рис. 4 видно три області, які відповідають різному якісному складу систем енергопостачання в залежності від середньої середньо-кубічної швидкості вітру і вартості палива для генератора:

- верхня область – вітрогенератор, фотоустановка, бензогенератор, батарея;
- середня область – вітрогенератор, бензогенератор, батарея;
- нижня область (зліва у куті) – фотоустановка, бензогенератор, батареї.

Таким чином, застосування комбінованих енергетичних систем з відновлюваними джерелами енергії в певних умовах дає економічний ефект. Цей ефект залежить в першу чергу від кон'юнктури на енергетичному ринку: динаміки тарифу на електричну енергію, вартість обладнання відновлюваної енергетики та ін. і, що дуже важливо, може істотно змінюватись.

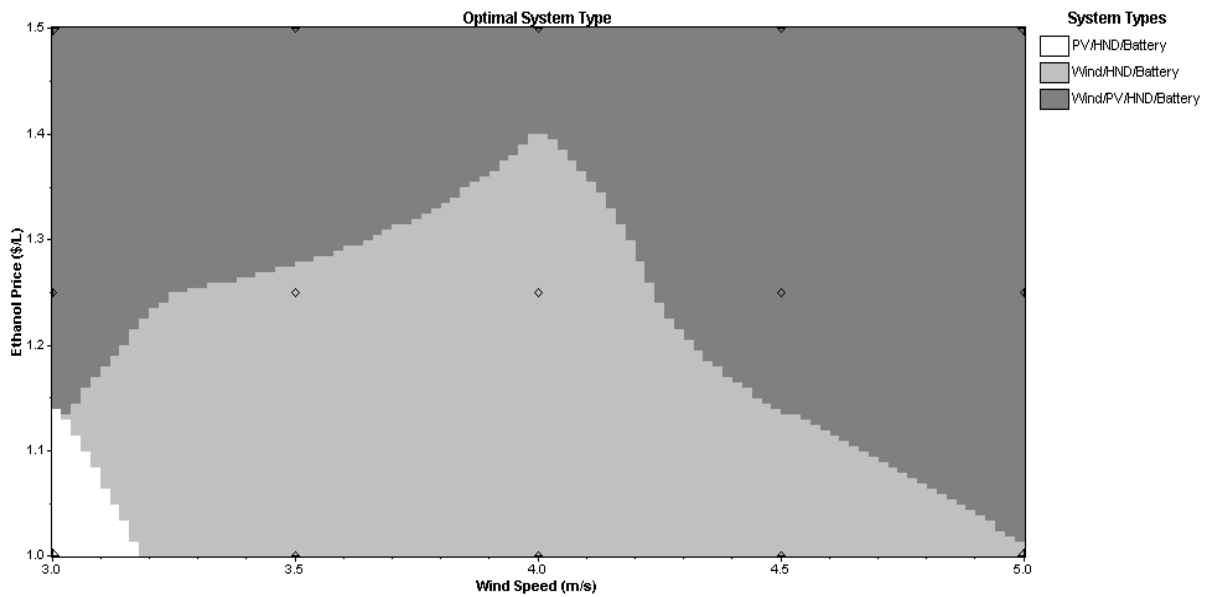


Рисунок 4 - Діаграма чутливості складу енергосистеми до вхідних параметрів

Для аналізу доцільності побудови таких систем необхідно володіти методикою вибору оптимального якісного і кількісного складу енергосистем керуючись економічними, технічними, екологічними показниками або із комбінацією. Використання прикладного програмного забезпечення дозволяє не лише визначити показники різних варіантів комбінованого енергопостачання, але і дослідити вплив вхідних змінних на структурний склад та показники систем

## Список літератури

1. Національна енергетична програма України. Затверджена Верховною Радою України 15 травня 1996 року №191/96-ВВ
2. [www.vetrogenerator.org.ua](http://www.vetrogenerator.org.ua)
3. [www.solnechnie-batarei.com.ua](http://www.solnechnie-batarei.com.ua)
4. [www.autonomenergo.com.ua](http://www.autonomenergo.com.ua)
5. Справочник по климату СССР. Выпуск 10. Украинская ССР. Часть III. Ветер. – Л.: Гидрометеорологическое изд-во, 1967. – 690 с.
6. <http://eosweb.larc.nasa.gov/sse/>

*T. Sabirzanov, M. Kubkin, V. Soldatenko*

### **Методика выбора структуры и состава системы электроснабжения с возобновляемыми источниками энергии**

В статье проанализирована методика построения энергосистем с возобновляемыми источниками энергии.

*T. Sabirzanov, M. Kubkin, V. Soldatenko*

### **Technique of a choice of structure and structure of system of an electrical supply with renewed energy sources**

In article the technique of construction of power supply systems with renewed energy sources is analyzed.

Одержано 04.04.11

УДК 621.391.83

Л.Г. Віхрова, проф., канд. техн. наук, В.В. Аулін, проф., канд. ф-м. наук,  
В.А. Бісюк, асп.

*Кіровоградський національний технічний університет*

## Математичні моделі процесу індукційного нагрівання поверхонь деталей для автоматичної системи управління наплавленням композиційних покриттів

Наведено аналіз загальної математичної моделі процесу індукційного нагрівання (ІН) робочих поверхонь деталей машин і запропоновано ідеалізовані математичні моделі індукційного нагрівання, які дозволяють з різним ступенем наближення до реального процесу вивчити статичні і динамічні характеристики необхідні при побудові АСУ технологічним процесом індукційного наплавлення зміцнюючих композиційних покриттів.

**індукційне наплавлення, індукційне нагрівання, композиційне покриття, автоматична система управління, статичні і динамічні характеристики, ідеалізована математична модель**

**Вступ.** Процес індукційного нагрівання композиційного покриття (КП) характеризується складними взаємодіями електромагнітних і теплофізичних параметрів системи «індуктор-деталь-покриття» з температурою матеріалу деталі і покриття, зміною їх за часом і по об'єму і площині деталі. Це визначає відповідний підхід до індукційного нагрівача як об'єкта автоматичного управління з розподіленими параметрами.

Нагрівання композиційного матеріалу при індукційному способі нанесення КП відбувається переважно за рахунок передачі теплової енергії з поверхні деталі в шихту.

### **Аналіз останніх досліджень та публікацій**

На сучасному етапі розв'язання задач автоматизованого керування режимами індукційного нагрівання (ІН) при наплавленні КП зводиться, як правило, до синтезу систем стабілізації того або іншого параметра процесу або створенню систем програмного регулювання [1,5,6]. Загальні принципи побудови систем стабілізації температурного режиму встановленого для безперервно-послідовного нагрівання і вимоги до якості функціонування цих систем сформульовані в роботах [6,7,8]. Як керуючий вплив у синтезованих АСУ можуть бути використані: напруга джерела живлення, відносна швидкість переміщення виробу, частота струму, параметри коливального контуру. Найбільш розповсюдженим методом керування температурним режимом ІН є в даний час керування напругою джерела живлення нагрівача, що здійснюється з впливом на струм збудження генератора, зі зміною кута регулювання керованого випрямляча зі стабілізацією перетворювача частоти, переключення ступеней напруги в установках з регульованими трансформаторами.

У роботах [5,8,9] розглядаються деякі питання синтезу і досліджується область стійкості АСУ режимами ІН з машинним генератором, що являє собою аперіодичну ланку; сам об'єкт представлений у виді теплотехнічно тонкого тіла. Показано, що для збільшення області стійкості системи бажане застосування ПД – закону регулювання.

Питання аналізу і синтезу АСУ температури виробів на виході з нагрівача при їхньому дискретному просуванні розглянуті в роботі [9]. Однак, тут регулювання

температури заготовок здійснюється в межах кроку, що аналогічно нагріванню нерухомих виробів з фіксованою тривалістю нагрівання. Відповідно до зазначеної обставини дослідження динамічних властивостей АСУ тут проводиться без врахування руху об'єкта.

Питання динаміки АСУ індукційним нагріванням рухомих деталей, за прямим і непрямим параметрами розглянуті в роботах [4,5,7]. На підставі аналізу основних факторів, згідно яким формується структура АСУ режиму ІН, виділено чотири структури, що відрізняються наявністю інерційних ланок І, ІІ, ІІІ порядків, і досліджена динаміка зазначених структур для реальних параметрів об'єкта. Проведено аналіз стійкості систем програмного керування ІН при введенні ПІ, ПД, ПІД – законів регулювання і дано рекомендації з вибору параметрів настройки регуляторів. Показано можливість створення універсального програмного регулятора, що з'єднає керування за прямим і непрямим параметрами.

Найбільш загальні принципи керування об'єктом ІН сформульовані в роботах [2,8]. На підставі отриманих аналітичним методом передатних функцій об'єкта виконано аналіз динаміки АСУ теплового режиму процесу ІН. Показано, що АСУ теплового режиму ІН схильна при досить великому коефіцієнті підсилення до незатухаючих коливань.

Динамічні властивості АСУ ІН істотно залежать від характеру розподілу потужності уздовж зони нагрівання. Для стійкості процесу рекомендується забезпечити зростаючий або принаймні неспадаючий характер розподілу потужності нагрівання уздовж індуктора.

**Метою** даної роботи є аналіз загальної математичної моделі процесу індукційного нагрівання (ІН) робочих поверхонь деталей машин і розробка ідеалізованих математичних моделей ІН, які дозволяють з різним ступенем наближення до реального процесу вивчити статичні і динамічні характеристики необхідні при побудові АСУ технологічним процесом індукційного наплавлення зміцнюючих композиційних покриттів.

Процес індукційного нагрівання матеріалу деталі СВЧ описується в загальному випадку взаємозалежною системою рівнянь Максвелла і Фур'є для електричного і теплового [8] полів:

$$\left\{ \begin{array}{l} \operatorname{rot} \vec{H} = \vec{\delta} \\ \operatorname{div} \vec{H} = 0 \\ c(\theta) \rho(\theta) \frac{d\theta}{dt} - \operatorname{div}[\lambda(\theta) \operatorname{grad} \theta] + v \cdot \operatorname{grad} \theta = W(h, \theta) \end{array} \right. \quad ; \quad \left\{ \begin{array}{l} \operatorname{rot} \vec{E} = -\frac{d\vec{B}}{dt} \\ \operatorname{div} \vec{B} = 0 \end{array} \right. \quad (1)$$

де  $\vec{B}$  – магнітна індукція;

$\vec{E}$  – напруженість електричного поля;

$\vec{H}$  – напруженість магнітного поля;

$\theta$  – температура виробу, що нагрівається;

$\lambda(\theta)$ ,  $c(\theta)$ ,  $\rho(\theta)$  – коефіцієнти теплопровідності, теплоємності і питомого опору матеріалу заготовки;

$v$  – швидкість відносного переміщення заготовки й індуктора;

$W(h, \theta)$  – функція розподілу внутрішніх джерел тепла.

Система рівнянь (1) у загальному випадку аналітично розподілена відносно розподілу температури тіла, що нагрівається, у часі і просторі. Однак, відомий ряд практично важливих ситуацій, при дослідженні яких можна ввести допущення, які не змінюють сутності явища, але значно спрощують рішення задачі [2,3,4]:

- мала інерційність електромагнітних процесів у порівнянні з тепловими дає можливість при вивченні нестационарних теплових режимів знехтувати впливом перехідних процесів електромагнітного поля.

- у типових ситуаціях, що характеризуються великою величиною відношення довжини нагрівача до діаметра заготовки, впливом крайових ефектів можна знехтувати.

- при досить великій потужності, виділюваної в процесі нагрівання в поверхневому шарі заготовок, величина теплового потоку в радіальному напрямку принаймні на порядок більше, що свідчить про те, що передачею тепла по осі заготовок можна знехтувати, тобто прийняти  $\lambda_x = 0$ .

З урахуванням прийнятих допущень процес індукційного нагрівання циліндричної заготовки радіусом  $R$  може бути представлений неоднорідним диференціальним рівнянням теплопровідності Фур'є, що у циліндричних координатах приймає вид [1,2,9].

$$\gamma c(\theta) \frac{d\theta}{dt} = \frac{d}{dr} \left[ \lambda_r(\theta) \frac{d\theta}{dr} + \frac{\lambda_x(\theta)}{r} \frac{d\theta}{dr} \right] - \gamma c(\theta) v(t) \frac{d\theta}{dx} + W(r, x, \theta, P), \quad (2)$$

де  $r$  - радіальна координата об'єкта;

$\gamma$  - питома вага матеріалу заготовки;

$P$  - потужність джерел тепловиділення;

$\lambda_r, \lambda_x$  - коефіцієнти теплопровідності, що враховують анізотропність властивості деталі, що нагрівається, по координатах.

Як відзначалося вище, специфічною особливістю процесу індукційного нагрівання металу є нерівномірний розподіл потужності внутрішніх джерел тепловиділення по об'єму виробу, що нагрівається, обумовлений залежністю електромагнітних і теплофізичних параметрів об'єкта від температури виробу. Найбільш різко виражена суттєво нелінійна залежність величини магнітної проникності від температури при нагріванні феромагнітних заготовок до температур, що перевищують точку магнітних перетворень.

Залежність теплофізичних параметрів  $\lambda(\theta)$ ,  $c(\theta)$ ,  $\rho(\theta)$  також носить суттєво нелінійний характер. Однак, при дослідженні деяких конкретних режимів нагрівання виявляється можливим, прийняти усереднені значення цих параметрів [6,8].

Враховуюче зазначене, процес індукційного нагрівання можна представити у вигляді:

$$\frac{d\theta}{dt} = a \left[ \frac{d^2\theta}{dr^2} + \frac{1}{r} \frac{d\theta}{dr} \right] - v(t) \frac{d\theta}{dx} + \frac{W(r, x, \theta, P)}{\gamma \tilde{n}}, \quad (3)$$

де  $a = \lambda / (\gamma c)$  коефіцієнт температуропровідності.

В ряді робіт [2,5,9], присвячених рішенням задач теплопровідності з урахуванням об'ємного розподілу джерел тепла, що нелінійно залежить від температури, складна нелінійна залежність розподілу потужності внутрішніх джерел тепла від температури по довжині нагрівача апроксимується східчастою функцією координати, яка, як правило, має три ділянки сталості, у межах кожного з яких фізичні властивості сталі вважаються постійними. У «холодній» зоні нагрівання, де температура будь-якої точки перерізу заготовки нижче температури магнітних перетворень, джерела тепла практично зосереджені на поверхні виробу, і процес нагрівання можна розглядати при граничних умовах II роду без врахування внутрішніх джерел тепла.

У «проміжній» зоні, де шари металу, починаючи від поверхні, проходять при нагріванні точку Кюрі, магнітна проникність від шару до шару різко змінюється, приводячи до невизначеності закону розподілу потужності джерел нагрівання по об'єму виробу.

У „гарячій” зоні нагрівання заготовки втрачають феромагнітні властивості і закон розподілу джерел тепла по радіусі виробу визначається однозначно як для парамагнітного тіла. Для цієї зони характер розподілу потужності теплових джерел по довжині можна вважати постійним [4,9].

Прийнята апроксимація дозволяє виключити нелінійну залежність функції розподілу джерел тепла від температури, замінивши її відомою функцією від просторової координати. З врахуванням зазначеного маємо:

$$\frac{d\theta}{dt} = a \left[ \frac{d^2\theta}{dr^2} + \frac{1}{r} \frac{d\theta}{dr} \right] - \nu(t) \frac{d\theta}{dx} + \frac{W(r, x, P)}{c\gamma}. \quad (4)$$

Для одержання однозначного рішення необхідно використовувати відповідні крайові умови, що задають початковий стан і закон теплообміну на поверхні тіла, що нагрівається.

При дослідженні процесу індукційного нагрівання теплотехнічно тонкого тіла математична модель процесу може бути представлена у вигляді [2,4]:

$$\frac{d\theta}{dt} = \nu(t) \frac{d\theta}{dx} + \frac{1}{c\gamma} Q(x, t) - \beta(\theta) [\theta - \theta_{\text{но}}(t)]. \quad (5)$$

$$\text{Тут } \beta(\theta) = \frac{2\alpha(\theta)}{\tilde{\gamma}R},$$

де  $\alpha(\theta)$  – коефіцієнт теплообміну між поверхнею виробу, що нагрівається, і середовищем. Для теплотехнічно тонкого тіла ця залежність також може бути представлена як функція координати  $x$ .

У випадку фіксованого закону визначення внутрішніх джерел функцію  $Q(x, t)$  можна представити у вигляді:

$$Q(x, t) = F(x)P(t), \quad (6)$$

$$\text{де } F(x) = F_1(x)[1 - l(x - x_1)] + F_2(x)l(x - x_1); \quad (7)$$

$l(x - x_1)$  - одинична функція Хевісайда;

$F_1(x)$  і  $F_2(x)$  - функції розподілу потужності теплогерел по довжині нагрівача, що вироджуються в силу прийнятих допущень у постійні величини для стадії нагрівання величини;  $x_1$ - координата, що відповідає температурі магнітних перетворень (точки Кюрі).

Однією зі складних проблем, що виникають при дослідженні процесу індукційного нагрівання, є врахування впливу теплових втрат, що є в загальному випадку функцією температури і теплофізичних характеристик матеріалу виробу і індуктора. Складність врахування полягає в тому, що тепловий потік у міру просування виробу до виходу з нагрівача змінює свою величину і напрямок. Для точного врахування втрат необхідно досліджувати температурне поле системи «метал - індуктор». Рішення задачі, навіть при деякій ідеалізації процесу, можливо тільки чисельними методами [6,9].

У роботі [9] на підставі експериментальних даних отримана емпірична формула для визначення питомої потужності теплових втрат через футерівку, що дозволяє з великою точністю визначити теплові втрати нагрівача, що розраховується.

У нагрівачах методичної дії теплові втрати визначаються в основному гарячою ділянкою [9], для якої температура футерівки в сталому режимі роботи дорівнює температурі виробу, що нагрівається, у відповідній координаті нагрівача. При цьому

також без великої погрішності можна вважати, що процес ІН відбувається при втратах, пропорційних рівності температур поверхні виробу і навколишнього середовища, тобто рівняння (5) з врахуванням (7) та (6) перетвориться до вигляду:

$$\frac{d\theta}{dt} = -\nu(t)\frac{d\theta}{dx} + kP(t)F(x) - \beta[\theta - \theta_{cp}(t)], \quad (8)$$

де  $k=1/(\gamma c)$ .

У випадку рівномірного розподілу потужності теплогерел по довжині нагрівача математична модель процесу ІН для «тонкого» тіла цілком ідентична математичній моделі процесу нагрівання зовнішніми джерелами тепла.

### Висновки

Запропоновані ідеалізовані математичні моделі процесу індукційного нагрівання дозволяють з різним ступенем наближення до реального процесу вивчити статичні і динамічні характеристики об'єкта, необхідні при побудові АСУ індукційним наплавленням композиційних покриттів.

### Список літератури

1. Аулін В.В. /Керування та моніторинг процесів приготування композиційних матеріалів та нанесення композиційних покриттів на деталі машин/ Аулін В.В., Віхрова Л.Г., Бісюк В.А., Бобрицький В.М.; //Вісник Харківського нац. техн. університету сільск. господарства./ Вип. 37. Проблеми енерго-забезпечення та енерго-збереження в АПК України. Том 2. – Харків. – 2005.- С.174-178
2. Безменов Ф.В. Некоторые особенности протекания процесса нагрева цилиндрических деталей при заданных значениях температуры на поверхности и глубине закалки/ Безменов Ф.В. // Индукционный нагрев. – 2008. - №5. – С. 3-11.
3. Головин Г.Ф., Зимин Н.В. /Технология термической обработки металлов с применением индуктивного нагрева/. – Л.: Машиностроение 1990. 87 с.
4. Боль А.А. Регулирование режима работы высокочастотного генератора при индукционной наплавке/ Боль А.А., Коваль В.Н., Тимошенко В.П. Экспресс-информ. – М.:ЦНИИТЭИтракторосельхозмаш, 1984.-219 с. - (Сер. 3. Технология и автоматизация производства. Отеч. Опыт: Вып.1).
5. Головин Г.Ф. Технология термической обработки металлов с применением индуктивного нагрева/ Головин Г.Ф., Зимин Н.В. – Л.: Машиностроение. – 1990.- 254 с.
6. Деклараційний патент на винахід України №23872. МПК H05B. 6/06 Спосіб автоматизації керування температурою індукційного наплавлення композиційного покриття/ Аулін В.В., Віхрова Л.Г., Бісюк В.А., Бобрицький В.М.; заявник та патентовласник Кіровоградський нац. тех. Університет, заявлено 29.01.2007, опубліковано 11.06.2007, Бюл. №8.
7. Віхрова Л.Г. /Перспективи розвитку автоматичного управління технологічним процесом наплавлення композиційних покриттів/ Віхрова Л.Г., Аулін В.В., Бісюк В.А., Гамалій В.Ф. // Збірник наукових праць Кіровоградського національного університету. - 2008. - № 21. - С. 35-39.
8. Ландау Л.Д./Теоретическая физика. Том 2. Теория поля/ Ландау Л.Д., Лифшиц Е.М.// Издательство: Физматлит. – 2003. – 654 с.
9. Бодажков В.А., /Объёмный индукционный нагрев./ Бодажков В.А.// СПб: Политехника.1992 - 72с.

*Л. Віхрова, В. Аулін, В. Бісюк*

**Математические модели процесса индукционного нагревания поверхностей деталей для автоматической системы управления наплавлением композиционных покрытий**

Приведен анализ общей математической модели процесса индукционного нагрева рабочих поверхностей деталей машин и предложены идеализированные математические модели индукционного нагрева, которые позволяют с разной степенью приближения к реальному процессу изучить статические и динамические характеристики необходимые при построении АСУ технологическим процессом индукционной наплавки укрепляющих композиционных покрытий.

*L. Vihrova, V. Aulin, V. Bisuk*

**Mathematical models of induction heating process of details surfaces for automatic system control by facing composition coatings**

The analysis of general mathematical model of induction heating process working surfaces of machine parts and proposed idealized mathematical model of induction heating, which allow different degrees of approximation to the real process to examine static and dynamic characteristics required in the construction of ASC by process of induction hardening composite coating deposition.

Одержано 06.04.11

УДК 621.175

**В.В. Горін, ст.наук.сотр., канд. техн. наук**

*Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут»*

**В.П. Квасніков, проф., д-р техн. наук**

*Національний авіаційний університет*

## Вплив режимних параметрів на процес конденсації всередині горизонтальної труби

В статі наведено експериментальні дані по впливу режимних факторів на процес конденсації хладонів в горизонтальних трубах.

**конденсація, теплообмін, режимні параметри, коефіцієнт тепловіддачі**

**Вступ.** Інтерес до дослідження процесів гідродинаміки і теплообміну при конденсації всередині горизонтальних труб постійно актуальний у зв'язку з необхідністю удосконалювання конструкції різних теплообмінників (конденсатори, горизонтально-трубні плівкові випарники опріснювальних установок, підігрівачі і конденсатори енергетичних установок і хімічного виробництва, теплові труби і термосифони).

В даний час розробляється багато нових альтернативних хладонів, які є екологічно безпечними, але для них у відкритій літературі обмежена інформація з коефіцієнтів тепловіддачі при кипінні і конденсації у відповідних агрегатах холодильних установок. В зв'язку з цим виникає потреба проведення досліджень теплообміну у випарниках та конденсаторах холодильних установок. Найбільш інформативними є експериментальні дослідження, в яких визначаються локальні характеристики процесів.

### **Аналіз даних**

У монографіях [1] та [2] представлені експериментальні дані більше 60 робіт, опублікованих до 1998р., по конденсації пари різних рідин всередині гладких і оребрених труб. У цих роботах відсутній аналіз методів дослідження та порівняння дослідних даних з розрахунковими. В роботі [3] зіставлені розрахунки за розрахунковими залежностями різних (сім джерел) авторів з експериментами на хладону (6 типів) і показано, що деякі розрахунки мають розбіжність з дослідними до 100%.

В роботах [4-8] наведено уточнення карт режимів течії фаз при конденсації всередині гладких горизонтальних труб і з урахуванням отриманих даних наводяться нові розрахункові залежності, що відрізняються від наведених в [3] деякими доповненнями в безрозмірних комплексах, показниками ступеня при них. Порівняння нових залежностей з експериментальними також не дає доброго узгодження, а головне, відсутнє розуміння процесу і обґрунтування поданих розрахункових залежностей.

The analysis of general mathematical model of induction heating process working surfaces of machine parts and proposed idealized mathematical model of induction heating, which allow different degrees of approximation to the real process to examine static and dynamic characteristics required in the construction of ASC by process of induction hardening composite coating deposition.

Одержано 06.04.11

УДК 621.175

**В.В. Горін, ст.наук.сотр., канд. техн. наук**

*Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут»*

**В.П. Квасніков, проф., д-р техн. наук**

*Національний авіаційний університет*

## Вплив режимних параметрів на процес конденсації всередині горизонтальної труби

В статі наведено експериментальні дані по впливу режимних факторів на процес конденсації хладонів в горизонтальних трубах.

**конденсація, теплообмін, режимні параметри, коефіцієнт тепловіддачі**

**Вступ.** Інтерес до дослідження процесів гідродинаміки і теплообміну при конденсації всередині горизонтальних труб постійно актуальний у зв'язку з необхідністю удосконалювання конструкції різних теплообмінників (конденсатори, горизонтально-трубні плівкові випарники опріснювальних установок, підігрівачі і конденсатори енергетичних установок і хімічного виробництва, теплові труби і термосифони).

В даний час розробляється багато нових альтернативних хладонів, які є екологічно безпечними, але для них у відкритій літературі обмежена інформація з коефіцієнтів тепловіддачі при кипінні і конденсації у відповідних агрегатах холодильних установок. В зв'язку з цим виникає потреба проведення досліджень теплообміну у випарниках та конденсаторах холодильних установок. Найбільш інформативними є експериментальними дослідження, в яких визначаються локальні характеристики процесів.

### **Аналіз даних**

У монографіях [1] та [2] представлені експериментальні дані більше 60 робіт, опублікованих до 1998р., по конденсації пари різних рідин всередині гладких і оребрених труб. У цих роботах відсутній аналіз методів дослідження та порівняння дослідних даних з розрахунковими. В роботі [3] зіставлені розрахунки за розрахунковими залежностями різних (сім джерел) авторів з експериментами на хладону (6 типів) і показано, що деякі розрахунки мають розбіжність з дослідними до 100%.

В роботах [4-8] наведено уточнення карт режимів течії фаз при конденсації всередині гладких горизонтальних труб і з урахуванням отриманих даних наводяться нові розрахункові залежності, що відрізняються від наведених в [3] деякими доповненнями в безрозмірних комплексах, показниками ступеня при них. Порівняння нових залежностей з експериментальними також не дає доброго узгодження, а головне, відсутнє розуміння процесу і обґрунтування поданих розрахункових залежностей.

### Постановка задачі

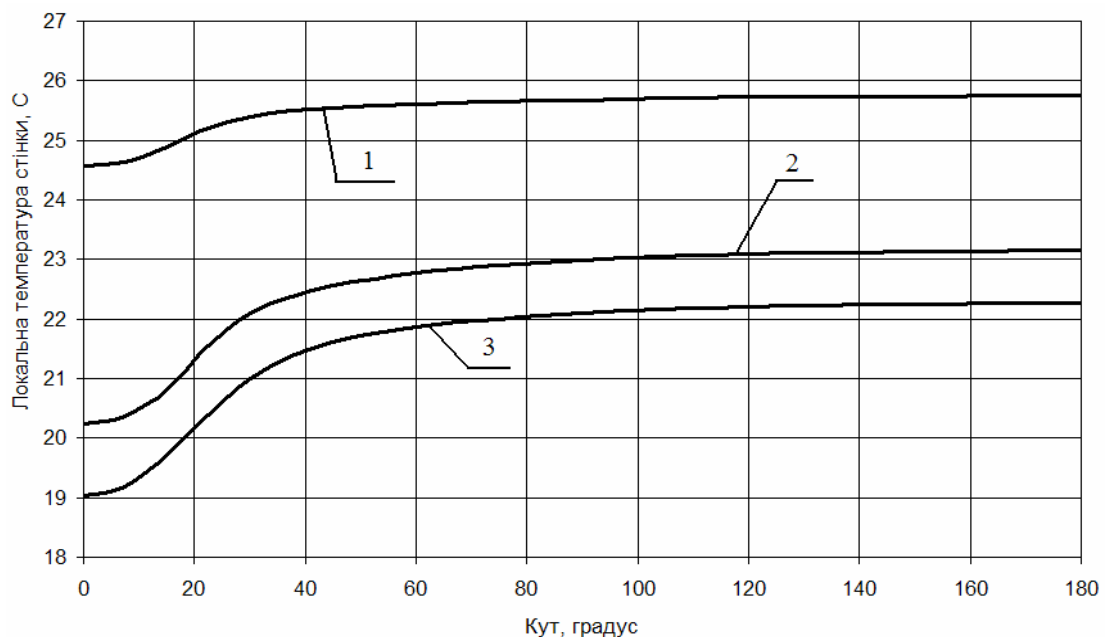
В даній роботі отримані експериментальні дані по впливу режимних факторів на процес конденсації хладонів в горизонтальних трубах.

### Результати досліджень

Для вивчення впливу режимних факторів на процес конденсації R22 в горизонтальних трубах були проведені серії дослідів на експериментальному стенді [9], в яких змінювався один із впливаючих факторів, при збереженні інших факторів на постійному рівні (класичний експеримент).

В результаті обробки первинних даних, за методикою викладеною в [1], знаходились розподіл температур та коефіцієнтів тепловіддачі  $\alpha$  по периметру поперечного перерізу робочої товстостінної ділянки. Деякі із характерних залежностей показані нижче.

На рис. 1 показано вплив середньої в поперечному перерізі густини теплового потоку  $q$  на розподіл температури поверхні теплообміну ( $t = \Phi(\varphi)$ ) в поперечному перерізі робочої ділянки ( на рис. 1:  $0^\circ$  - нижня, а  $180^\circ$  – верхня твірні робочої ділянки).

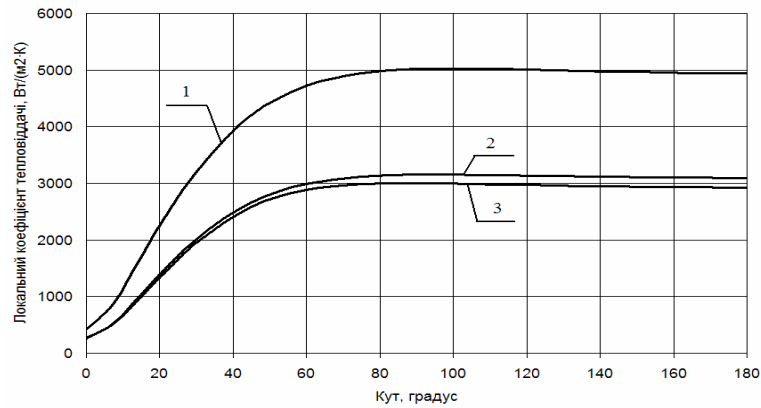


1 –  $q=4730 \text{ Вт/м}^2$ ; 2 -  $10148 \text{ Вт/м}^2$ ; 3 -  $11300 \text{ Вт/м}^2$

Рисунок 1 – Вплив густини теплового потоку на розподіл температури по периметру поперечного перерізу горизонтальної труби при температурі конденсації  $27^\circ\text{C}$  та  $q_{\text{зад}}=q_{\text{к}}=0$

Із рисунка видно, що зміна  $q$  веде до розшарування кривих  $t = \Phi(\varphi)$ . При цьому при більших  $q$  температура поверхні теплообміну зменшується.

В нижньому секторі горизонтальної робочої ділянки має місце суттєве зниження температури поверхні теплообміну. При збільшенні  $q$  цей сектор зростає з одночасним зростанням падіння температури. При  $q=4730 \text{ Вт/м}^2$  температура зменшується на 4%, а при  $q=11300 \text{ Вт/м}^2$  - на 13,6%, при цьому сектор, в якому спостерігається основне падіння температури, зростає від  $60^\circ$  до  $120^\circ$ . Подібний до розглянутого вигляд мають і залежності  $\alpha = \Phi(\varphi)$ , показані на рис. 2.



1 –  $q=4730 \text{ Вт/м}^2$ ; 2 -  $10148 \text{ Вт/м}^2$ ; 3 -  $11300 \text{ Вт/м}^2$

Рисунок 2 – Вплив густини теплового потоку на розподіл коефіцієнтів тепловіддачі по периметру поперечного перерізу горизонтальної труби при температурі конденсації  $27^\circ\text{C}$  та  $q_{\text{зад}}=q_{\text{к}}=0$

Такий розподіл температури і тепловіддачі по периметру поперечного перерізу робочої ділянки пояснюється наявністю струмка конденсату в нижньому секторі робочої ділянки (розшарований режим течії двофазного паро-конденсатного потоку). Товщина плівки конденсату по периметру поперечного перерізу робочої ділянки при розшарованому режимі зростає від верхньої твірної до струмка конденсату. При ламінарному режимі течії плівки конденсату зростання її товщини веде до зменшення коефіцієнта тепловіддачі, що ілюструють залежності  $\alpha = \Phi(\varphi)$ , показані на рис. 2. Збільшення густини теплового потоку забезпечує зростання товщини плівки конденсату у відповідних точках, що, при ламінарному режимі течії плівки конденсату, також веде до зменшення коефіцієнта тепловіддачі у точках поверхні теплообміну з однаковими координатами (лінії 1, 2, 3, рис. 2).

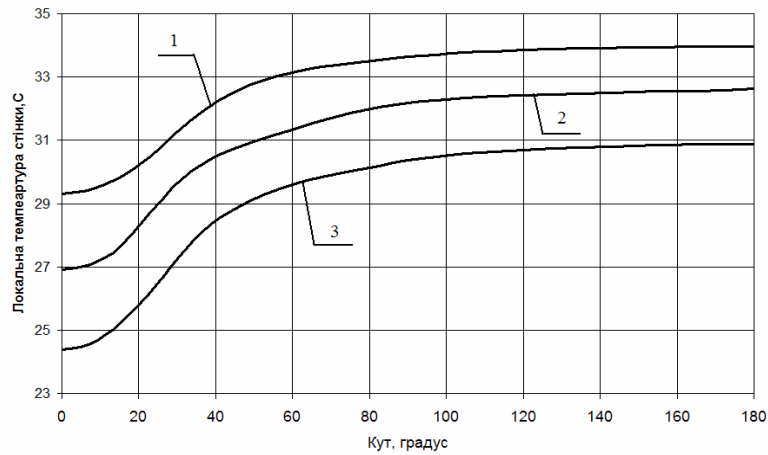
Візуальні спостереження за режимом течії конденсату на виході робочої ділянки однозначно підтвердили наявність, при таких режимних параметрах процесу конденсації, розшарованого режиму течії двофазного паро-конденсатного потоку. Характер ліній 1, 2, 3 в зоні  $0 - 60^\circ$  (рис. 2) свідчить про збереження ламінарного режиму течії конденсату і в струмку, в досліджуваному діапазоні зміни густини теплового потоку.

Слід підкреслити, що дані, наведені на рис. 1, та рис 2 отримані на початковій ділянці горизонтальної труби, при швидкості пари, в перерізі, де проводились вимірювання, близькій до нуля.

Досліди при працюючій задаючій ділянці (моделювання «довгої» труби  $q_{\text{зад}} > 0$ ), показали якісно такі ж залежності  $t = \Phi(\varphi)$ , та  $\alpha = \Phi(\varphi)$ , але з більшим падінням температури поверхні по периметру поперечного перерізу на кінці «довгої» труби.

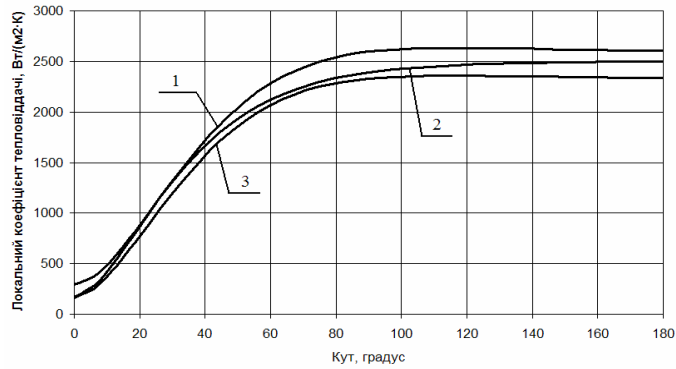
Для режимів, показаних на рис. 3, та рис. 4, падіння температури на нижній твірній труби досягало 21%, при одночасному розширенні сектора, в якому має місце основне падіння температури стінки. Пояснюється це збільшенням кількості конденсату у струмку в нижній частині труби при збереженні розшарованого режиму течії двофазного потоку, ламінарного режиму течії у струмку конденсату. Про це свідчать і візуальні спостереження.

Для дослідження впливу міжфазного тертя на розподіл по периметру поперечного перерізу робочої ділянки температури поверхні конденсації та коефіцієнта тепловіддачі, були проведені дослідження при скиданні частини пари із робочої ділянки у кінцевий конденсатор. На рис. 5 показано вплив швидкості пари на  $t = \Phi(\varphi)$ , а на рис. 6 - на  $\alpha = \Phi(\varphi)$ .



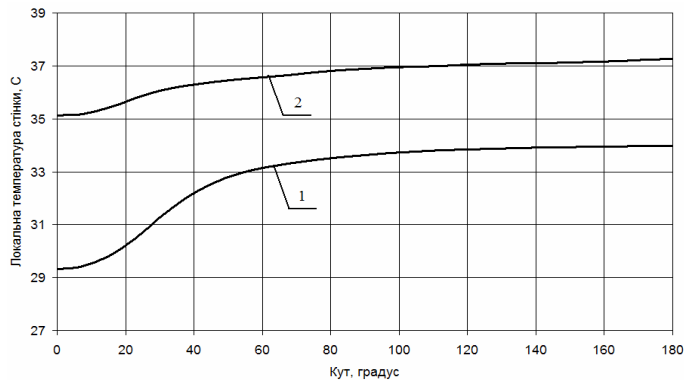
1 –  $q=13619 \text{ Вт/м}^2$ ; 2 -  $15810 \text{ Вт/м}^2$ ; 3 -  $17762 \text{ Вт/м}^2$

Рисунок 3 – Вплив густини теплового потоку на розподіл температури по периметру поперечного перерізу горизонтальної труби при температурі конденсації  $40^\circ\text{C}$  та  $q_k=0$ ,  $q_{зад}=1100\text{Вт}$



1 –  $q=13619 \text{ Вт/м}^2$ ; 2 -  $15810 \text{ Вт/м}^2$ ; 3 -  $17762 \text{ Вт/м}^2$

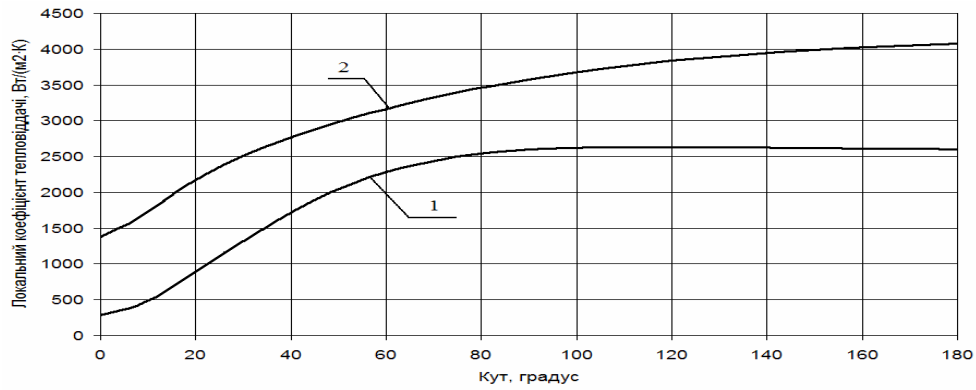
Рисунок 4 – Вплив густини теплового потоку на розподіл коефіцієнтів тепловіддачі по периметру поперечного перерізу горизонтальної труби при температурі конденсації  $40^\circ\text{C}$  та  $q_k=0$ ,  $q_{зад}=1100\text{Вт}$



1 –  $W=0,27 \text{ м/с}$ ; 2 –  $W=1,6 \text{ м/с}$

Рисунок 5 – Вплив швидкості пари на розподіл температури по периметру поперечного перерізу горизонтальної труби при температурі конденсації  $40^\circ\text{C}$  та  $q_{зад}=900 \text{ Вт}$ ,  $q_{роб}=12800 \text{ Вт/м}^2$

Із даних, приведених на рис. 5 видно, що зростання швидкості парової фази (міжфазного тертя) сприяє вирівнюванню температури по периметру поперечного перерізу робочої ділянки. Це свідчить про перехід від розшарованого режиму течії конденсату (лінія 1), до асиметричного кільцевого (лінія 2). Цей висновок підтверджують і дані, приведені на рис.6.

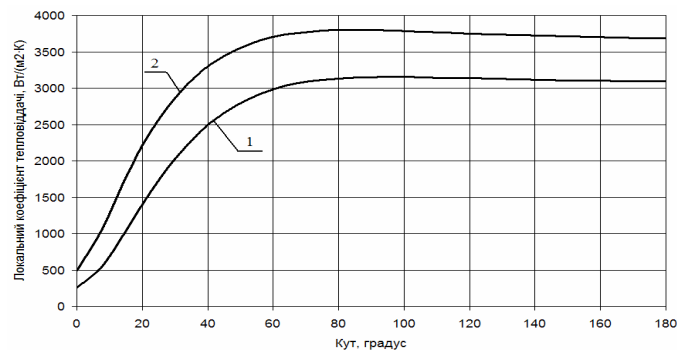


1 –  $W=0,27$  м/с; 2 –  $W=1,6$  м/с

Рисунок 6 – Вплив швидкості пари на залежність  $\alpha=f(\varphi)$  по периметру горизонтальної труби при температурі конденсації  $40^{\circ}\text{C}$  та  $q_{\text{зад}}=900$  Вт,  $q_{\text{роб}}=12800$  Вт/м<sup>2</sup>

Різде падіння коефіцієнта тепловіддачі в зоні  $0 - 60^{\circ}$  при швидкості пари  $0,27$  м/с (лінія 1) свідчить про наявність в ній струмка конденсату. Монотонне зменшення тепловіддачі від верхньої твірної до нижньої (лінія 2) свідчить про аналогічне монотонне зростання товщини плівки конденсату від верхньої твірної до нижньої, тобто асиметричний кільцевий режим течії конденсату.

Візуальні спостереження за режимами течії конденсату на виході із робочої ділянки підтверджують висновки, зроблені на основі аналізу даних, приведених на рис.5, рис.6. Рівень температури конденсації мало впливає на характер зміни локальних коефіцієнтів тепловіддачі по периметру поперечного перерізу робочої ділянки (рис. 7). Підвищення температури конденсації призводить до зростання коефіцієнтів тепловіддачі у відповідних точках.



1 –  $t=27^{\circ}\text{C}$ ; 2 –  $t=41^{\circ}\text{C}$

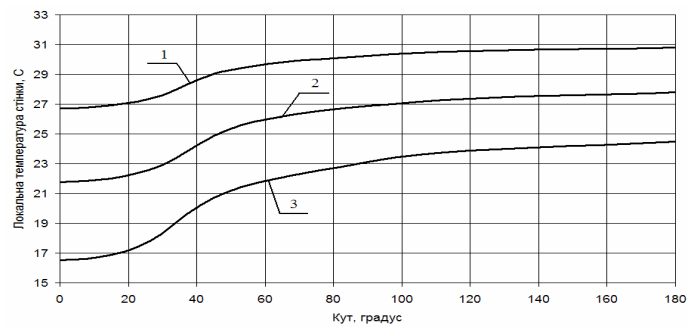
Рисунок 7 – Вплив температури на  $\alpha=f(\varphi)$  по периметру поперечного перерізу горизонтальної труби при  $q_{\text{зад}}=q_{\text{к}}=0$ ,  $q_{\text{роб}}=10160$  Вт/м<sup>2</sup>

В роботі також досліджувався вивчення впливу режимних параметрів на процес конденсації R407c в горизонтальних трубах.

На рис. 8 показано вплив середньої в поперечному перерізі густини теплового потоку  $q$  на розподіл температури поверхні теплообміну ( $t=\Phi(\varphi)$ ) в поперечному перерізі робочої ділянки (на рис. 8:  $0^{\circ}$  - нижня, а  $180^{\circ}$  – верхня твірні робочої ділянки).

Із рисунка видно, що зміна  $q$  веде до розшарування кривих  $t = \Phi(\varphi)$ . При цьому при більших  $q$  температура поверхні теплообміну зменшується. В нижньому секторі горизонтальної робочої ділянки має місце суттєве зниження температури поверхні теплообміну. При збільшенні  $q$  цей сектор зростає з одночасним зростанням падіння температури. При  $q=7765$  Вт/м<sup>2</sup> температура зменшується на 13%, при  $q=14064$  Вт/м<sup>2</sup>

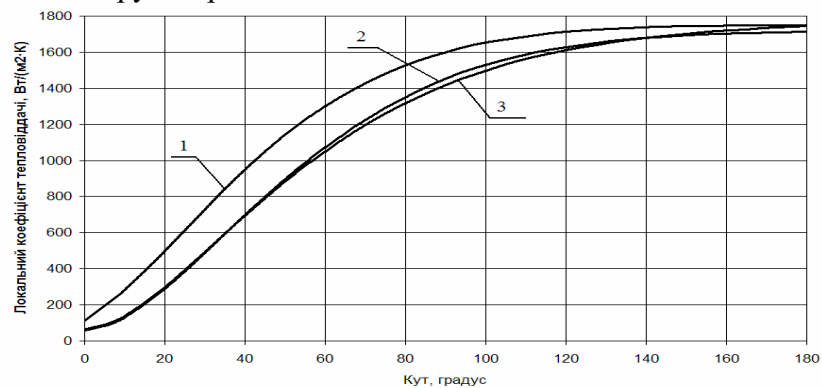
- на 21,6%, а при  $q=15005 \text{ Вт/м}^2$  - на 32,7%. Подібний до розглянутого вигляд мають і залежності  $t = \Phi(\varphi)$ , отримані при конденсації хладона R22 (рис. 3).



1 –  $q=7765 \text{ Вт/м}^2$ ; 2 -  $14064 \text{ Вт/м}^2$ ; 3 -  $15005 \text{ Вт/м}^2$

Рисунок 8 – Вплив густини теплового потоку на розподіл температури по периметру поперечного перерізу горизонтальної труби при температурі конденсації  $37^\circ\text{C}$  та  $q_k=0$

На рис.9 показано розподіл коефіцієнтів тепловіддачі по периметру поперечного перерізу горизонтальної труби при конденсації хладона R407с .



1 –  $q=7765 \text{ Вт/м}^2$ ; 2 -  $14064 \text{ Вт/м}^2$ ; 3 -  $15005 \text{ Вт/м}^2$

Рисунок 9 – Вплив густини теплового потоку на розподіл коефіцієнтів тепловіддачі по периметру поперечного перерізу горизонтальної труби при температурі конденсації  $37^\circ\text{C}$ ,  $q_3=400 \text{ Вт}$  та  $q_k=0$

Порівнюючи графіки на рис. 9 та рис. 4, можна зробити висновок про однаковий, якісний та близький кількісний характер залежностей  $\alpha = \Phi(\varphi)$  при близьких значеннях основних режимних параметрів. Цей факт можна пояснити близькістю ефективних фізичних властивостей хладона R407с (трёхкомпонентна суміш), до фізичних властивостей хладона R22 (однокомпонентний холодильний агент), а значить і однаковими режимами течії двофазного потоку в робочій ділянці стенда.

Слід відмітити, що така близькість значень коефіцієнтів тепловіддачі для хладонів, що порівнюються, має місце, коли коефіцієнт тепловіддачі при конденсації хладона R-407с віднесено до різниці температур плівки конденсату, та поверхні теплообміну (для хладона R407с температура конденсату в стані насичення не дорівнює температурі сухої насиченої пари).

## Список літератури

1. Webb R.L. Principles of Enhanced Heat Transfer. – N.Y.: John Wiley & Sons, 1994. – 556 p.
2. Rifert V.G., Smirnov H.G. Condensation Heat Transfer Enhancement. – Southampton, Boston.: WIT-Press, 2004. – 372 p.
3. Garcia-Valladares O. Review of In-Tube Condensation Heat Transfer Correlations for Smooth and Microfin Tubes // Heat Transfer Engineering. – 2003. – vol. 24(4). – P. 6-24.

4. Cavallini A., Censi G, Del Col D., et al. Condensation of refrigerants in smooth tubes: a new heat transfer model for heat exchanger design // 3<sup>rd</sup> International Conference on Heat Transfer, Fluid Mechanics and Thermodynamics. – 21-24 June 2004, Cape Town, South Africa.
5. Ei Hajal, Thome J.R., Cavallini A. Condensation in horizontal tubes. Part 1: Two-phase flow pattern map // International Journal of Heat and Mass Transfer. – 2003. – vol. 46. – P. 3349-3363.
6. Olivier J.A., Liebenberg L., Thome J.R., Meyer J.P. Heat transfer, pressure drop, and flow pattern recognition during condensation inside smooth, helical micro-fin, and herringbone tubes // International Journal of Heat and Mass Transfer. – 2007. – vol. 30. – P. 609-623.
7. Suliman R., Liebenberg L., Meyer J.P. Improved flow pattern map for accurate prediction of the heat transfer coefficients during condensation of R-134a in smooth horizontal tubes and within the low-mass flux range // International Journal of Heat and Mass Transfer. – 2009. – vol. 52. – P. 5701-5711.
8. van Rooyen E., Christians M., Liebenberg L., Meyer J.P. Probabilistic flow pattern-based heat transfer correlation for condensing intermittent flow of refrigerants in smooth horizontal tubes // International Journal of Heat and Mass Transfer. – 2010. – vol. 53. – P. 1446-1460.
9. Вибір методики дослідження теплообміну при конденсації хладонів в горизонтальних трубах /В.В.Горин// Вимірювальна обчислювальна техніка в технологічних процесах. – 2009. - №1. – С. 211-214.

*В. Горин, В. Квасников*

**Влияние режимных параметров на процесс конденсации в середине горизонтальной трубы**

В статье приведены экспериментальные данные влияния режимных факторов на процесс конденсации хладонов внутри горизонтальных труб.

*V. Gorin, V. Kvasnikov*

**Influence of regime parameters on the process of condensation in the middle of horizontal pipe**

In article it is resulted experimental dates influence of regime factors on condensation process of Freon inside of horizontal-oriented even tubes.

Одержано 30.05.11

УДК 621.316.1

П. Г. Плешков, доц., канд. техн. наук, В. В. Зінзура, асп., М. В. Кубкін, асист.  
*Кіровоградський національний технічний університет*

## Теоретичні засади оптимального керування пристроєм РПН силового трансформатора за векторним критерієм

В статті запропоновано новий підхід до вирішення проблеми підвищення якості електричної енергії, який полягає у застосуванні математичного апарату векторної (багатокритеріальної) оптимізації для пофазного управління безконтактним пристроєм РПН силового трансформатора. Даний підхід дозволяє одночасно зменшувати рівень відхилення та несиметрії напруги. Отримано аналітичні вирази для визначення координат утопічної точки а також запропоновано метод звуження множини парето-оптимальних розв'язків з урахуванням пріоритетності критеріїв управління.  
**відхилення напруги, несиметрія напруги, векторна оптимізація, парето-оптимальна множина, утопічна точка**

На сучасному етапі розвитку систем електропостачання важливу роль відіграє питання якості електричної енергії. Зниження якості електроенергії негативно відображається на роботі систем релейного захисту, призводить до скорочення терміну служби ізоляції електричних машин, трансформаторів, кабелів, а також спричиняє похибки в системі обліку електроенергії [1].

Одним із основних показників якості електричної енергії згідно ГОСТ 13109-97, наряду з усталеним відхиленням напруги  $\Delta U_{\text{уст}}$  є рівень несиметрії напруг по зворотній  $K_2$  та нульовій  $K_0$  послідовності. Причиною виникнення несиметрії напруг є значна кількість та велика потужність однофазних електроприймачів, наявність тягового навантаження, відсутність або недостатній рівень транспозиції ліній електропередач, що призводить до зменшення пропускної здатності трансформаторів та ліній електропередач, викликає додаткові втрати в електричних мережах.

Проблема зниження рівня несиметрії напруг досить широко досліджувалась в роботах І. В. Жежеленко, В. А. Венікова, А. К. Шидловського, В. Г. Кузнецова, В. І. Соколова, М. С. Левіна., А. Є. Мурадяна, Дрехслера Р. та ін.

Існує багато методів зменшення рівня несиметрії напруг – схемні рішення, застосування симетрувальних установок (несиметричних батарей конденсаторів, симетрувальних трансформаторів, статичних компенсаторів тощо). Однак всі ці методи мають різноманітні недоліки, що стримує їх широке розповсюдження, основний з яких – необхідність значних капіталовкладень в систему електропостачання.

Метою даної статті є запропонування нового методу зниження рівня несиметрії напруг, який би з одного боку, був досить ефективним, а з іншого – не вимагав би значних капіталовкладень.

В останні роки завдяки розвитку силової електроніки створено нові напівпровідникові силові ключі, розраховані на великі значення напруг і струмів [2]. Побудовані на їх основі пристрої РПН мають значно вищу надійність, швидкодію та ремонтпридатність. Використання напівпровідникових ключів дозволяє створити пристрої РПН для модернізації трансформаторів з ПБЗ [3]. Особливістю такого пристрою є те, що він, на відміну від механічного, дозволяє змінювати коефіцієнт

трансформації для кожної з фаз окремо, тим самим знижуючи рівень несиметрії напруги. Цей принцип покладено в основу роботи симетрувального трансформатора.

Але на відміну від симетрувального трансформатора, який призначений перш за все для симетрування напруг, з допомогою силового трансформатора можливе одночасне зниження як відхилення напруги так і зниження рівня несиметрії напруг.

При такому комбінованому регулюванні необхідно обрати такі значення коефіцієнтів трансформації у фазах А, В, С, щоб *одночасно* забезпечити як мінімум відхилення напруги так і мінімум рівня несиметрії напруги. Найбільш доцільно дану задачу розглядати як задачу векторної (багатокритеріальної) оптимізації.

Сформулюємо дану задачу для трансформатора Y/Y-12 (рис. 1). При цьому нехтуємо спадом напруги в трансформаторі, що не буде впливати на загальний підхід до розв'язку задачі, але значно спростить математичні викладки. (Форма задачі буде аналогічною і для трансформаторів Y/Δ-11, Δ/Y-11, Δ/Δ-12 якщо виконати еквівалентне перетворення «трикутник» – «зірка»).

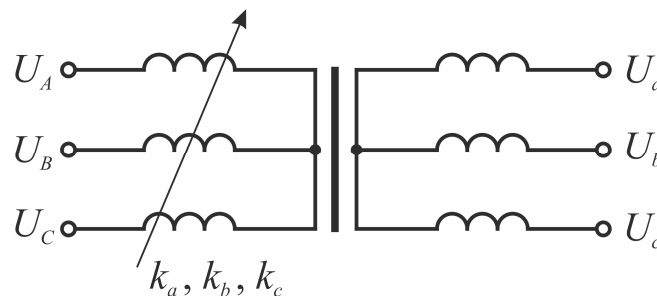


Рисунок 1 – Схема трансформатора Y/Y-12

Таким чином задача векторної оптимізації для схеми на рис. 1 (значення напруг та значення коефіцієнтів трансформації підставляються у відносних одиницях, віднесених до номінальних значень):

$$\begin{cases} Q_1(\mathbf{K}) = |\Delta U_1(\mathbf{K})| = |U_1(\mathbf{K}) - U_{\text{ном}}| \rightarrow \min; \\ Q_2(\mathbf{K}) = U_2(\mathbf{K}) \rightarrow \min; \\ \mathbf{K} \in \Omega; \end{cases} \quad (1)$$

де  $\mathbf{Q}(\mathbf{K}) = (Q_1(\mathbf{K}), Q_2(\mathbf{K}))$  – вектор критеріїв управління;

$\mathbf{K} = (k_a, k_b, k_c)$  – вектор коефіцієнтів трансформації трансформатора у фазах А, В, С (вектор управління);

$U_1(\mathbf{K})$  – напруга прямої послідовності;

$\Delta U_1(\mathbf{K})$  – різниця значень модуля напруги прямої послідовності та номінальної напруги (пропорційний відхиленню напруги);

$U_{\text{ном}}$  – номінальна напруга мережі ( $U_{\text{ном}} = 1$ );

$U_2(\mathbf{K})$  – напруга зворотної послідовності;

$\Omega = \{K \in R^3 | k_{i\min} \leq k_i \leq k_{i\max}, i = a, b, c\}$  – область допустимих значень вектора коефіцієнтів трансформації трансформатора, яка визначається глибиною регулювання коефіцієнта трансформації (допустимий простір управління);

$k_{i\min}, k_{i\max}, i = a, b, c$  – відповідно мінімальне та максимальне значення коефіцієнту трансформації трансформатора для кожної з фаз.

Розв'язок задачі (1) можна отримати в два етапи [4]:

1 етап. Оптимізацією окремих критеріїв визначаються координати утопічної точки  $\mathbf{Q}_{\text{yt}} = (\Delta U_{\text{yt}}, U_{2\text{yt}})$  в просторі критеріїв  $\{\mathbf{Q}\} \subset R^2$ .

2 етап. Шляхом використання одного з методів звуження парето-оптимальної множини (наприклад, мінімаксного), на основі використання додаткової інформації, знаходяться координати розв'язку  $\mathbf{K}^*$  в просторі управління  $\Omega \subset R^3$ .

Розглянемо задачу знаходження координат  $\mathbf{Q}_{\text{yt}} = (\Delta U_{\text{yt}}, U_{2\text{yt}})$  утопічної точки.

Для знаходження  $\Delta U_{\text{yt}}$  розв'яжемо задачу:

$$\begin{cases} |\Delta U_1(\mathbf{K})| = |U_1(\mathbf{K}) - U_{\text{ном}}| \rightarrow \min; \\ \mathbf{K} \in \Omega. \end{cases} \quad (2)$$

Запишемо згідно методу симетричних складових вираз для знаходження вектору напруги прямої послідовності  $\underline{U}_1(\mathbf{K})$  для схеми (рис. 1):

$$\underline{U}_1(\mathbf{K}) = \frac{1}{3} \left( \frac{U_A}{k_a} + a \frac{U_B}{k_b} + a^2 \frac{U_C}{k_c} \right); \quad (3)$$

де  $a = e^{j\frac{2\pi}{3}} = -0,5 + j\frac{\sqrt{3}}{2}$  – оператор повороту.

Модуль комплексу  $\underline{U}_1(\mathbf{K})$  будемо шукати у вигляді:

$$U_1(\mathbf{K}) = \sqrt{[\text{Re}\underline{U}_1(\mathbf{K})]^2 + [\text{Im}\underline{U}_1(\mathbf{K})]^2}. \quad (4)$$

Позначимо  $\underline{U}_A = U_{Aa} + jU_{Ap}$ ,  $\underline{U}_B = U_{Ba} + jU_{Bp}$ ,  $\underline{U}_C = U_{Ca} + jU_{Cp}$  і підставивши дані вирази в (3) отримуємо:

$$\underline{U}_1(\mathbf{K}) = \frac{1}{3} \left( \frac{U_{Aa} + jU_{Ap}}{k_a} + \left( -0,5 + \frac{\sqrt{3}}{2} \right) \frac{U_{Ba} + jU_{Bp}}{k_b} + \left( -0,5 - \frac{\sqrt{3}}{2} \right) \frac{U_{Ca} + jU_{Cp}}{k_c} \right). \quad (5)$$

Після алгебраїчних перетворень (5) отримуємо складові рівняння (4):

$$\text{Re}\underline{U}_1(\mathbf{K}) = -\frac{k_a k_b U_{Ca} + k_a k_c U_{Ba} - 2k_b k_c U_{Aa} - \sqrt{3}k_a k_b U_{Cp} + \sqrt{3}k_a k_c U_{Bp}}{6k_a k_b k_c}; \quad (6)$$

$$\text{Im}\underline{U}_1(\mathbf{K}) = -\frac{\sqrt{3}k_a k_b U_{Ca} + \sqrt{3}k_a k_c U_{Ba} + k_a k_b U_{Cp} + 2k_a k_c U_{Bp} - 2k_b k_c U_{Ap}}{6k_a k_b k_c}. \quad (7)$$

Підставивши вирази (6) і (7) в вираз для знаходження  $\Delta U_1(\mathbf{K})$  отримуємо:

$$\Delta U_1(\mathbf{K}) = \sqrt{\left[ \frac{k_a k_b U_{Ca} + k_a k_c U_{Ba} - 2k_b k_c U_{Aa} - \sqrt{3}k_a k_b U_{Cp} + \sqrt{3}k_a k_c U_{Bp}}{6k_a k_b k_c} \right]^2} + \sqrt{\left[ \frac{\sqrt{3}k_a k_b U_{Ca} - \sqrt{3}k_a k_c U_{Ba} + k_a k_b U_{Cp} + k_a k_c U_{Bp} - 2k_b k_c U_{Ap}}{6k_a k_b k_c} \right]^2} - U_{\text{ном}}. \quad (8)$$

Так як дана функція є функцією трьох змінних, то в просторі  $\mathbb{R}^3$  можливо зобразити лише її переріз, взявши одну зі змінних в якості константи. На рис. 2. наведено графік функції  $\Delta U_1(\mathbf{K})|_{k_c=\text{const}}, k_c \in \Omega$ .

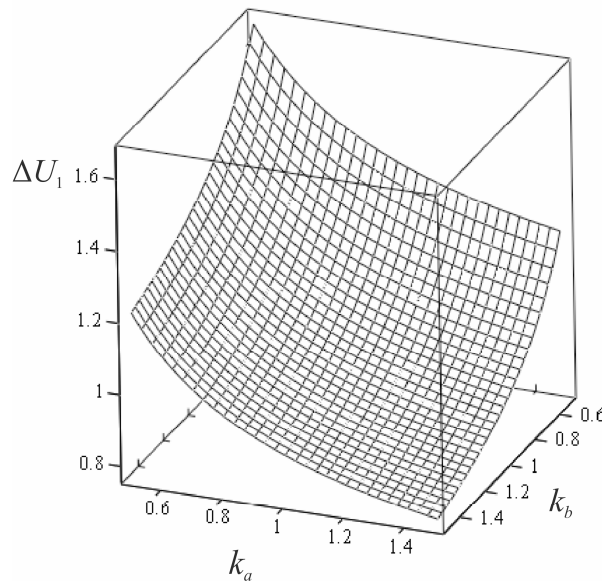


Рисунок 2 – Поверхня  $\Delta U_1(\mathbf{K})|_{k_c=\text{const}}, k_c \in \Omega$

Згідно теореми Больцано-Коши [5] спираючись на монотонність (8) мінімум (2) можна знайти порівнюючи знаки функції  $\Delta U_1(\mathbf{K})$  в точках  $\mathbf{K} = \mathbf{K}_{\text{max}}$  і  $\mathbf{K} = \mathbf{K}_{\text{min}}$ :

$$\Delta U_{\text{yt}} = \begin{cases} 0, \text{sign } \Delta U_1(\mathbf{K}_{\text{min}}) \neq \text{sign } \Delta U_1(\mathbf{K}_{\text{max}}); \\ \left| \Delta U_1(\mathbf{K}_{\text{min}}) \right|, \text{sign } \Delta U_1(\mathbf{K}_{\text{min}}) = \text{sign } \Delta U_1(\mathbf{K}_{\text{max}}) = -1; \\ \left| \Delta U_1(\mathbf{K}_{\text{max}}) \right|, \text{sign } \Delta U_1(\mathbf{K}_{\text{min}}) = \text{sign } \Delta U_1(\mathbf{K}_{\text{max}}) = 1; \end{cases} \quad (9)$$

де  $\mathbf{K}_{\text{min}} = (k_{a\text{min}}, k_{b\text{min}}, k_{c\text{min}})$ ,  $\mathbf{K}_{\text{max}} = (k_{a\text{max}}, k_{b\text{max}}, k_{c\text{max}})$  – вектори мінімальних і максимальних коефіцієнтів трансформації трансформатора.

Таким чином, (9) являє собою першу координату утопічної точки.

Далі знайдемо аналітичний вираз для знаходження  $U_{2\text{yt}}$ . Для цього необхідно знайти розв’язок задачі:

$$\begin{cases} U_2(\mathbf{K}) \rightarrow \min; \\ \mathbf{K} \in \Omega. \end{cases} \quad (10)$$

Будемо шукати вираз для  $U_2(\mathbf{K})$  у вигляді:

$$U_2(\mathbf{K}) = \sqrt{[\operatorname{Re} \underline{U}_2(\mathbf{K})]^2 + [\operatorname{Im} \underline{U}_2(\mathbf{K})]^2}. \quad (11)$$

Згідно методу симетричних складових зважаючи на раніше введені позначення отримаємо вираз:

$$\begin{aligned} \underline{U}_2(\mathbf{K}) &= \frac{1}{3} \left( \frac{U_A}{k_a} + a^2 \frac{U_B}{k_b} + a \frac{U_C}{k_c} \right) = \\ &= \frac{1}{3} \left( \frac{U_{Aa} + jU_{Ap}}{k_a} + \left( -0,5 - \frac{\sqrt{3}}{2} \right) \frac{U_{Ba} + jU_{Bp}}{k_b} + \left( -0,5 + \frac{\sqrt{3}}{2} \right) \frac{U_{Ca} + jU_{Cp}}{k_c} \right). \end{aligned} \quad (12)$$

Виділивши дійсну та уявну частини виразу (12) та підставивши їх в рівняння (11) отримаємо:

$$\begin{aligned} U_2(\mathbf{K}) &= \sqrt{\left[ \frac{k_a k_b U_{Ca} + k_a k_c U_{Ba} - 2k_b k_c U_{Aa} + \sqrt{3} k_a k_b U_{Cp} - \sqrt{3} k_a k_c U_{Bp}}{6k_a k_b k_c} \right]^2 +} \\ &+ \left[ \frac{\sqrt{3} k_a k_c U_{Ba} - \sqrt{3} k_a k_b U_{Ca} + k_a k_b U_{Cp} + k_a k_c U_{Bp} - 2k_b k_c U_{Ap}}{6k_a k_b k_c} \right]^2}. \end{aligned} \quad (13)$$

Зобразимо на координатній площині графік функції  $U_2(\mathbf{K})|_{k_c=\text{const}}$ ,  $k_c \in \Omega$  (рис. 4) скориставшись тими ж міркуваннями, що і при побудові графіка функції  $\Delta U_1(\mathbf{K})$ .

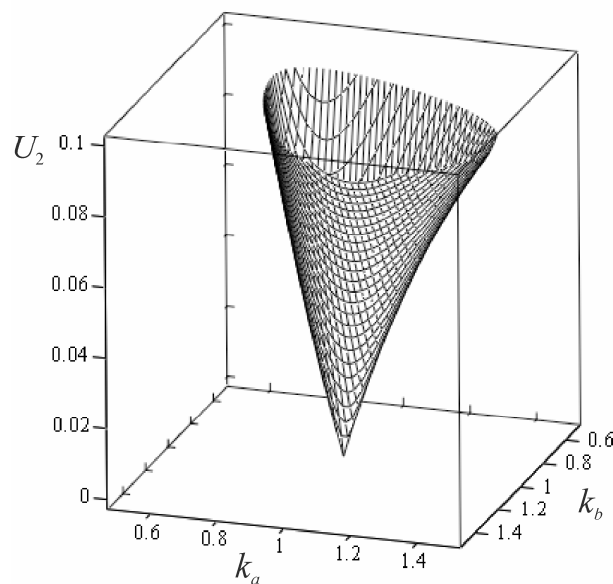


Рисунок 3 – Поверхня  $U_2(\mathbf{K})|_{k_c=\text{const}}$  при  $k_c \in \Omega$

Проаналізувавши вираз (13) можна побачити, що глобальним мінімумом даної функції є нуль ( $\min U_2(\mathbf{K}) = 0$ ). Останній буде досягатись за умов:

$$\begin{cases} k_a k_b U_{Ca} + k_a k_c U_{Ba} - 2k_b k_c U_{Aa} \sqrt{3} k_a k_b U_{Cp} - \sqrt{3} k_a k_c U_{Bp} = 0; \\ \sqrt{3} k_a k_c U_{Ba} - \sqrt{3} k_a k_b U_{Ca} + k_a k_b U_{Cp} + k_a k_c U_{Bp} - 2k_b k_c U_{Ap} = 0; \\ k_a \neq 0; k_b \neq 0; k_c \neq 0. \end{cases} \quad (14)$$

Умову  $k_a \neq 0; k_b \neq 0; k_c \neq 0$  можна не враховувати, так як величини коефіцієнтів трансформації, що входять в область  $\Omega$  приймають значення більше 0, тобто завжди виконується умови  $k_a > 0, k_b > 0, k_c > 0$ .

Система рівнянь (14) є невизначеною системою двох нелінійних рівнянь з трьома невідомими  $k_a, k_b, k_c$ . Взявши  $k_c$  в якості параметру і розв'язавши дану систему рівнянь отримаємо:

$$\begin{cases} k_a = \frac{U_{Aa} U_{Ba} - \frac{1}{\sqrt{3}} U_{Ap} U_{Ba} + \frac{1}{\sqrt{3}} U_{Aa} U_{Bp} + U_{Ap} U_{Bp}}{U_{Ba} U_{Ca} - \frac{1}{\sqrt{3}} U_{Bp} U_{Ca} + \frac{1}{\sqrt{3}} U_{Ba} U_{Cp} + U_{Bp} U_{Cp}} k_c = a k_c; \\ k_b = \frac{U_{Aa} U_{Ba} - \frac{1}{\sqrt{3}} U_{Ap} U_{Ba} + \frac{1}{\sqrt{3}} U_{Aa} U_{Bp} + U_{Ap} U_{Bp}}{U_{Aa} U_{Ca} + \frac{1}{\sqrt{3}} U_{Ap} U_{Ca} - \frac{1}{\sqrt{3}} U_{Aa} U_{Cp} + U_{Ap} U_{Cp}} k_c = b k_c. \end{cases} \quad (15)$$

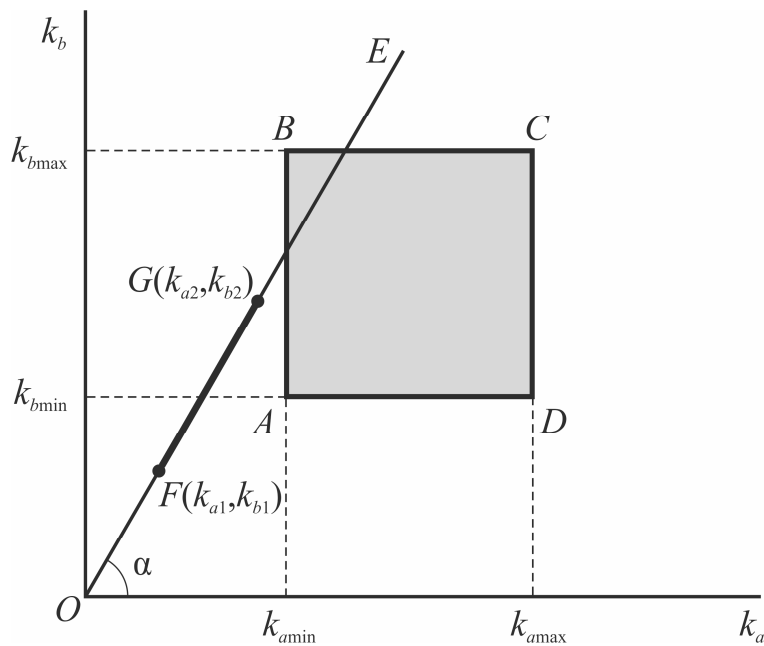
Вирази (15) описують співвідношення між коефіцієнтами трансформації трансформатора при якому функція  $U_2(\mathbf{K})$  досягає свого глобального мінімуму.

Далі необхідно вирішити питання про знаходження мінімуму функції  $U_2(\mathbf{K})$  враховуючи обмеження  $\mathbf{K} \in \Omega$ . Найдоцільніше це зробити розглянувши геометричну інтерпретацію даної задачі.

Вирази (15) являють собою параметричні рівняння прямої, що проходить через початок координат. Зобразимо її в декартовій системі координат  $k_a O k_b$  і позначимо  $OE$ . Зважаючи на те, що коефіцієнти трансформації трансформатора у нас приймають тільки позитивні значення, нас буде цікавити лише перший квадрант (рис. 3).

Пряма  $OE$  проходить під кутом  $\alpha$  до осі абсцис:

$$\alpha = \arctg \frac{b}{a} = \arctg \frac{U_{Ba} U_{Ca} - \frac{1}{\sqrt{3}} U_{Bp} U_{Ca} + \frac{1}{\sqrt{3}} U_{Ba} U_{Cp} + U_{Bp} U_{Cp}}{U_{Aa} U_{Ca} + \frac{1}{\sqrt{3}} U_{Ap} U_{Ca} - \frac{1}{\sqrt{3}} U_{Aa} U_{Cp} + U_{Ap} U_{Cp}}. \quad (16)$$

Рисунок 4 – Графічна інтерпретація задачі мінімізації  $U_2(\mathbf{K})$ 

Область допустимих значень  $k_a \in [k_{a\min}; k_{a\max}]$  і  $k_b \in [k_{b\min}; k_{b\max}]$  в даній координатній площині буде обмежена прямокутником з вершинами в точках  $A(k_{a\min}, k_{b\min})$ ,  $B(k_{a\min}, k_{b\max})$ ,  $C(k_{a\max}, k_{b\max})$ ,  $D(k_{a\max}, k_{b\min})$ . Підставивши в рівняння (15) значення  $k_{c\min}$  і  $k_{c\max}$  ми знайдемо точки  $F(k_{a1}, k_{b1})$  і  $G(k_{a2}, k_{b2})$  які будуть кінцями відрізка, що належить прямій  $OE$  і який являє собою геометричне місце точок, в яких функція  $U_2(\mathbf{K})$  досягає свого глобального мінімуму при умові  $k_c \in [k_{c\min}; k_{c\max}]$ .

Згідно рис. 3 глобальний мінімум  $U_2(\mathbf{K})$  буде лежати всередині області лише в тому випадку, коли хоча б одна з точок відрізка  $FG$  лежить всередині прямокутника  $ABCD$ . Дану умову можна записати у вигляді:

$$\left( \frac{k_{b\min}}{k_{a\max}} < \xi < \frac{k_{b\max}}{k_{a\min}} \right) \wedge \neg \left\{ \left[ (k_{a2} < k_{a\min}) \wedge (k_{b2} < k_{b\max}) \right] \vee \left[ (k_{a1} > k_{a\min}) \wedge (k_{b1} > k_{b\max}) \right] \vee \left[ (k_{a2} < k_{a\max}) \wedge (k_{b2} < k_{b\min}) \right] \vee \left[ (k_{a1} > k_{a\max}) \wedge (k_{b1} > k_{b\min}) \right] \right\}; \quad (17)$$

де  $\xi = \operatorname{tg} \alpha = \frac{b}{a}$  – кутовий коефіцієнт прямої  $OE$ .

Знаходження мінімуму функції  $U_2(\mathbf{K})$  у випадку, коли жодна з точок відрізка  $FG$  не належить області  $ABCD$  є менш очевидним. Як було сказано вище, в такому випадку мінімум необхідно шукати на одній із границь області.

Зважаючи на обмежений об'єм статті наведемо лише кінцевий вираз для знаходження  $U_{2\text{гр}} = \min_{\mathbf{K} \in \Omega} U_2(\mathbf{K})$ :

$$U_{2\text{yr}} = \left\{ \begin{array}{l} U_2 \left[ k_{a\min}, \Phi_b(k_{a\min}, k_{c\max}), k_{c\max} \right], (k_{a2} < k_{a\min}) \wedge (k_{b2} < k_{b\min}) \wedge (\xi > 1); \\ U_2 \left[ \Phi_a(k_{b\min}, k_{c\max}), k_{b\min}, k_{c\max} \right], (k_{a2} < k_{a\min}) \wedge (k_{b2} < k_{b\min}) \wedge (\xi \leq 1); \\ U_2 \left[ k_{a\min}, \Phi_b(k_{a\min}, k_{c\max}), k_{c\max} \right], (k_{a2} < k_{a\min}) \wedge (k_{b\min} \leq k_{b2} \leq k_{b\max}); \\ U_2 \left[ \Phi_a(k_{b\min}, k_{c\max}), k_{b\min}, k_{c\max} \right], (k_{b2} < k_{b\min}) \wedge (k_{a\min} \leq k_{a2} \leq k_{a\max}); \\ U_2 \left[ \Phi_a(k_{b\max}, k_{c\min}), k_{b\max}, k_{c\min} \right], (k_{b1} > k_{b\max}) \wedge (k_{a\min} \leq k_{a1} \leq k_{a\max}); \\ U_2 \left[ k_{a\max}, \Phi_b(k_{a\max}, k_{c\min}), k_{c\min} \right], (k_{a1} > k_{a\max}) \wedge (k_{b1} > k_{b\max}) \wedge (\xi > 1); \\ U_2 \left[ \Phi_a(k_{b\max}, k_{c\min}), k_{b\max}, k_{c\min} \right], (k_{a1} > k_{a\max}) \wedge (k_{b1} > k_{b\max}) \wedge (\xi \leq 1); \\ U_2 \left[ k_{a\max}, \Phi_b(k_{a\max}, k_{c\min}), k_{c\min} \right], (k_{a1} > k_{a\max}) \wedge (k_{b\min} \leq k_{b1} \leq k_{b\max}); \\ U_2 \left[ k_{a\min}, k_{b\max}, \Phi_c(k_{a\min}, k_{b\max}) \right], \left( \xi > \frac{k_{b\max}}{k_{a\min}} \right) \wedge \neg [(k_{b2} < k_{b\max}) \vee (k_{a1} > k_{a\min})]; \\ U_2 \left[ k_{a\max}, k_{b\min}, \Phi_c(k_{a\max}, k_{b\min}) \right], \left( \xi > \frac{k_{b\min}}{k_{a\max}} \right) \wedge \neg [(k_{a2} < k_{a\max}) \vee (k_{b1} > k_{b\min})]; \\ 0, \left( \frac{k_{b\min}}{k_{a\max}} \leq \xi \leq \frac{k_{b\max}}{k_{a\min}} \right) \wedge \neg \{ [(k_{a2} < k_{a\min}) \wedge (k_{b2} < k_{b\max})] \vee [(k_{a1} > k_{a\min}) \wedge \\ \wedge (k_{b1} > k_{b\max})] \vee [(k_{a2} < k_{a\max}) \wedge (k_{b2} < k_{b\min})] \vee [(k_{a1} > k_{a\max}) \wedge (k_{b1} > k_{b\min})] \}. \end{array} \right. \quad (18)$$

де

$$\Phi_a(k_b, k_c) = \frac{2k_b k_c \times}{k_b U_{Aa} U_{Ca} + k_c U_{Aa} U_{Ba} + \sqrt{3}k_b U_{Aa} U_{Cp} - \sqrt{3}k_b U_{Ca} U_{Ap} - \times (U_{Aa}^2 + U_{Ap}^2)}; \\ \frac{-\sqrt{3}k_c U_{Aa} U_{Bp} + \sqrt{3}k_c U_{Ba} U_{Ap} + k_b U_{Ap} U_{Cp} + k_c U_{Ap} U_{Bp}}{2k_a k_c \times}; \\ \Phi_b(k_a, k_c) = \frac{k_a U_{Ba} U_{Ca} + k_c U_{Aa} U_{Ba} - \sqrt{3}k_a U_{Ba} U_{Cp} + \sqrt{3}k_a U_{Ca} U_{Bp} - \times (U_{Ba}^2 + U_{Bp}^2)}{-\sqrt{3}k_c U_{Aa} U_{Bp} + \sqrt{3}k_c U_{Ba} U_{Ap} + k_a U_{Bp} U_{Cp} + k_c U_{Ap} U_{Bp}}; \\ \Phi_c(k_a, k_b) = \frac{2k_a k_b \times}{k_a U_{Ba} U_{Ca} + k_b U_{Aa} U_{Ca} - \sqrt{3}k_a U_{Ba} U_{Cp} + \sqrt{3}k_a U_{Ca} U_{Bp} + \times (U_{Ca}^2 + U_{Cp}^2)}; \\ \frac{+\sqrt{3}k_b U_{Aa} U_{Cp} - \sqrt{3}k_b U_{Ca} U_{Ap} + k_a U_{Bp} U_{Cp} + k_b U_{Ap} U_{Cp}}$$

є коренями рівнянь  $\frac{\partial U_2(\mathbf{K})}{\partial k_a} = 0$ ,  $\frac{\partial U_2(\mathbf{K})}{\partial k_b} = 0$ ,  $\frac{\partial U_2(\mathbf{K})}{\partial k_c} = 0$ , відповідно.

Кінцевим етапом розв'язку задачі багатокритеріальної оптимізації є звуження множини парето-оптимальних розв'язків. В нашому випадку скористаємося мінімаксімним методом звуження, який модифікуємо для врахування пріоритетності критеріїв управління [6]:

$$\begin{cases} U_2(\mathbf{K}) \rightarrow \min \Rightarrow \mathbf{K}^*; \\ U_{2\text{ут}} - U_2(\mathbf{K}) = k_{MM} [\Delta U_{1\text{ут}} - \Delta U_1(\mathbf{K})]; \\ \mathbf{K} \in \Omega; \end{cases} \quad (19)$$

де  $\mathbf{K}^*$  – розв’язок задачі (1);

$k_{MM}$  – коефіцієнт пріоритетності, що враховує перевагу одного критерію управління над іншим.

В даному випадку при  $k_{MM} > 1$  більш бажаним є критерій  $Q_1 = \Delta U(\mathbf{K})$ , а при  $k_{MM} < 1$  – критерій  $Q_2 = U_2(\mathbf{K})$ . Величину коефіцієнту  $k_{MM}$  обирають на основі додаткової апріорної інформації про характер навантаження, а також про вимоги до показників якості електричної енергії в даній конкретній мережі. Наприклад при  $k_{MM} = \frac{5}{2}$  із множини парето-оптимальних розв’язків задачі (1) буде обиратися те, яке буде найбільш близьким до вимог ГОСТ 13109-97 стосовно нормально допустимих значень відхилення напруги на шинах споживачів та рівня напруги зворотної послідовності (5 % і 2 % відповідно).

Геометрична інтерпретація звуження парето-оптимальної множини рішень з допомогою мінімаксного наближення (19) зображена на рис. 5.

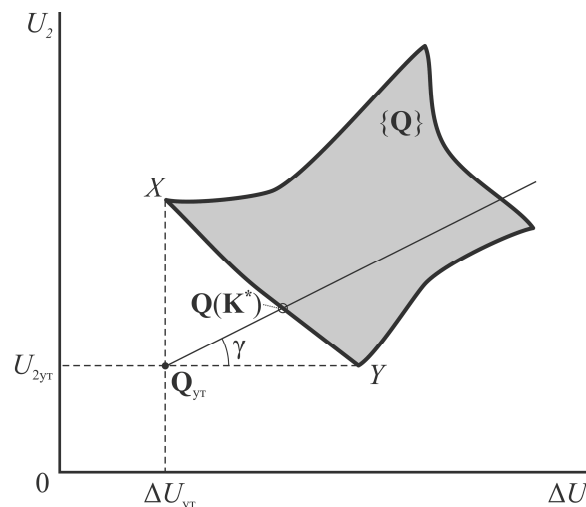


Рисунок 5 – Геометрична інтерпретація мінімаксного звуження парето-оптимальної множини

З рис. 5 видно, що оптимальний розв’язок знаходиться в точці перетину прямої, що виходить з утопічної точки  $Q_{\text{ут}}$  під кутом  $\gamma = \arctg k_{MM}$  відносно осі абсцис з кривою  $\widehat{XY}$ , якій належать множина точок парето-оптимальних розв’язків задачі (1).

Аналітичний розв’язок задачі скалярної оптимізації (20) є досить складним, тому найбільш доцільно скористатися одним із чисельних методів скалярної оптимізації.

Таким чином в результаті проведеного дослідження:

1. Формалізовано задачу векторного керування пристроєм РПН силового трансформатора з метою одночасного зниження відхилень напруги та рівня несиметрії по зворотній послідовності.

2. Знайдено аналітичні вирази для знаходження координат утопічної точки  $Q_{\text{ут}} = (\Delta U_{1\text{ут}}, U_{2\text{ут}})$  що значно спрощує перший етап задачі векторної оптимізації.

3. Запропоновано модифікацію методу мінімаксного звуження парето-оптимальної множини розв'язків задачі векторної оптимізації, яка дозволяє враховувати пріоритетність кожного з критеріїв управління.

Коротко окреслимо перспективи подальших досліджень.

1. Формалізувати і розв'язати задачу векторного керування для більш складної моделі яка б враховувала:

- наявність напруги нульової послідовності  $U_0$  ( для чотирьохпровідних мереж);
- величину фазної напруги для кожної з фаз, що важливо для низьковольтних мереж, а також для високовольтних мереж, які живлять однофазне навантаження);
- вплив «асиметричного» керування пристроєм РПН трансформатора на рівень струму нульової послідовності в обмотках трансформатора з'єднаних в «трикутник»;

2. Розробити методику оцінки коефіцієнту пріоритетності  $k_{MM}$  в залежності від роду навантаження (однофазне чи трифазне).

3. На основі отриманих залежностей розробити алгоритм керування пристроєм РПН силового трансформатора.

## Список літератури

1. Гриб О.Г. Контроль и регулирование несимметричных режимов в системах электроснабжения: Уч. пособие / Харьков: ХНАГХ, 2004. - 180 с.
2. Галанов В.И. Современные мощные полупроводниковые приборы и их функциональные особенности /Галанов В.И., Шершневу Ю.А., Гуревич М.К., Козлова М.А. // Электротехника. – 1998. № 3. – С. 48–52.
3. Львов І.Ю. Дворівнева система регулювання напруги електротехнічних пристроїв. Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук /ВПІ, Вінниця, 2002.– 157 с.
4. Растринин Л.А. Современные принципы управления сложными объектами. – М.: Сов. радио, 1980. – 232 с.
5. Кудрявцев Л.Д. Курс математического анализа: Учебн. для студентов университетов и вузов. В 3 т. Т.1. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Высш. шк., 1988. – 712 с.
6. Нетушил А.В., Балтрушевич А.В., Бурляев В.В. и др. Теория автоматического управления: нелинейные системы, управление при случайных воздействиях: учебник для вузов / Под ред. Нетушила А.В. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Высш. школа, 1983 – 432 с.

*П. Плешков, В. Зинзура, М. Кубкин*

### **Теоретические основы оптимального управления устройством РПН силового трансформатора по векторному критерию**

В статье предложен новый подход к решению проблемы повышения качества электрической энергии, который состоит в применении математического аппарата векторной (многокритериальной) оптимизации для пофазного управления бесконтактным устройством РПН силового трансформатора. Данный подход позволит одновременно уменьшать уровень несимметрии напряжения и уровень отклонения напряжения. Получены аналитические выражения для определения координат утопической точки а также предложен метод сужения парето-оптимального множества решений с учетом приоритетности критериев управления.

*P. Pleshkov, V. Zinzura, M. Kubkin*

### **Theoretical Foundations of Multicriteria Optimal Control of On-load Tap Changer for Power Transformer**

The article offers a new approach to solving the problem of power quality enhancement which lies in the application of mathematical apparatus of multicriteria optimization for phase control of non-contact on-load tap changer for power transformer. The given approach allows reducing the level of non-symmetrical voltage and voltage deviation. Analytic expressions for the determination of utopia point position are received. The method of narrowing the range of Pareto-optimal set solutions taking into account the priority of criteria is offered.

Одержано 05.04.11

УДК 631.371:31

Л.Г.Віхрова, проф., канд.тех.наук, В.М. Каліч, проф., канд.тех.наук,  
Т.О.Прокопенко, асист.

*Кіровоградський національний технічний університет*

## Математичне і комп'ютерне моделювання розподілу температур в теплиці для створення системи управління

На основі розробленої математичної моделі і створеного програмного забезпечення проведений чисельний аналіз розподілу температури в приміщенні теплиці. Комп'ютерне моделювання температурних полів важливе при прогнозуванні параметрів мікроклімату теплиці в залежності від зовнішніх і внутрішніх факторів та забезпеченні їх необхідного діапазону і стабільності.

**результат, комп'ютерне моделювання розподілу температур ґрунту, повітря, споруд і рослин, приміщення теплиці, температурні поля**

**Вступ.** Споруди закритого ґрунту (СЗГ) - багатофакторне середовище, яке об'єднане поняттям мікроклімату. Основні фактори, які здійснюють вплив на систему - характеристики навколишнього середовища: температура, вологість повітря, швидкість вітру, довжина світлового дня та інтенсивність сонячного випромінювання. Мікроклімат в приміщеннях закритого ґрунту характеризується температурами: ґрунту, повітря, рослинної маси (листя, стебла, плоди), а також вологістю та вмістом CO<sub>2</sub> у повітряному середовищі теплиці. На тепловий режим в приміщенні теплиці впливають не тільки параметричні чинники, а також обмеження конструкції будівлі (стіни, скління, перекриття). Фактори мікроклімату, які підлягають регулюванню - температура, вологість, концентрація CO<sub>2</sub> і освітленість. Вони змінюються в функції часу.

Дослідження теплових режимів безпосередньо в теплиці ускладнено через незручності, пов'язані із встановленням вимірювальної апаратури, невисокої точності методів та технічних засобів для контролю і вимірювання параметрів теплових режимів, неможливості позбутися впливу неперервної зміни температури, тривалістю проведення експериментів. Прискорити і спростити процес дослідження теплових режимів в теплиці можна за допомогою їх моделювання. При моделюванні несталих теплових процесів, необхідно враховувати елементи, які імітують процеси теплопередачі в ґрунті і елементи, які враховують теплоємність повітря в самій теплиці.

Моделювання температурних полів в теплиці грає важливу роль при виборі параметрів мікроклімату, їх прогнозуванні в залежності від зовнішніх (сонячне випромінювання, температура довкілля, вологість, матеріал огороження) і внутрішніх факторів (потужність повітряних і ґрунтових нагрівачів) та забезпеченні необхідного діапазону параметрів мікроклімату і його стабільності. Визначення температурних полів в теплиці важливе перш за все тим, що дозволяє вибирати наперед потужність обігрівачів, прослідити і проаналізувати взаємозв'язок інтенсивності сонячної радіації з матеріалом огороження, температурою та вологістю довкілля і на основі цього аналізу прогнозувати значення температур на поверхні ґрунту, рослин, огороження при різних зовнішніх та внутрішніх характеристиках теплиці, що є необхідним для оцінки явищ, що відбуваються в теплиці і визначити температуру в приміщенні теплиці

взагалі. Теоретичному дослідженню температурних полів теплиць присвячено ряд робіт [1,2,4-6,11,13], у яких були отримані деякі аналітичні рішення, проте вони були виконані при ряді істотних спрощень. До таких, перш за все, слід віднести постійність теплофізичних характеристик матеріалів огороження, ґрунту, рослин, повітря при зміні температури, спрощені уявлення про теплообмін з навколишнім середовищем і умови надходження тепла в теплицю і так далі.

**Метою статті** є розробка математичної моделі, що описує температурні режими в теплиці та комп'ютерне моделювання теплових процесів в системі.

**Початкові умови побудови математичної моделі визначення температурного поля в системі теплиці навколишнього середовища**. При побудові математичної моделі була прийнята наступна схема теплового балансу культивационної споруди:

- сонячне випромінювання (радіація) частково поглинається світлопрозорим огороженням і потрапляє в теплицю, де перетворюється в теплоту на поверхні ґрунту;
- частина поглиненої теплоти передається конвекцією повітря, частина - поглинається ґрунтом;
- теплота повітряному середовищу передається від повітряних калориферів, розташованих у верхній частині будівлі теплиці;
- теплота ґрунту передається від розміщених рівномірно в ґрунті кабельних (або водяних) проводів;
- теплота нагрітого повітря частково через укріття втрачається в оточуюче середовище;
- на зовнішній поверхні теплиці ставляться умови вільного теплообміну з навколишнім середовищем.

При побудові математичної моделі і визначенні температурного поля в системі теплиця - навколишнє середовище були прийняті такі спрощення:

- теплиця розглядається як певний об'ємний простір, обмежений світлопрозорою оболонкою, заповнений однорідним газом (повітрям), з нижньої частини об'єм обмежено поверхнею ґрунту;
- ґрунт розглядається як обмежений об'єм термічно однорідної маси;
- втрата теплоти на випаровування вологи (в першому наближенні) відсутня або компенсуються додатковою потужністю ґрунтових нагрівачів;
- поверхні огорожень (стін) теплиці знаходяться в умовах вільного конвективного теплообміну з навколишнім газовим середовищем, знаходиться у спокої (атмосферне повітря).

**Красві умови.** Вважали, що в початковий момент часу температура в теплиці розподілена рівномірно і дорівнює температурі навколишнього середовища. Тобто для початкового розподілу температури виконується умова  $t_0 = t_3$ , де  $t_0$  – температура внутрішнього повітря в приміщенні теплиці, °С;  $t_3$  – температура зовнішня, °С. Граничні умови вибирали з міркувань, що система симетрична. На зовнішній поверхні, граничні умови, згідно прийнятим допущенням, визначалися інтенсивністю тепловідлення в теплиці і теплообміном з навколишнім середовищем. Інтенсивність конвективного теплообміну відкритих ділянок теплиці, які контактують з навколишнім середовищем, визначали коефіцієнтом тепловіддачі  $\alpha$ , який пов'язаний з числом Нюссельта  $Nu$  та характеризує конвективний теплообмін (число Нюссельта приймали рівним 0,35...0,36). Враховували, що теплиця знаходиться в умовах природного теплообміну, тобто рух навколишнього середовища обумовлений, перш за все, конвективним відтоком нагрітих шарів середовища, що контактують зі спорудою, ґрунтом, повітрям, рослинами. Окремо розглядали постановку граничних умов на поверхні зіткнення повітря із стінами теплиці. Тут, по суті, здійснюється контакт двох середовищ з різними теплофізичними характеристиками, які відповідають матеріалам

споруди (стін) і повітря. Таким умовам відповідають граничні умови IV-ого роду, що мають на увазі рівність температур і рівність теплових потоків.

**Початкові рівняння.** Поставлене в дослідженнях завдання з врахуванням викладених допущень може бути представлено у вигляді системи рівнянь теплового балансу для: поверхні ґрунту, повітря, світлопроникного огороження і для покриву рослин. Функціональні залежності між температурою повітря в приміщенні теплиці, температурою ґрунту та температурою рослинного покриву визначали системою диференціальних рівнянь:

Рівняння теплового балансу для поверхні ґрунту:

$$J \cdot f + P_{\text{ад}} = (m_{\text{ад}} \cdot \tilde{n}_{\text{ад}} + m_p \cdot \tilde{n}_p) \cdot \frac{d\Theta}{d\tau} + \alpha \cdot f \cdot (\Theta - t). \quad (1)$$

Рівняння теплового балансу для повітря:

$$P_n + \alpha \cdot f \cdot (\Theta - t) = m_n \cdot \tilde{n}_p \cdot \frac{dt}{d\alpha} + \alpha_a \cdot F_c \cdot (t_a - \Theta_c) + \alpha_p \cdot f_p \cdot (f_a - \Theta_p). \quad (2)$$

Рівняння теплового балансу для світлопроникного огороження:

$$m_c \cdot \tilde{n}_c \cdot \frac{d\Theta_c}{d\tau} = \alpha_c^a \cdot F_c^a \cdot (t_a - \Theta_c) - \alpha_c^i \cdot F_i^i \cdot (\Theta_c - t_c). \quad (3)$$

Рівняння теплового балансу для рослин:

$$m_p \cdot \tilde{n}_p \cdot \frac{d\Theta_p}{d\tau} = \alpha_p \cdot f_p \cdot (t_a - \Theta_p), \quad (4)$$

де  $\theta$ ,  $t$ ,  $t_3$  - температури ґрунту, повітря і зовнішнього середовища відповідно, в  $^{\circ}\text{C}$ ;

$t_6$  - температура внутрішнього повітря в приміщенні теплиці,  $^{\circ}\text{C}$ ;

$\theta_c$  - температура огорожі,  $\text{кДж} \cdot \text{м}^2$ ;

$\theta_p$  - температура рослинного покриву,  $^{\circ}\text{C}$ ;

$m_c$  - маса огороження (стіни),  $\frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot ^{\circ}\text{C}}$ ;

$m_{\text{гр}}$  - маса ґрунту, кг;

$m_n$  - маса повітря, кг;

$m_p$  - маса рослинного покриву, кг;

$C_{\text{гр}}$  - питома теплоємність гранта,  $\text{Дж}/\text{кг} \cdot ^{\circ}\text{C}$ ;

$C_n$  - теплоємність повітря,  $\frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot ^{\circ}\text{C}}$ ;

$C_c$  - питома теплоємність огороження (стіни),  $\frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot ^{\circ}\text{C}}$ ;

$C_p$  - теплоємність рослин,  $\text{Дж}/\text{кг} \cdot ^{\circ}\text{C}$ ;

$P_n, P_{\text{гр}}$  - потужність повітряних і ґрунтових обігрівачів,  $\text{Вт}$ ;

$P_n$  - потужність повітряного обігріву,  $\text{Вт}/\text{м}^2$ ;

$P_{\text{гр}}$  - потужність ґрунтових обігрівачів,  $\text{Вт}/\text{м}^2$ ;

$I$  - інтенсивність освітлення (сонячна радіація - випромінювання),  $\text{Вт}/\text{м}^2$ ;

$R_v$  - вологість повітря, %;

$f$  - поверхні ґрунту,  $\text{м}^2$ ;

$F_c^a$  - поверхня огороження із скла,  $\text{м}^2$ ;

$\alpha$  - коефіцієнт тепловіддачі,  $\text{Вт}/\text{м}^2 \cdot ^{\circ}\text{C}$ ;

$\alpha^b$  - коефіцієнт тепловіддачі від ґрунту та повітря,  $\text{Вт}/\text{м}^2 \cdot ^{\circ}\text{C}$ ;

$f_n, f_p$  - поверхні повітря та рослини відповідно,  $\text{м}^2$ .

**Вибір методу розрахунку температур.** Рівняння теплового балансу та розподілу температур на поверхні: ґрунту (1), споруд (3), рослин (4) і температур повітря (2) повністю визначає тепловий стан теплиці в просторі і в часі. Зважаючи на

нелінійність коефіцієнтів рівняння, нестационарність і складність постановки граничних умов, можливості аналітичного рішення такої задачі обмежені. Зважаючи на ці причини поставлене завдання вирішувалося чисельно, методом кінцевих різниць [5, 6, 8 - 16]. При вживанні його здійснюється перехід від безперервної області зміни аргументів  $\Theta_p, \Theta, \Theta_c, t$  до звичайно-різницевої просторово-часової сітки з безліччю точок-вузлів  $\Theta_{p,j}, \Theta_j, \Theta_{c,j}$  і  $t_i$ . При розрахунках використовувалася рівномірна прямокутна просторова розрахункова сітка з кроком по радіальній і аксіальній координатах  $\Delta\Theta = \Theta_{j+1} - \Theta_j$ , де  $j=1...N\theta$  і  $\Delta t = t_{i+1} - t_i$ , де  $i=1...Nt$ . Для звичайно-різницевої апроксимації рівнянь (1-4) використовувалася просторова п'ятиточкова різницева схема з двошаровою неявною схемою за часом. Отримані рівняння вирішувалися методом прогону, який комбінували з методом змінних напрямів [8-16]. Стійкість різницевої схеми, яка використовувалася, досліджувалася шляхом зміни кроків сітки, які вибиралися такими, щоб подальше їх зменшення не позначалося на виді отриманого чисельного рішення в межах точності обчислень, що задавалася.

**Комп'ютерне моделювання розподілу температур в теплиці. Температурні поля.** Розроблене програмне забезпечення CWTemp для комп'ютерного моделювання теплового стану теплиці, дозволяє в інтерактивному режимі проводити детальні чисельні дослідження і оптимізацію теплових режимів в середовищі, з врахуванням зовнішніх і внутрішніх параметрів, які впливають на температурні поля в теплиці: інтенсивність сонячного випромінювання, вологість, потужність ґрунтових і повітряних обігрівачів, а також на її мікроклімат в цілому. Дане програмне забезпечення може бути використано для прогнозування просторово-часового розподілу температури в системі залежно від її геометричних параметрів, властивостей ґрунту, повітря, рослин, матеріалів огороження (стін), а також технологічних режимів теплиці.

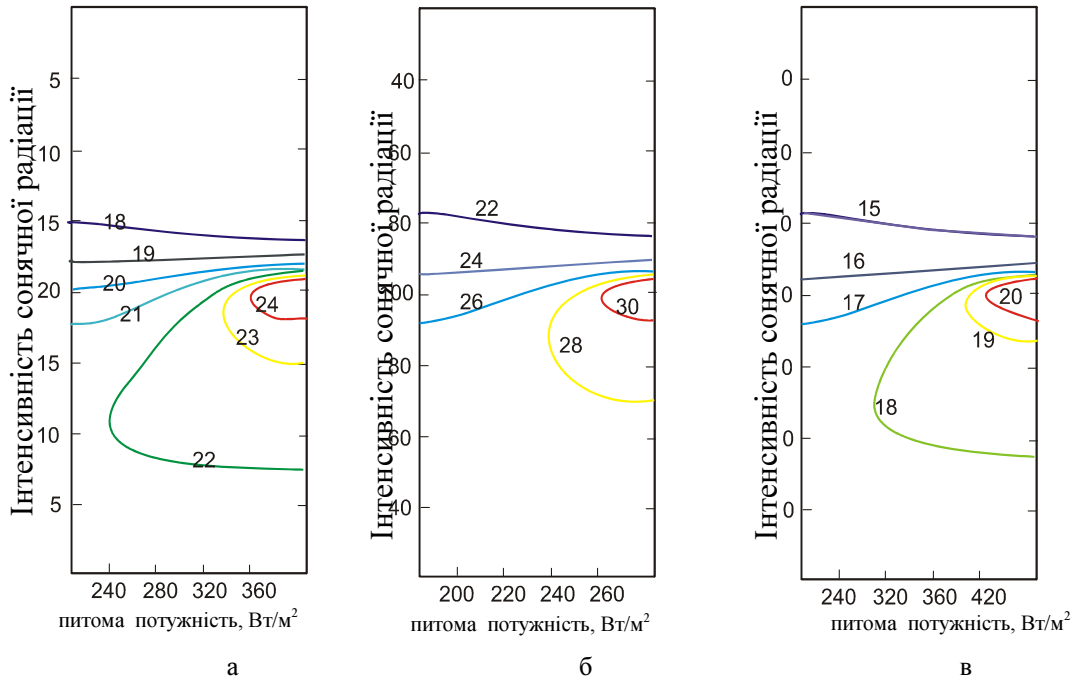
Початкові дані прийняті для моделювання представлені в таблиці 1.

Таблиця 1 – Початкові параметри, які характеризують мікроклімат теплиці

Параметри мікроклімату теплиці	Значення
$t_0$ – початкова температура, °С	1 <sup>0</sup> С
$t_3$ – температура зовнішня, °С	-1...-10 °С
$\omega$ – частота коливань, $\pi$	$\pi / 12 \times 3600$
$t_v$ – температура внутрішнього повітря в приміщенні теплиці, °С	18...24 °С
$\theta^0$ – початкова температура ґрунту, °С	1...2 °С
$\theta_c$ – температура огороження, °С	20,95 кДж·м <sup>2</sup>
$\theta_p$ – температура рослинного покриву, °С	$1,05 \cdot 10^3$
$m_p$ – маса рослин, кг	0,9 кг
$m_n$ – маса повітря, кг	$0,3 \text{ м}^3 = 1,24 \text{ кг/м}^3$
$m_{gr}$ – маса ґрунту, кг	1200...1600 кг
$R_n$ – потужність повітряного обігріву, Вт/м <sup>2</sup>	120...500 Вт/м <sup>2</sup> ;
$R_{gr}$ – потужність ґрунтових обігрівачів, Вт/м <sup>2</sup>	100...220 Вт/м <sup>2</sup> ;
$C_{gr}$ – питома теплоємність ґрунту, Дж/кг	$4 \cdot 10^3$ Дж/кг
$C_p$ – теплоємність повітря, Дж/с	$1,05 \cdot 10^3$ Дж/с
$I$ – інтенсивність сонячної радіації, Вт/м <sup>2</sup>	100...200 Вт/м <sup>2</sup>

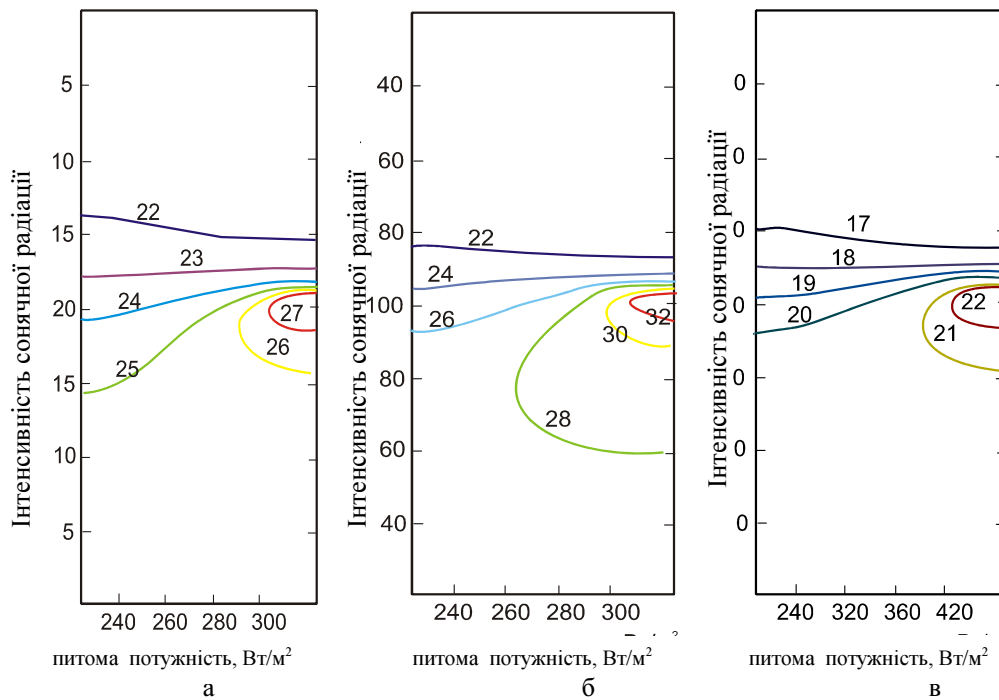
На основі розробленої математичної моделі і створеного програмного забезпечення проведений чисельний аналіз особливостей розподілу температури в

приміщенні теплиці. Результати чисельного аналізу отримані за допомогою програми CWTemp для комп'ютерного моделювання теплового стану теплиці, представлені на рисунках 1 і 2 у вигляді температурних полів, які відображають вплив інтенсивності сонячної радіації, питомої потужності джерела тепла на розподіл температури в ґрунті та повітрі теплиці.



а – похмурий день; б – сонячний день; в - ніч

Рисунок 1 - Вплив інтенсивності сонячної радіації на розподіл температури в ґрунті теплиці і кількості необхідної питомої потужності джерела тепла для розігріву ґрунту до необхідної температури.



а – похмурий день; б – сонячний день; в – ніч

Рисунок 2 - Вплив інтенсивності сонячної радіації на розподіл температури в повітрі теплиці і кількості необхідної питомої потужності джерела тепла для розігріву повітря до необхідної температури.

На рис. 1-2 температурне поле в теплиці, представлене у вигляді системи, навколишнє середовище – огороження – ґрунт, яка змінюється в кожний розрахований момент часу. Поточний тепловий стан теплиці має вигляд ізольованої температури.

### **Висновки.**

Важливу роль при виборі параметрів мікроклімату в теплиці, їх прогнозуванні в залежності від зовнішніх (сонячне випромінювання, температура довкілля, вологість, матеріал огороження) і внутрішніх факторів (потужність повітряних і ґрунтових нагрівачів) і забезпеченні необхідного діапазону параметрів мікроклімату і його стабільності, грає моделювання температурних полів в теплиці.

Визначення температурних полів в теплиці важливе перш за все тим, що дозволяє вибирати наперед потужність обігрівачів, прослідити і проаналізувати взаємозв'язок інтенсивності сонячної радіації з матеріалом огороження, температурою та вологістю довкілля і на основі цього аналізу прогнозувати значення температур на поверхні ґрунту, рослин, огороження при різних зовнішніх та внутрішніх характеристиках теплиці, що є необхідним для оцінки явищ, що відбуваються в теплиці і визначити температуру в приміщенні теплиці в загалі.

Отримані в результаті математичного та комп'ютерного моделювання залежності теплових процесів в теплиці можуть бути використані при створенні автоматизованих систем управління параметрами їх мікроклімату.

### **Список літератури**

1. Фаталиев К.Г. Разработка математической модели режимов работы комбинированной системы теплоснабжения пленочных теплиц [Использование солнечной энергии и низкопотенциальной теплоты грунта] Энергообеспечение и энергосбережение в сельском хозяйстве / Фаталиев К.Г. канд. техн. наук Гаджиев И.М. Алиев К.И. Гусейнов С.Т. Алиев И.Х. Ибрагимов Н.Т.; отв.ред. Фаталиев К.Г. – М.: Всероссийский научно-исследовательский ин-т электрификации сельского хозяйства, 2008 Ч. 2 Энергосберегающие технологии в растениеводстве и мобильной энергетике. - С. 265-270.
2. Лыков А.В. Тепломассообмен / Лыков А.В. Справочник. М.- 1972. - 560 с.
3. Самарский А.А. Введение в теорию разностных схем / Самарский А.А. – М.: Наука, 1971. – 552 с.
4. Куртнер Д.А. Расчет и регулирование теплового режима в открытом и защищенном грунте / Куртнер Д.А., Чудновский А.Ф. - Л., 1969.- 320с.
5. Лыков А.В. Теория тепло - и массопереноса / Лыков А.В., Михайлов Ю.А. - М.-Л.: Госэнергоиздат, 1963. - 536с.
6. Мак-Адамс В.Х. Теплопередача / Мак-Адамс В.Х. – М.: Металлургиздат, 1961. – 690 с.
7. Большев Л.Н. Таблицы математической статистики, 3-е изд / Большев Л.Н., Смирнов Н.В. – М.: Наука, 1983. – 416 с.
8. Токмаков Н.М. Математическая модель системы управления микроклиматом аграрных теплиц / Токмаков Н.М., Грудинин В.С. Журнал «Гавриш» - 2008. №3. - С. 28-31.
9. Гарбуз В.М., Математичне моделювання теплових процесів в ґрунті теплиць. Математическое моделирование тепловых процессов в почве теплиц / В.М. Гарбуз, А.В. Захаров, Ю.А. Повещенко, С.Б. Попов, Ю.П. Попов.; отв.ред. В.М. Гарбуз.; АН СССР Институт прикладной математики им. М.В. Келдыша М.: Наука, 2005 - 25с.
10. Грудинин В.С. 2005. Свидетельство об официальной регистрации базы данных. База данных «Климат- компьютер». № 2005620163 от 27.04.05.
11. Корчемний М.О. Моделі температури зовнішнього повітря і ґрунту для розрахунку теплового балансу житлового будинку / Корчемний М.О., Федорейко В.С. Електрифікація та автоматизація сільського господарства. – 2004. №1. – С. 86–89.
12. Пустыгин А.Н. Структурные свойства функций одной переменной и операции над ними / Пустыгин А.Н. Вестник ЧГАУ. - 2003. т. 39. – С.25-28.
13. Вабишевич П.Н. Вычислительная теплопередача / Вабишевич П.Н. – М.: Едиториал УРСС, 2003. – 784 с.
14. Радченко С.Г. Математичне моделювання та оптимізація технологічних систем / Радченко С.Г.: Навч.- метод. посіб. – К.: ІВЦ “Політехніка”, 2001. – 88 с.

15. Царенко О.М. Комп'ютерні методи в сільському господарстві та біології/ Царенко О.М., Злобин Ю.А., Скляр В.Г., Панченко С.М. – Суми: „Університетська книга”, 2000. - 203 с.
16. Попов А.Ю. Численный метод расчета аккумулятора скрытой теплоты в теплице/ Попов А.Ю. Экология и с.-х. техника. Северо-Западный НИИ механизации и электрификации сельского хозяйства г. Санкт-Петербург-Павловск, п.о. Тярлево. – СПб - Павловск, 2000 Т.3. - С. 52-58.

*Л.Вихрова, В.Калич, Т.Прокопенко*

**Математическое и компьютерное моделирование распределения температур в теплице для создания системы управления**

На основе разработанной математической модели и созданного программного обеспечения проведен численный анализ особенностей распределения температуры в помещении теплицы. Моделирование компьютерных температурных полей важно при прогнозировании параметров микроклимата теплицы в зависимости от внешних и внутренних факторов и обеспечении их необходимого диапазона и стабильности.

*L.Vikhrova, V. Kalich, T. Prokopenko*

**A mathematical and computer design of distributing of temperatures is in a hothouse**

On the basis of the developed mathematical model and created software an analysis of features of distributing of temperature was conducted numeral in the apartment of hothouse. The design of the computer temperature fields is important at prognostication of parameters of microclimate of hothouse depending on external and internal factors and providing of their necessary range and stability.

Одержано 07.04.11

**УДК 681.513;62.505;621.9.04**

**В.А. Зозуля, доц., канд. техн. наук, С.І. Осадчий, доц., канд. техн. наук**  
*Кіровоградський національний технічний університет*

## **Аналіз методів орієнтації та позиціонування багатокординатних рухомих об'єктів з механізмом паралельної структури**

В статті описано дослідження методів орієнтації та позиціонування об'єктів з механізмом паралельної структурою. Зроблено аналіз наукових робіт пов'язаних з використанням різновиду теорії механізмів - теорії гвинтів та кватерніонів, для визначення миттєвих переміщень виконавчого органу пристроїв платформеного типу. Наведені переваги та недоліки різних підходів визначення миттєвих значень. Зроблено загальний висновок, що до використання математичного апарату механіки паралельних структур з врахуванням постановки завдання позиційного управління на підставі теорії оптимального управління рухомих об'єктів.

**механізм паралельної структури, гексапод, маніпулятор, кінематика, теорія гвинтів, позиційне управління**

**Вступ.** В даний час у машинобудуванні актуальною є задача розробки технологічних машин для виконання механічної обробки поверхонь складної форми. У авіабудуванні необхідні машини для організації різних випробувань динаміки польотів літальних апаратів. Зазвичай для вирішення перерахованих завдань використовуються багатоланкові важільні маніпулятори або гнучкі маніпулятори.

15. Царенко О.М. Комп'ютерні методи в сільському господарстві та біології/ Царенко О.М., Злобин Ю.А., Скляр В.Г., Панченко С.М. – Суми: „Університетська книга”, 2000. - 203 с.
16. Попов А.Ю. Численный метод расчета аккумулятора скрытой теплоты в теплице/ Попов А.Ю. Экология и с.-х. техника. Северо-Западный НИИ механизации и электрификации сельского хозяйства г. Санкт-Петербург-Павловск, п.о. Тярлево. – СПб - Павловск, 2000 Т.3. - С. 52-58.

*Л.Вихрова, В.Калич, Т.Прокопенко*

**Математическое и компьютерное моделирование распределения температур в теплице для создания системы управления**

На основе разработанной математической модели и созданного программного обеспечения проведен численный анализ особенностей распределения температуры в помещении теплицы. Моделирование компьютерных температурных полей важно при прогнозировании параметров микроклимата теплицы в зависимости от внешних и внутренних факторов и обеспечении их необходимого диапазона и стабильности.

*L.Vikhrova, V. Kalich, T. Prokopenko*

**A mathematical and computer design of distributing of temperatures is in a hothouse**

On the basis of the developed mathematical model and created software an analysis of features of distributing of temperature was conducted numeral in the apartment of hothouse. The design of the computer temperature fields is important at prognostication of parameters of microclimate of hothouse depending on external and internal factors and providing of their necessary range and stability.

Одержано 07.04.11

**УДК 681.513;62.505;621.9.04**

**В.А. Зозуля, доц., канд. техн. наук, С.І. Осадчий, доц., канд. техн. наук**  
*Кіровоградський національний технічний університет*

## **Аналіз методів орієнтації та позиціонування багатокординатних рухомих об'єктів з механізмом паралельної структури**

В статті описано дослідження методів орієнтації та позиціонування об'єктів з механізмом паралельної структурою. Зроблено аналіз наукових робіт пов'язаних з використанням різновиду теорії механізмів - теорії гвинтів та кватерніонів, для визначення миттєвих переміщень виконавчого органу пристроїв платформеного типу. Наведені переваги та недоліки різних підходів визначення миттєвих значень. Зроблено загальний висновок, що до використання математичного апарату механіки паралельних структур з врахуванням постановки завдання позиційного управління на підставі теорії оптимального управління рухомих об'єктів.

**механізм паралельної структури, гексапод, маніпулятор, кінематика, теорія гвинтів, позиційне управління**

**Вступ.** В даний час у машинобудуванні актуальною є задача розробки технологічних машин для виконання механічної обробки поверхонь складної форми. У авіабудуванні необхідні машини для організації різних випробувань динаміки польотів літальних апаратів. Зазвичай для вирішення перерахованих завдань використовуються багатоланкові важільні маніпулятори або гнучкі маніпулятори.

Серйозним недоліком таких маніпуляторів є їх недостатня жорсткість, ускладнює управління ними, ускладнює використання високоенергетичного обробного інструменту і досягнення високої точності обробки.

Найбільш відомим прикладом механізму з паралельною кінематикою є гексапод чи платформа Стюарта, яка складається з двох пластин, шарнірно з'єднаних шістьма поступальними парами. При зміні довжини цих пар відбувається просторове переміщення верхньої пластини щодо нижньої.

Відзначимо, що механізми з паралельною кінематикою вимагають використання не прямокутного (нелінійного) базису, що породжує такі особливості маніпуляторів такого класу:

а) анізотропія і неоднорідність динамічних, пружних і швидкісних властивостей маніпулятора;

б) можливість втрати керованості в деяких конфігураціях маніпулятора;

в) можливість інтерференції окремих кінематичних ланцюгів маніпулятора, тобто їх зіткнення;

г) складність завдання рухів маніпулятора в узагальнених координатах, пов'язаних зі ступенями рухливості маніпулятора.

**Мета.** Дослідження спрямоване на аналіз існуючих методів орієнтації та позиціонування об'єктів з механізмом паралельної структурою, з метою виявлення найбільш придатного для розрошування координат переміщення робочого органу.

**Огляд.** Сучасна теорія механізмів в усі більшому ступені звертається у своїй методології до апарата теорії гвинтів і гвинтового обчислення. Родоначальником теорії гвинтів є Р. Болл [1]. Першим застосував теорію гвинтів у теорії механізмів Ф.М. Діментберг. Вихідним імпульсом для цього стала книга Д.Н. Зейлігера [2]. Потім Ф.М. Діментберг звернувся до праць А.П. Котельникова [3]. Надалі він опублікував ряд робіт, присвячених цієї тематиці [4, 5].

Актуальність застосування теорії гвинтів і гвинтового обчислення постійно росла з переходом дослідників від розгляду одноконтурних механізмів з одного ступенем свободи до відкритих кінематичних ланцюгів маніпуляторів і далі до багатоконтурних просторових маніпуляційних механізмів паралельної структури [26]. Важливим завданням, пов'язаною з механізмами паралельної структури, є визначення можливих рухів (у загальному випадку гвинтових) вихідної ланки. Уперше подібне завдання вирішував Роберт Болл, який в 1876 опублікував свій трактат по теорії гвинтів (друге видання вийшло в 1900 р.[1]).

Миттєва кінематика послідовних з'єднань добре описується за допомогою теорії гвинтів. При цьому у зв'язку з ускладненістю кінематичної структури пристроїв з паралельним розташуванням приводів (але порівнянню зі структурою послідовних з'єднань) їх дослідженню приділяли менше увагу або навіть взагалі упускали їх з виду.

Вивчення питань миттєвої кінематики різних кінематичних структур було вперше розглянуте в роботі [7], де автор ввів визначення миттєвої кінематики для послідовних і паралельних з'єднань. Однак у роботі [8], а пізніше в [9] було показано, що введення понять послідовного й паралельного з'єднань недостатньо для визначення відносної свободи двох тіл, з'єднаних між собою пересічними шарнірами.

Для механізмів паралельної структури (М. Мохаммед і Д. Даффі [10]) розглядається застосування теорії гвинтів для дослідження миттєвих переміщенні виконавчого органа (платформи) робототехнічного пристрою з повністю паралельним розташуванням приводів. Миттєве переміщення виконавчого органа визначається безпосередньо через повороти в шарнірах, пов'язаних із приводами. Крім того, показане, що поворот, відповідний до миттєвого переміщення виконавчого органа, дорівнює сумі окремих поворотів у шарнірах. Окремий поворот визначається як поворот, відповідний до миттєвого переміщення виконавчого органа при всіх

замкнених приводах, крім одного. Представлені дослідження можуть бути гарною основою для вивчення особливих конфігурацій у пристроях з паралельним розташуванням приводів.

У роботі [11] був представлений новий підхід для визначення миттєвих переміщень виконавчого органа пристроїв платформного типу з повністю паралельним розташуванням приводів. Новий підхід полягав в одержанні в явному виді виражень для невідомих скалярних коефіцієнтів, які відповідають обертанням у шарнірах в одній з паралельних ланцюжків, що зв'язують виконавчий пристрій з основою (при цьому використовувалися замкнені рівняння швидкостей).

Надалі цей підхід був розвинений на основі статико-кінематичної аналогії [12]. Апарат замкнених груп гвинтів застосований для структурного аналізу й синтезу просторових механізмів даного класу. Кінематичні ланцюги цих механізмів повинні бути сформовані так, щоб виключити кінцеві некеровані переміщення.

У роботі [13] більш докладно зупинилися на деяких завданнях, розв'язуваних на основі теорії гвинтів. Першим завданням було визначення рухів, що виводять механізм паралельної структури з особливих положень, або, що переводять його в сусідні особливі положення.

З останніх робіт застосування теорії гвинтів для визначення позиціонування механізму паралельної структури є робота [14]. Де гвинт являє собою комплекс, що полягає з векторної та моментної частин  $\Phi \equiv (r, r^o) \equiv (x, y, z, x^o, y^o, z^o)$ . Причому  $F$  є гвинтом тільки у випадку колінеарності  $r$  і  $r^o$ , інакше, у загальному випадку,  $\Phi$  є мотором, у такий спосіб гвинт окремих випадок мотора. Механічне значення гвинта двояке: кінематичне й силове.

В роботі [14] було зазначено:

– по перше, найбільш загальний випадок кінцевого переміщення твердого тіла в просторі реалізується при гвинтовому руху, який характеризується віссю, кутом повороту навколо цієї осі й поступальним переміщенням паралельно цієї осі. Якщо переміщення — нескінченно малі, то відповідний гвинт називається кінематичним гвинтом. Якщо переміщення — нескінченне мале, та, відноситься до нескінченно малого проміжку часу, виходить миттєвий гвинт швидкостей, вектор якого кутова швидкість, а момент — поступальна швидкість тіла. Швидкість будь-якої точки тіла є момент гвинта щодо цієї точки. При цьому можливі «кінцеві» (тобто більші) гвинтові рухи тіла, а їх гвинти, що також зображують, які не можна скласти й віднімати, якщо вони відбуваються щодо різних осей.

– по друге, найбільш загальна система сил, що діють на тіло, може бути наведена до силового гвинта за правилами приведення системи невільних векторів, якщо вектори зображують сили. Сума всіх сил є вектор гвинта, а момент системи сил щодо якої-небудь точки простору є момент еквівалентного гвинта щодо цієї точки.

На підставі роботи [14] можна зазначити: з розв'язку прямого завдання геометрії механізмів паралельної структури за допомогою алгебри гвинтів (моторів) впливає, що при постановці й розв'язку завдань механіки паралельної структури доцільно використовувати математичний апарат теорії гвинтів і кватерніонів, який дотепер недостатньо застосовувався в робототехніці й дозволяє одноманітно описувати як силові, так і кінематичні характеристики розглянутих механізмів.

У курсах теоретичної механіки і механіки суцільних середовищ вивчаються статичні і динамічні системи. При цьому питання управління такими системами не розглядаються. В той же час і в природі, і в техніці є динамічні системи, забезпечені виконавчими механізмами (двигунами), що дозволяє змінювати позицію (стан) цих систем, тобто управляти ними. Говоритимемо в цьому випадку, що розглядається рух керованого об'єкту, який описується диференціальними рівняннями з функціональним включенням [15]:

$$\dot{y} = f(y, u); \quad (1)$$

$$u(\cdot) \in W, \quad (2)$$

де  $y$  —  $n$ -мерний вектор-стовпець координат, що описує стан керованого об'єкту;  
 $u$  —  $s$ -мерний вектор-стовпець дій, що управляють;

$f(y, u)$  — двічі вектор-функція своїх координат, що безперервно диференціюється;

$W$  — функціональна множина, що описує наявні ресурси по управлінню рухом об'єкту.

Фізичний сенс дій, що управляють, може бути різним: це можуть бути сили, що безпосередньо управляють, і моменти, у випадку якщо старанні механізми ідеальні, або сигнали, що управляють, подаються на ці механізми, коли необхідно врахувати їх функціонування. Опис функціональної безлічі  $W$  дозволяє представити різноманітні обмеження на управління  $u$ , що зустрічаються на практиці, в компактному виді: обмеження на величину або похідну, обмеження на інтеграл або обмеження в середньоквадратичному (по енергії) і так далі.

Будемо розглядувати динамічну систему з кінцевим числом ступенів свободи, яка є голономною і склерономною. Тоді рівняння руху мають вигляд

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial L}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial L}{\partial q_i} = Q_i \quad i = 1, 2, \dots, m, \quad (3)$$

де  $q_i$  — узагальнені координати системи;

$L$  — лагранжіан системи, рівний

$$L = \frac{1}{2} \dot{q}_i^T A(q) \dot{q} - V_0(q),$$

де  $q$  —  $m$ -мерний вектор узагальнених координат  $q_i$ ;

$A(q)$  — матриця, що визначає кінетичну енергію системи;

$V_0(q)$  — потенційна енергія системи, верхній індекс  $T$  означає транспонування.

Нехай  $Q_i = C_i(q)r$  — узагальнені сили, де  $r$  —  $s$ -мерний вектор-стовпець координат, що описують функціонування виконавчих механізмів.

Рівняння функціонування виконавчих механізмів мають вигляд

$$\frac{d^l r_j}{dt^l} = x_j(u_j, r_j, \dots, \frac{d^{l-1} r_j}{dt^{l-1}}), \quad j = 1, 2, \dots, s, \quad (4)$$

де  $u_j$  — сигнал  $l \geq 1$ , що управляє.

Рівняння (3) можна переписати у виді

$$A_i(q)\ddot{q} + \dot{q}^T B_i(q)\dot{q} + V_i(q) = C_i(q)r, \quad i = 1, 2, \dots, m, \quad (5)$$

де  $A_i(q)$  — рядки матриці  $A(q)$

$$V_i(q) = \frac{\partial V_0(q)}{\partial q_i}, \quad B_i(q) = \left( \frac{\partial A_i^T(q)}{\partial q} - \frac{1}{2} \frac{\partial A(q)}{\partial q_i} \right),$$

—  $(m \times m)$ -матриця.

Оскільки матриця  $A(q)$  є позитивно визначеною, то систему рівнянь (5) і (4) можна записати у формі Коши (1), де

$$y^T = \left( q^T, \dot{q}^T, r^T, \dots, \frac{d^{l-1} r^T}{dt^{l-1}} \right), \quad n = 2m + sl.$$

Постановка завдання позиційного управління рухом об'єкту (1) (2). Заданий бажаний рух, який надалі називатимемо програмним,  $y^n(t)$ ,  $t \in [t_0, t_1]$ ,  $t_0 < t_1 \leq \infty$ , і програмне управління  $u^n(t)$ , реалізуючий цей рух через тотожність

$$\begin{cases} \dot{y}^n(t) \equiv f(y^n(t), u^n(t)), \\ u^n(\cdot) \in W, \quad t \in (t_0, t_1). \end{cases} \quad (6)$$

Сукупність, що складається з трьох елементів  $y^n(\cdot)$ ,  $u^n(\cdot)[t_0, t_1]$ , називатимемо програмним керованим процесом  $\{y^n(\cdot), u^n(\cdot)[t_0, t_1]\}$ . При цьому розрізняються три ситуації:

- 1) програмний керований процес заданий в явному виді;
- 2) програмний керований процес заданий в неявному виді, наприклад як рішення екстремальної задачі;
- 3) програмний керований процес невідомий.

Якщо програмний процес заданий в явному виді, то можна розглянути завдання позиційного управління, що полягає в реалізації програмного руху  $y^n(t)$ . Для того, щоб здійснити цю постановку, необхідно знати відхилення реального руху  $y(t)$  від програмного  $y^n(t)$ . Припустимо, що є  $m$  вимірювальних пристроїв, за допомогою яких можна отримати первинну інформацію про реальний рух. Обробивши цю інформацію, можна оцінити поточні відхилення  $x(t) = y(t) - y^n(t)$  і побудувати алгоритми формування сигналів, що управляють.

Систему, в якій реалізується інформаційний процес від обробки первинної інформації до передачі сигналів, що управляють, на виконавчий механізми природно назвати *системою управління рухом*. [15]. Визначимо *керовану динамічну систему* (КДС) як сукупність, що складається з об'єкту, що рухається, системи управління рухом цього об'єкту і термінальних елементів (вимірювальних пристроїв і виконавчих механізмів).

Отже, ще до математичної постановки завдання синтезу КДС стає ясною відмінність керованої динамічної системи від некерованої. У разі КДС мають місце два процеси, що взаємно впливають один на одного:

- *механічний процес* — рух керованого об'єкту;
- *інформаційний процес* — процес формування сигналів, що управляють.

Інформаційний процес, що управляє, складається з отримання первинної інформації про рух за допомогою вимірювальних пристроїв, обробки цієї інформації і формування на основі результатів цієї обробки сил, що управляють, і моментів. Здійснюваний таким чином зв'язок між рухом об'єкту і силами, що управляють, і моментами дістала назву *зворотного зв'язку*.

Для постановки завдання позиційного управління обмежимося простою моделлю, що описує отримання первинної інформації  $z$ :

$$z = \varphi(y) + \gamma(t), \quad (7)$$

де  $\gamma(t)$  — інструментальні погрішності вимірювальних пристроїв.

Якщо  $y(t_0) = y^n(t_0)$ , то при  $u(t) \equiv u^n(t)$  рух об'єкту (1), (2) співпадатиме з програмним. На жаль, майже завжди існують початкові відхилення (збурення)  $x(t_0) \neq 0$ . Таким чином, має місце наступне завдання позиційного управління: використовуючи первинну інформацію (7), побудувати оператор управління  $u = P[z, t]$ , що дозволяє зменшити початкові відхилення. Іноді такий оператор управління називають регулятором. Перш ніж переходити до математичної постановки, відмітимо, що математична модель об'єкту, що рухається, і термінальних елементів дана: це рівняння (1), (7) і включення (2). Крім того, даний програмний процес (6).

Більш складна процедура управління виникає у разі, якщо програмне управління та програмний рух об'єкта, що реалізовується за допомогою цього управління, невідомі заздалегідь з тих чи інших причин. Нехай рух керованого об'єкта відбувається на інтервалах часу  $[t_{k-1}, t_k]$ ,  $k = 1, 2, \dots$ . Відомі функціонали  $\chi_k(y(t_k))$ , мінімальні значення яких визначають стратегію руху, тобто оптимальний керований процес  $\{y^0(\cdot), u^0(\cdot), [t_{k-1}, t_k]\}$ . Припустимо для простоти подальших міркувань, що рішення відповідних

екстремальних задач існують і єдині. Майже завжди оптимальні управління  $u^\circ(t)$  і руху  $y^\circ(t)$  на практиці знаходяться приблизно. Ці наближені значення і будемо називати програмними управліннями і траєкторіями:  $\{y^n(\bullet), u^n(\bullet), [t_{k-b}, t_k]\}$ . Програмний керований процес, таким чином, стає відомим, і можна говорити про його реалізацію за допомогою вимірювання реального руху і організації позиційного керування. Будемо формувати управління і як суму програмного та позиційного управління:

$$u = u^l(t) + \tilde{u}(\tilde{x}, t),$$

де  $\tilde{x}$  - оцінка відхилення  $x = y - y^n$ , отримана за допомогою алгоритму оцінювання, що дозволяє обробити первинну інформацію.

Тут координати  $\tilde{x}_i(t)$  описують перший рівень управління, координати  $y_i^n(t)$  другий рівень управління.

В силу наявності як інструментальних похибок вимірювальних пристроїв (3), так і збурюючих сил і моментів, що діють на об'єкт, на практиці часто виникає саме така ситуація. При цьому замість математичної моделі (1) доводиться розглядати більш складну модель

$$\dot{y} = f(y, u, v), \quad (8)$$

де  $v$  - вектор-функція, що описує вплив збурюючих сил і моментів.

Тому на кожному часовому інтервалі  $[t_k, t_{k+1}]$ , доводиться одночасно вирішувати два завдання [15]:

- а) завдання знаходження програмного керованого процесу;
- б) завдання реалізації програмного руху об'єкта (при цьому використовуються ресурси управління, що залишилися), тобто ми маємо замкнуту КДС з дворівневою системою управління.

**Висновки.** З аналізу побудови систем позиційного керування механізмів паралельної структури випливає, що при постановці й розв'язку завдань механіки паралельної структури доцільно використовувати не тільки математичний апарат теорії гвинтів і кватерніонів, який застосовувався в робототехніці й дозволяє одноманітно описувати як силові, так і кінематичні характеристики механізмів, але необхідно розглядати завдання позиційного управління, що полягає в реалізації програмного руху.

## Список літератури

1. Ball R.S. A Treatise on the Theory of Screws.-Cambridge: Cambridge University Press, 1900, 544p.
2. Зейлигер Д.Н. Комплексная линейчатая геометрия. М.: Гостехиздат, 1934.- 196 с.
3. Котельников А.П. Винтовое счисление и некоторые приложения его к геометрии и механике. Казань: 1895.- 216 с.
4. Диментберг Ф.М. Теория винтов и ее приложения. М.: Наука, 1978.- 327 с.
5. Диментберг Ф.М. Теория пространственных шарнирных механизмов. М.: Наука, 1982.- 336 с.
6. Mohammed M., Duffy J. A Direct Determination of the Instantaneous Kinematics of Fully Parallel Robot Manipulators. / ASME J. Mech., Trans., Autom. Des., 1985, V. 107(2): p. 226-229.
7. Waldron K. J., «The Constraint Analysis of Mechanisms», Journal of Mechanisms, Vol. 2, 1966.- pp. 101 — 114.
8. Davies T. H., and Primrose E. J. F., «An Algebra for the Screw Systems of a Pair of Bodies in a Kinematic Chain», *Proceedings of the Third World Congress on the Theory of Machines and Mechanisms*, Kupari, Yugoslavia, Paper D-14, 1971.- pp. 199 — 212.
9. Raker J. E., «On Relative Freedom Between Links in Kinematic Chains with Cross-Jointing», *Mechanisms and Machine Theory*, Vol. 15, 1980.- pp. 397—413.
10. Мохамед (М. G. Mohamed), Даффи (J. Duffy) Непосредственное определение мгновенной кинематики роботов с параллельным расположением приводов (A Direct Determination of the Instantaneous Kinematics of Fully Parallel Robot Manipulators)// Конструирование, № 1985, т. 107, №2.
11. Mohamed M. G., Sanger J., and Duffy J., «Instantaneous Kinematics of Fully-Parallel Devices», *Sixth IFToMM Congress on Theory of Machines and Mechanisms*, New Delhi, Dec. 15-20.- 1983.

12. Глазунов В.А., Колисков А.Ш., Крайнев А.Ф. Пространственные механизмы параллельной структуры. М.: Наука, 1991.- 96 с.
13. Применение винтового исчисления в современной теории механизмов В.А. Глазунов, С.Д. Костерева, П.О. Данилин, А.Б. Ласточкин // Вестник научно-технического развития №6 (34), 2010. - С. 12-17.
14. Дамбаев Ж. Г., Гришко Д. В. решение прямой задачи геометрии механизмов параллельной структуры с помощью алгебры винтов (моторов) //Современные технологии. Системный анализ. Моделирование. ИргУПС.- 2010.- №4(20) .- С. 24-26
15. Оптимальное управление движением / В. В. Александров, В. Г. Болтянский, С. С. Лемак, Н.А. Парусников, В.М. Тихомиров. — М.: ФИЗМАТЛИТ, 2005. - 376 с.

*В. Зозуля, С. Осадчий*

**Анализ методов ориентации и позиционирования многокоординатных подвижных объектов с механизмом параллельной структуры**

В статье описано исследование методов ориентации и позиционирования объектов с механизмом параллельной структуры. Сделан анализ научных работ связанных с использованием разновидности теории механизмов - теории винтов и кватернионов, для определения мгновенных перемещений исполнительного органа устройств платформенного типа. Показаны преимущества и недостатки различных подходов определения мгновенных значений. Сделан общий вывод, что использование математического аппарата механики параллельных структур необходимо с учетом постановки задачи позиционного управления на основании теории оптимального управления подвижных объектов.

*V. Zozulya, S. Osadchy*

**Analysis of the methods of orientation and positioning of multi-axis moving objects with a mechanism of parallel structure**

This article describes research on methods of orientation and position objects with a mechanism of parallel structure. The analysis of scientific papers related to the use of the theory of varieties of arrangements - the theory of screws and quaternions for the determination of the instantaneous displacement of the executive body of the platform type devices. The advantages and disadvantages of different approaches determine the instantaneous values. The overall conclusion that the use of mathematical tools mechanics of parallel structures should be based formulation of the problem of positional control based on optimal control theory of moving objects.

Одержано 05.04.11

УДК 620.4

**А.П. Свірідов, доц., канд. техн. наук, Т.В. Величко, асист.**  
*Кіровоградський національний технічний університет*

## Дослідження післяаварійних режимів зв'язаного варіанту компенсуючої лінії електропередачі 750 кВ Донбас-Західна Україна

В статті проведений аналіз післяаварійних режимів лінії 750 кВ, протяжністю 1100 км з різними схемами компенсації. Пропускна здатність електропередачі в нормальному режимі з компенсуючими пристроями на лінії складає  $(0,72 \div 1,35)$  Рнат, а при розміщенні компенсуючих пристроїв на шинах підстанції –  $(0,6 \div 0,843)$  Рнат.

**режим, компенсуючі пристрої, натуральна потужність, хвильовий опір, еквівалентні характеристики**

Безперервне зростання концентрації виробництва електричної енергії, різке збільшення частки атомних електростанцій у структурі генеруючих потужностей, злиття окремих енергосистем в найбільші національні енергетичні об'єднання, необхідність передачі величезних обсягів потужності та енергії з окремих районів з потужними енергоресурсами в промислово розвинені райони з високою концентрацією населення - всі ці фактори визначають необхідність спорудження дальніх електропередач високих і надвисоких номінальних напруг.

Основу магістральної мережі об'єднаної енергосистеми (ОЕС) України складають лінії напругою 750 кВ. Станом на початок 2006 року лінії електропередачі даного класу номінального напруги утворили дві одноланцюгові петлі в західному та східному регіонах України, пов'язаних між собою лінією електропередачі того ж класу напруги. Загальна протяжність повітряних ліній напругою 750 кВ перевищує 4 тис. км. У найближчій перспективі до 2030 року передбачається інтенсивний розвиток системоутворюючої мережі напругою 750 кВ з метою забезпечення високої пропускної здатності в перетині Захід-Схід за рахунок будівництва та введення в експлуатацію Північного і Південного поясів ліній електропередач 750 кВ.

Необхідно мати на увазі можливість експорту електроенергії з Росії. Досить перспективна передача порівняно дешевої електроенергії в ЕЕС України від теплових електростанцій, які можуть бути споруджені в Тюменському регіоні з орієнтацією на використання низьконапірного газу, що залишається в видобутих родовищах.

На сучасному рівні розвитку техніки передачі електроенергії проблема наддалекого транспорту може бути вирішена за допомогою ЕП надвисокої напруги (НВН) як постійного, так і змінного струму. Потреба в вирішенні схемно-режимних характеристик й техніко-економічних параметрів для нових типів і схем електропередачі, оцінка їх системної ефективності є досить актуальною.

Метою даної роботи є дослідження післяаварійних режимів лінії електропередачі Донбас-Західна Україна 750 кВ, протяжністю 1100 км, яка виконана за зв'язаною схемою. Фаза лінії приймалася розщепленою на чотири проводи:  $4 \times \text{АСО-600/72}$ . Розміщення проводів у фазі у вершинах квадрату, крок розщеплення  $a=60$  см, відстань між фазами складає 17,5 м [4].

При аналізі режимів лінія електропередачі моделюються каскадною схемою

чотириполосників, що заміщують собою ділянки однорідної лінії електропередачі і компенсуючих пристроїв на лінії. Розрахунок режимів виконаний у відносних одиницях, за базисні величини прийняті хвильовий опір  $Z_c$  і натуральна потужність однорідної лінії  $P_{nat}$ . Напряга та струм на початку кожної ділянки визначається по наступному виразу:

$$\begin{vmatrix} U_{s+1} \\ I_{s+1} \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} ch\gamma_0 l & Z_c sh\gamma_0 l \\ \frac{1}{Z_c} sh\gamma_0 l & ch\gamma_0 l \end{vmatrix} \cdot \begin{vmatrix} U_s \\ I_s \end{vmatrix},$$

де  $U_s$  і  $I_s$  - напруга і струм в кінці ділянки лінії, яка розглядалась;

$\gamma_0$  - коефіцієнт розповсюдження хвилі;

$Z_c$  - хвильовий опір.

Компенсуючі пристрої розміщені на лінії представляються чотириполосником з постійними  $A, B, C, D$  (рис.1).

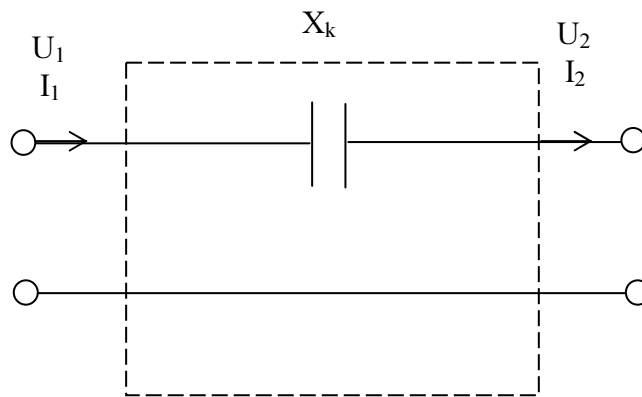


Рисунок 1 – Схема компенсуючого пристрою

Рівняння для чотириполосника мають вигляд:

$$U_1 = AU_2 + BI_2;$$

$$I_1 = CU_2 + DI_2,$$

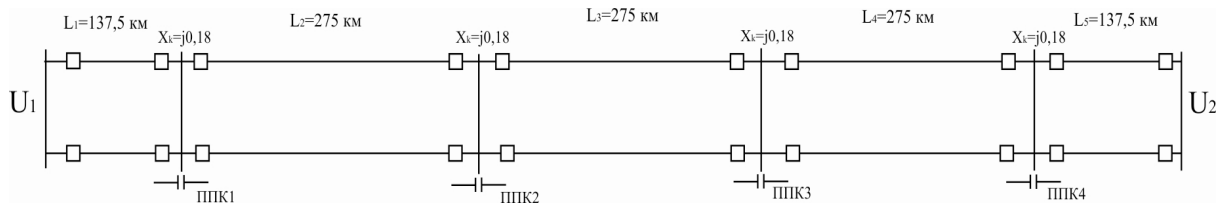
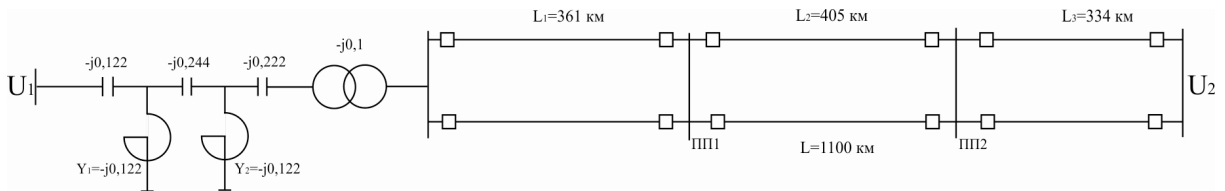
де  $A, B, C, D$  – постійні чотириполосника.

Хвильова довжина лінії 1100 км складає  $66,328^\circ$ . Однорідна лінія такої протяжності природно непрацездатна по умовам збереження стійкості і значного підвищення напруги по кінцям лінії в режимі холостого ходу. Так розрахунки показали, що при передачі по лінії натуральної потужності перепад напруги в лінії складає 3,8%, кут зсуву між напругою  $U_1$  і  $U_2$  в даному режимі складає  $65,4^\circ$ . Отже, необхідно шляхом зміни природних параметрів лінії забезпечити їй працездатність. Із всіх можливих схем компенсації розглядаються наступні:

а) схеми з повздовжньою ємнісною компенсацією,  $N_{кп}=4$ ;

б) схеми з повздовжніми ємностями та поперечними реакторами на шинах низької напруги передаючої підстанції. [4]

На рисунку 2 приведена схема лінії, що досліджується.

а) - схема з повздожньою компенсацією,  $N_{кп}=4$ 

б) - схеми з КП на шинах низької напруги

Рисунок 2 – Схеми електропередачі 750 кВ

Для зв'язаного типу електропередачі, що має відомі переваги і недоліки, доцільність здійснення якого залежить від багатьох факторів технічного і економічного порядку, доводиться рахуватися з тим, що в післяаварійному режимі в результаті відключення ланцюга однієї з ділянок істотно змінюються еквівалентні характеристики лінії. Ця зміна носить несприятливий характер за низкою обставин, в тому числі, за умовами електромагнітної і електромеханічної стійкості і режиму напруги.

Для однорідної лінії, розбитою на  $n$  однакових ділянок, коефіцієнти чотириполюсника дволанцюгових ділянок дорівнюють:

$$A = D = \cos \alpha/n; \quad B = j \frac{1}{2} \sin \alpha/n; \quad C = j 2 \sin \alpha/n.$$

При відключенні одного ланцюга  $k$ -ї ділянки, якщо звіт вести від початку лінії, коефіцієнти заміщення чотириполюсника мають вигляд:

$$A_k = D_k = \cos \alpha/n; \quad B_k = j \sin \alpha/n; \quad C_k = j \sin \alpha/n.$$

Отже, еквівалентна матриця коефіцієнтів запишеться наступним чином:

$$\mathbf{A} = \mathbf{A}_1 \cdot \mathbf{A}_2 \dots \mathbf{A}_k \dots \mathbf{A}_{n-1} \cdot \mathbf{A}_n.$$

Вхідний опір з боку затисків генератора, що визначає параметричну нестійкість останнього, знаходиться:

$$X_{ex} = B/D.$$

У випадку ємнісного характеру  $X_{ex}$  можлива небезпека самозбудження генератора.

Ще одним несприятливим наслідком зміни характеристик електропередачі, внаслідок відключення ланцюга однієї з ділянок, є небезпека виходу за межі зони стійкості роботи. Коефіцієнт запасу статичної стійкості в післяаварійному режимі  $K_u$  залежить від місця відключення ділянки і числа ділянок. Розрахунки показали, що найбільш важким випадком виявляється відключення крайніх ділянок, особливо це помітно при невеликій кількості ділянок (рис.2.б).

Найбільш несприятливим фактором, що впливає на пропускну здатність електропередачі в післяаварійному режимі, є режим напруги. Відключення однієї з ділянок лінії веде до підвищення еквівалентного хвильового опору і, отже, до зниження гранично допустимої потужності. Поява несиметрії схеми при відключенні крайніх ділянок пов'язано зі значними потоками реактивної потужності, необхідними для

підтримки перепаду напруги в допустимих межах, що також відбивається на режимі напруги лінії. Для підтримання режиму напруги в межах допустимого необхідно знижувати потужність, яка передається.

Є інший шлях збереження гранично допустимої потужності - це додаткова компенсація параметрів лінії після відключення ділянки таким чином, щоб довести характеристики електропередачі до нормального або близького до нього рівня. Тут можна говорити про компенсацію кінцевими пристроями параметрів лінії в цілому або окремих її ділянок. Разом з тим компенсація параметрів окремої ділянки пов'язана з необхідністю мати установки реактивної потужності на кожному з них, що, очевидно, знизить ефективність такого способу. Взагалі, застосування допоміжної компенсації в післяаварійному режимі навряд чи може розглядатися з практичної точки зору, оскільки це дорогий спосіб збереження пропускної здатності, який помітно знижує економічну доцільність пов'язаного варіанту.

В таблиці 1 наведені результати дослідження післяаварійних режимів зв'язаного варіанту лінії електропередачі з чотирма пристроями поздовжньої компенсації. Схема має чотири перемикальних пункти (рис.2.а). Залежно від місця розташування відключаємої ділянки пропускна здатність коливається в широких межах від  $0,72P_{нат}$  до  $1,35P_{нат}$ . Напруга на лінії не перевищує допустиму  $1,05U_{ном}$ . Значне зниження пропускної здатності має місце при відключенні III і IV ділянок лінії.

При дослідженні післяаварійних режимів лінії з КП на низькій стороні передавальної підстанції (рис.2.б) приймалося, що на лінії споруджено два перемикальних пункти, отже, всього три ділянки різної довжини. Пропускна здатність у післяаварійних режимах коливається від  $0,6P_{нат}$  до  $0,843P_{нат}$  (таблиця 2).

Таблиця 1 – Результати розрахунків післяаварійних режимів лінії з поздовжньою ємнісною компенсацією

Номер відключення і потужність, що передається	Напруги на лінії $U_{i*}$ , в.о									
	Ділянка V		Ділянка IV		Ділянка III		Ділянка II		Ділянка I	
	$U_2$	$U_n$	$U_k$	$U_n$	$U_k$	$U_n$	$U_k$	$U_n$	$U_k$	$U_1$
Відключення ділянки I, $P_2=1,35$	1	1,017	1,025	1,017	1,042	1,008	1,042	1,008	1,048	1,022
Відключення ділянки II, $P_2=1,212$	1	1,013	1,024	1,003	1,038	0,982	1,037	1,05	1,009	1,036
Відключення ділянки III, $P_2=0,72$ $Q_2=0,184$	1	0,974	1,027	0,921	1,012	0,807	0,855	0,953	1,014	1,05
Відключення ділянки IV, $P_2=0,875$	1	1,003	1,022	1,033	1,022	1,021	1,048	0,987	1,05	0,993
Відключення ділянки IV, $P_2=1,115$ $Q_2=0,2$	1	0,982	1,03	1,02	0,996	1,028	1,031	1,021	1,05	1,02
Відключення ділянки V, $P_2=0,876$	1	1,003	1,019	1,022	1,046	0,988	1,05	0,936	1,031	0,948
Відключення ділянки V, $P_2=1,23\dots$ $Q_2=0,18$	1	1,019	1,009	1,024	1,036	1,015	1,049	0,996	1,049	1

Таблиця 2 – Результати розрахунків післяаварійних режимів

Номер відключення ділянки і потужність, що передається	Напруги на лінії					
	Ділянка III		Ділянка II		Ділянка I	
	$U_{2*}$	$U_{H*}$	$U_{K*}$	$U_{H*}$	$U_{K*}$	$U_{1*}$
Відключення ділянки I, $P_{2*}=0,843$	1	0,996	0,996	0,954	0,954	1,05
Відключення ділянки II, $P_{2*}=0,756$ $Q_{2*}=0,1$	1	0,954	0,954	0,983	0,983	1,05
Відключення ділянки III, $P_{2*}=0,6$	1	1,044	1,044	1,019	1,019	0,901
Відключення ділянки III, $P_{2*}=0,757$ $Q_{2*}=0,12$	1	1,026	1,026	1,046	1,046	0,992

Видача в лінію незначної реактивної потужності в її кінці  $Q_{2*}$  дозволяє дещо збільшити пропускну здатність з  $0,6P_{нат}$  до  $0,757P_{нат}$  при відключенні III ділянки.

З проведених досліджень післяаварійних режимів лінії 750 кВ протяжністю 1100 км можна зробити наступні висновки:

- пропускну здатність лінії в післяаварійному режимі вище, ніж у напів блочного варіанту виконання лінії та складає  $(0,72 \div 1,35) P_{нат}$ ;
- лінія має достатній запас по статичній стійкості;
- напруга на лінії не перевищує  $1,05U_{ном}$ ;
- техніко-економічні показники лінії електропередачі 750 кВ знаходяться на прийнятному рівні.

## Список літератури

1. Сулейманов В.М. Электрические сети и системы. Учеб./ В.М. Сулейманов, Т.Л. Кацадзе. Киев: НТУУ «КПИ». – 2007.
2. Веников В.А., Сиуда И.П. Расчёт режимов дальних электропередач переменного тока. М., Высшая школа, 1966.
3. Дальние электропередачи 750 кВ. В 2 ч. 4.1. Д 15. Воздушные линии. Под общей редакцией А.М. Некрасова и С.С. Рокотяна. М. Энергия, 1974.
4. Щербаков В.К., Свиридов А.П. Линии электропередач переменного тока сверхвысокого напряжения протяжённостью более 3000 км с полуволновой характеристикой. Новосибирск, 1969. (Труды сибнииз, №18).
5. А.П. Свіридов, Т.В.Величко, А.О.Корогвін. Дослідження нормальних режимів компенсуючої лінії електропередачі 750 кВ Донбас - Західна Україна. Загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний збірник, вип. 40, част. II - Кіровоград: КНТУ, 2010. - С. 215-218.

*А.Свиридов, Т.Величко*

**Исследование послеаварийных режимов связанного варианта компенсированной линии электропередачи 750 кВ Донбасс-Западная Украина**

В статье проведен анализ послеаварийных режимов линии 750 кВ протяженностью 1100 км с различными схемами компенсации. Пропускная способность электропередачи с компенсирующими устройствами на линии составляет  $(0,72 \div 1,35) P_{нат}$ , а при размещении компенсирующих устройств на шинах подстанции –  $(0,6 \div 0,843) P_{нат}$ .

*A.Sviridov, T.Velichko*

**Study post-emergency regimes associated variant compensated 750 kV transmission line Donbass-Western Ukraine**

The article analyzes the post-emergency mode 750 kV line length of 1100 km with different compensation schemes. Bandwidth transmission with compensating devices on the line is  $(0,72 \div 1,35) P_{нат}$ , while placing compensating devices on the tires of substation -  $(0,6 \div 0,843) P_{нат}$ .

Одержано 07.04.11

УДК 621.9.04:621.9.02

М.М. Підгаєцький, доц., канд. техн. наук, О.І. Скібінський, канд. техн. наук,  
О.О. Котляр, магістрант

Кіровоградський національний технічний університет

## Удосконалення рівнянь кінематичного ланцюга планетарного стола

В статті виведені удосконалені рівняння кінематичного ланцюга планетарного столу з ЧПК для обробки робочих профілів деталей позацентроїдних епіциклоїдальних передач внутрішнього зачеплення. **планетарний стіл з ЧПК, кінематична схема, позацентроїдна епіциклоїдальна передача внутрішнього зачеплення**

В роботі [1] розроблені формули по визначенню кінематичних залежностей планетарного столу, але при виведенні формул не враховано конкретне визначення параметрів замінюючого колеса. Це не давало можливості практичного застосування розрахунків.

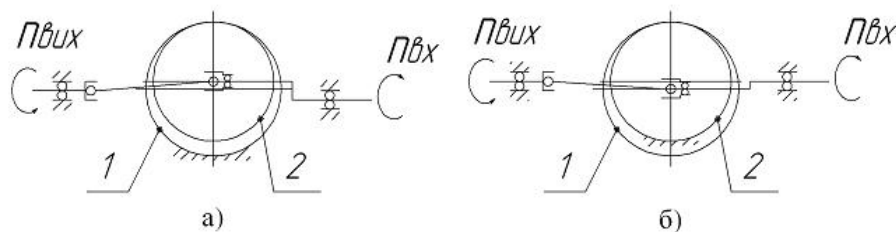
Широкому застосуванню позацентроїдних епіциклоїдальних цівкових передач внутрішнього зачеплення (ПЕЦПВЗ) в механізмах заважають технологічні складнощі їх виготовлення, що обумовлено складними профілями деталей.

Лезову та абразивну обробку робочих профілів деталей позацентроїдних епіциклоїдальних передач внутрішнього зачеплення доцільно здійснювати на планетарному столі (ПС) з ЧПК [1,2,3], що дає можливість підвищити гнучкість виробництва та точність виготовлення виробів.

Конструкція ПС дає змогу виконувати переналагоджування верстата на обробку деталей ПЕЦПВЗ з будь-якими геометричними параметрами.

Метою роботи є удосконалення рівнянь кінематичного ланцюга ПС, які дають можливість встановити зв'язок частот обертання взаємодіючих двигунів.

Верстатне зачеплення ПЕЦПВЗ доцільно замінити схемами адекватних планетарних зубчастих передач, які представлені на рис. 1. При цьому верстатне зачеплення при обробці колеса із зовнішніми зубцями замінює схема рис. 1а, а із внутрішніми зубцями – рис. 1б.



1-колесо із внутрішніми зубцями  $Z_1$ ; 2- колесо із зовнішніми зубцями  $Z_2$ ;  
а) з нерухомим колесом із внутрішніми зубцями; б) з нерухомим колесом із зовнішніми зубцями

Рисунок 1 – Схеми планетарних зубчастих передач

Передавальні відношення визначаються формулами:

- для обробки колеса із зовнішніми зубцями (рис. 1а):

$$i = \frac{n_{вх}}{n_{вих}} = \frac{Z_2}{Z_1 - Z_2}; \quad (1)$$

- для обробки колеса із внутрішніми зубцями (рис. 1б):

$$i = \frac{n_{ex}}{n_{вих}} = \frac{Z_1}{Z_1 - Z_2}. \quad (2)$$

Кінематична схема (рис.2) повинна відтворювати рух обкату при обробці із передаточними відношеннями, які визначаються формулами (1), (2).

Вхідною ланкою даної кінематичної схеми являється черв'ячне колесо 6, а вихідною - зубчасте колесо 3. Передаточне відношення механізму:

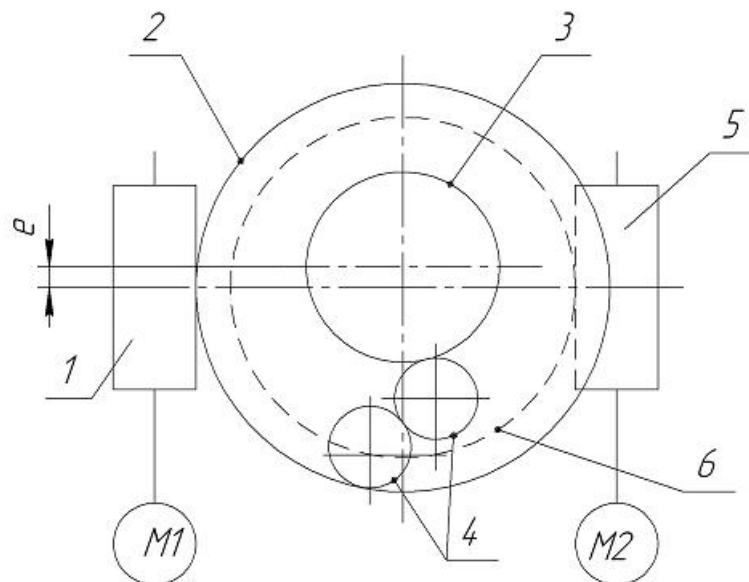
- для обробки колеса із зовнішніми зубцями:

$$i = \frac{n_6}{n_3} = \frac{Z_2}{Z_1 - Z_2}; \quad (3)$$

- для обробки колеса із внутрішніми зубцями:

$$i = \frac{n_3}{n_6} = \frac{Z_1}{Z_1 - Z_2}. \quad (4)$$

На рис.2 приведена кінематична схема ПС.



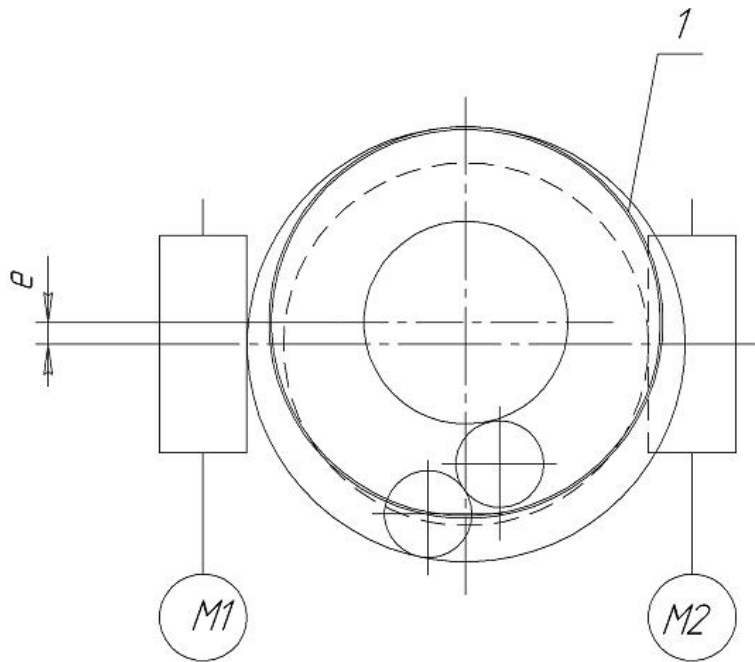
1-черв'як приводний із кількістю заходів  $K_2$ ; 2-комбіноване черв'ячне колесо із числом зубців  $Z_{чк2}$  із внутрішніми зубчастим вінцем  $Z_{вн.2}$ ; 3-зубчасте колесо співвісне зі столом із числом зубців  $Z_{зк3}$ ; 4-паразитні шестерні з числом зубців  $Z_{зк4}$ ; e – ексцентриситет передачі, який відповідає ексцентриситету передачі, що оброблюється; 5-черв'як приводний із кількістю заходів  $K_5$ ; 6-черв'ячне колесо із числом зубців  $Z_{чк6}$

Рисунок 2 – Кінематична схема планетарного стола

Співвідношення між числами зубців внутрішнього вінця черв'ячного колеса 2  $Z_{вн.2}$  і зубчастого колеса 3  $Z_{зк.3}$  відповідає співвідношенню зубців  $Z_1$  і  $Z_2$ , яке визначається формулою:

$$\frac{Z_2}{Z_1} = \frac{Z_{зк.3}}{Z_{вн.2}}. \quad (5)$$

Необхідність відповідного розміщення двох паразитних коліс 4 не дає можливості виконувати колесо 3 із розрахунковим числом зубців. В зв'язку із цим потрібно замінити його умовним замінюючим колесом  $Z'_{зк.3}$  (рис.3).



1 – замінює колесо

Рисунок 3 – Кінематична схема планетарного стола із замінюючим колесом

Число зубців замінюючого колеса  $Z'_{зк.3}$  визначається за формулою:

$$Z'_{зк.3} = \frac{Z_2 \cdot Z_{вн.2}}{Z_1}. \quad (6)$$

Крім кількості зубців замінюючого колеса необхідно визначити його розміри, які залежать від фактичних розмірів колеса  $Z_2$  і фактичного значення ексцентриситету  $e$ .

Для визначення приймаємо слідувачі позначення:

$D$  - початковий діаметр зовнішнього колеса  $Z_2$  із внутрішніми зубцями;

$d$  - початковий діаметр замінюючого колеса  $Z'_{зк.3}$ .

Виразимо кількість зубців вищезгаданих зубчатих коліс через модуль і діаметр:

$$Z_2 = \frac{D}{m}, \quad (7)$$

$$Z'_{зк.3} = \frac{d}{m}. \quad (8)$$

З урахуванням формули (2) отримаємо:

$$i = \frac{d/m}{d/m - D/m} = \frac{d}{d - D}. \quad (9)$$

Виконавши відповідні перетворення отримаємо:

$$D = d \left( \frac{1}{i} + 1 \right). \quad (10)$$

Але відомо що з урахуванням ексцентриситету  $e$  значення  $D$  можна визначити за формулою:

$$D = 2e + d. \quad (11)$$

Для визначення початкового діаметра замінюючого колеса прирівнюємо формули (10) і (11) і виконавши відповідні перетворення маємо:

$$d = 2e \cdot i. \quad (12)$$

Подальший розрахунок виконуємо по методиці розглянутій в роботі [1].

Конструктивне виконання стола зображено на рис. 4, 5, 6.

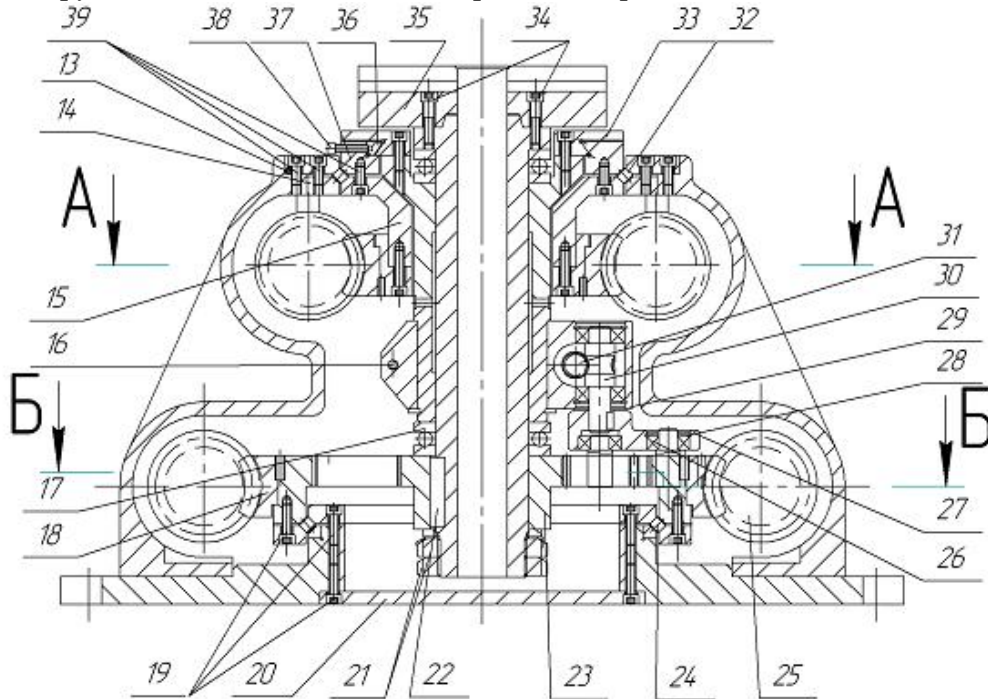


Рисунок 4 – Фронтальний переріз

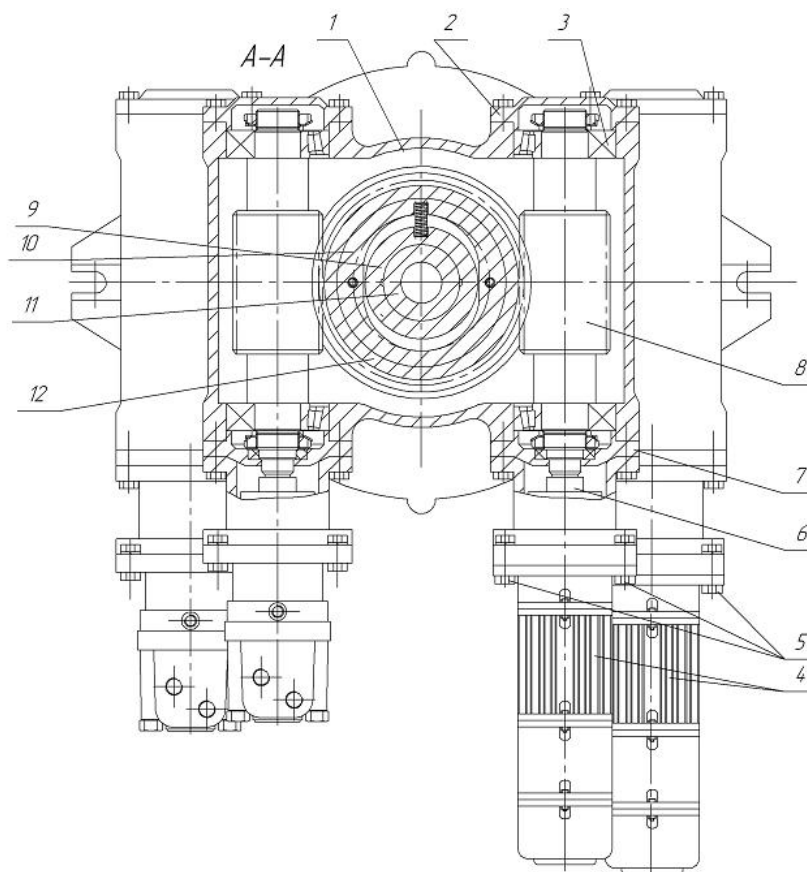


Рисунок 5 – переріз А-А із рис.4

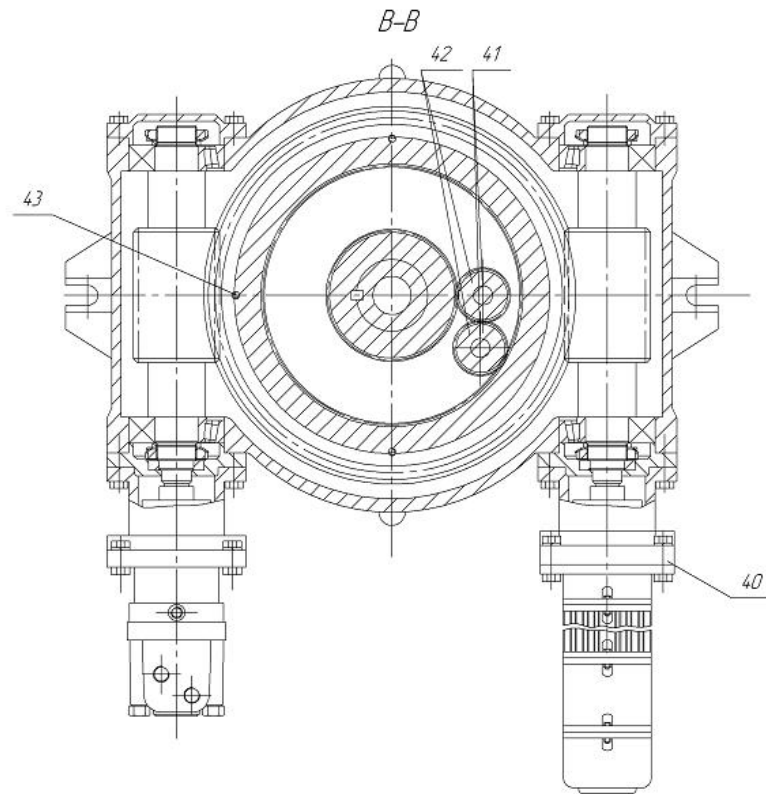


Рисунок 6 – переріз Б-Б із рис.4

Стіл складається із корпусу 1, в якому за допомогою нормалізованого роликового підшипника, із хрестоподібно розташованими циліндричними роликами 32, встановлено зовнішній шпindel 15. Підшипник складається із внутрішньої обойми, яка з'єднується із зовнішнім шпинделем за допомогою направляючих типу «ластівковий хвіст», і зовнішньої обойми, яка складається із нижньої напівобойми 14 і верхньої напівобойми 13, що стягуються і кріпляться до корпусу болтами 39.

В середині зовнішнього шпинделя 15, розміщено каретку 9, яка має можливість радіального переміщення по направляючим типу «ластівковий хвіст» 37, 33. Одна направляюча 37 нерухома, інша 33 рухома. За допомогою планки 36 і гвинта 38 вибирається зазор між охоплюючою і охоплюємою частинами направляючих. Направляючі кріпляться до зовнішнього шпинделя болтами 39, а до каретки болтами 19.

В центральному отворі каретки 9 на підшипниках ковзання за допомогою упорних підшипників 17, розташовано внутрішній шпindel 11 (шпindel виробу). До фланцю внутрішнього шпинделя 15, за допомогою болтів 34 кріпиться планшайба 35 з Т – подібними пазами. На ній і встановлюється оброблюєма деталь або пристосування. З іншого боку на внутрішньому шпинделі 11, за допомогою призматичної шпонки 22, розміщено зубчате колесо 23, яке закріплено за допомогою двох гайок 21. Саме це зубчате колесо і передає обертання внутрішньому шпинделю.

Привід внутрішнього шпинделя включає безколекторний електродвигун, наприклад 7ВЕР. Електродвигун 4 кріпиться до фланця болтами 5.

Вихідний вал електродвигуна 4 з'єднано з черв'ячним валом 25 через запобіжну муфту 6.

Черв'як 25 розміщено в корпусі 1 за допомогою двох роликових радіально - упорних підшипників 3. Кришки 2 і 7 запобігають попаданню стружки і пилу до підшипника.

Черв'як 25 кінематично з'єднано з черв'ячним колесом 18, яке має з внутрішнього боку зубчатий вінець із внутрішніми зубцями, який приєднується до черв'ячного колеса за допомогою гвинтів 43.

Комбіноване черв'ячне колесо встановлено в корпусі за допомогою нормалізованого роликівого підшипника 24 з хрестоподібно розташованими роликами.

Обертання від зубчатого вінця із внутрішніми зубцями до зубчатого колеса внутрішнього шпинделя 23, передається за допомогою двох паразитних зубчатих коліс 41, що знаходяться в постійному зачепленні між собою.

Зубчаті колеса 42 встановлено на осях 41 деталі типу вилка 27, на шарикових радіальних підшипниках 26, і закріплено упорними кільцями 28. Деталь типу вилка 27 через шпонку з'єднана з валом черв'ячного колеса 30 механізму зміни ексцентриситету, що розташований у деталі кронштейн. Черв'ячне колесо 30 утворює передачу з черв'яком 31. Кронштейн 29, в свою чергу, жорстко з'єднано з кареткою 9, за допомогою болта 16.

До зовнішнього шпинделя 15, за допомогою болтів 10, кріпиться черв'ячне колесо приводу зовнішнього шпинделя 12, яке кінематично пов'язане з черв'яком 8. Черв'як 8 встановлено в корпусі 11 на радіально – упорних роликівих підшипниках 3, що закриваються кришками 2 і 7 від попадання пилу і стружки.

Через запобіжну муфту 6, черв'ячний вал 8 з'єднано з вихідним валом електродвигуна 4. Електродвигун 4 кріпиться до фланця болтами 5.

Корпус 1 з усіма рухомими частинами встановлюється на плиту 25, і стягується гвинтами. Плита має два вуха, за допомогою яких поворотний стіл з ЧПК встановлюється і закріплюється на столі зубодовбального верстату. Знизу за допомогою гвинтів 19, кріпиться кришка 20, яка запобігає попаданию стружки і пилу у внутрішню порожнину стола.

Налагодження і принцип дії планетарного стола здійснюється в наступній послідовності: на основі попередньо проведених розрахунків встановлюється необхідний ексцентриситет внутрішнього шпинделя стола 11 разом із кареткою 9 відносно зовнішнього шпинделя 15.

Необхідний ексцентриситет встановлюється шляхом обертання черв'ячної передачі 31,30, яка повертає вилку 27 з блоком зубчастих коліс 42 на необхідну величину ексцентриситету. Після чого направляючі затискуються гвинтом 38.

Блок паразитних зубчастих коліс 42 забезпечує кінематичний зв'язок внутрішнього зубчастого вінця черв'ячного колеса 18 із зубчастим колесом 23, яке жорстко з'єднане із шпинделем.

Внутрішній шпиндель 11 здійснює складний рух, що складається з двох рухів, а саме: обертання навколо власної вісі і переміщення останньої по колу обката. Радіус кола обката рівний величині ексцентриситету.

Кроковий двигун М1 (4), черв'ячна передача 25/18, блок шестерень 42 – зубчасте колесо 23 забезпечують передачу руху на внутрішній шпиндель виробу.

Кроковий електродвигун М2 (4), черв'ячна передача 8/12 забезпечують передачу руху на зовнішній шпиндель по необхідній траєкторії руху з одночасним обертанням останнього навколо власної вісі, отриманим від двигуна М1.

Описані кінематичні ланцюги можуть забезпечити синхронізацію руху внутрішнього і зовнішнього шпинделів при наявності зв'язку між кроковими двигунами М1 і М2. Цей зв'язок забезпечується шляхом створення відповідної програми.

## Список літератури

1. Підгаєцький М.М., Скібінський О.І., Шаповалова О.В., Виведення рівнянь кінематичного ланцюга планетарного стола, Загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний збірник.

- Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин.- Кіровоград, 2006.- Вип.36. – 187 с.
2. Поворотний стіл зі змінним ексцентриситетом : Пат. 46348 Україна, МПК 7В 23F5/00 N2001064472/UA : Заявл. 26.06.2001; Опубл. 15.05.2002, Бюл.№5.
  3. Скібінський О.І. Удосконалення процесу формоутворення робочих поверхонь цівкових коліс позацентроїдних епіциклоїдальних передач внутрішнього зачеплення; Автореферат дисертації кандидата технічних наук: 05.03.01/Кіровоградський національний технічний університет. - Кіровоград, 2004.-20 с.

*М. Підгаецький, О. Скибинский, О. Котляр*

#### **Усовершенствование уравнений кинематической цепи планетарного стола**

В статье выведены усовершенствованные уравнения кинематической цепи планетарного стола с ЧПУ для обработки рабочих профилей деталей внецентроидных эпициклоидальных передач внутреннего зацепления

*M. Pidgaetsky, A. Skibinski, A. Kotlyar*

#### **Improvement of the kinematic chain equations of the planetary table**

In this paper an improved equation of the kinematic chain of the planetary table with CNC processing job profiles details out of center epicyclic transmission internal gear

Одержано 19.04.11

**УДК 681.518.5**

**В.С. Михайленко, доц., канд. техн. наук, Р.Ю. Харченко, ст.преп.**

*Одесская государственная академия холода, Одесская национальная морская академия*

## **Сравнительный анализ робастной и нечеткой САР действующих в условиях неопределенности**

В статье описаны исследования по эффективности действия робастного и нечеткого регуляторов при управлении объектом с неопределенными параметрами. Для проведения сравнительного анализа переходных процессов систем проведено компьютерное моделирование в программной среде MatLab (Simulink). Данный эксперимент продемонстрировал успешность работы нечеткой САР, компенсирующую неопределенное параметрическое возмущение, в отличие от робастной системы, теряющей устойчивость и требующей перенастройки регулятора. Для компенсации существенных возмущений рекомендована совместная работа двух систем автоматического регулирования.  
**робастный регулятор, нечеткий регулятор, сложный объект, переходные процессы, устойчивость**

Синтез систем автоматического регулирования (САР), действующих с высокой точностью в условиях неопределенности, является классической проблемой теории управления. Основоположниками научных решений в данной области являются Г. Блэк и Х. Боде, в своих работах затрагивающих вопросы анализа чувствительности систем с обратной связью [1]. Однако, в силу развития интеллектуальных технологий, научные задачи по улучшению методов разработки САР остаются открытыми и с каждым годом число публикаций в области усовершенствования интеллектуального управления растет [2-7]. При постановке задачи от разработчика САР требуется, чтобы настроенный регулятор функционировал с заданными критериями качества в широком

- Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин.- Кіровоград, 2006.- Вип.36. – 187 с.
2. Поворотний стіл зі змінним ексцентриситетом : Пат. 46348 Україна, МПК 7В 23F5/00 N2001064472/UA : Заявл. 26.06.2001; Опубл. 15.05.2002, Бюл.№5.
  3. Скібінський О.І. Удосконалення процесу формоутворення робочих поверхонь цівкових коліс позацентроїдних епіциклоїдальних передач внутрішнього зачеплення; Автореферат дисертації кандидата технічних наук: 05.03.01/Кіровоградський національний технічний університет. - Кіровоград, 2004.-20 с.

*М. Підгаецький, О. Скибинский, О. Котляр*

#### **Усовершенствование уравнений кинематической цепи планетарного стола**

В статье выведены усовершенствованные уравнения кинематической цепи планетарного стола с ЧПУ для обработки рабочих профилей деталей внецентроидных эпициклоидальных передач внутреннего зацепления

*M. Pidgaetsky, A. Skibinski, A. Kotlyar*

#### **Improvement of the kinematic chain equations of the planetary table**

In this paper an improved equation of the kinematic chain of the planetary table with CNC processing job profiles details out of center epicyclic transmission internal gear

Одержано 19.04.11

**УДК 681.518.5**

**В.С. Михайленко, доц., канд. техн. наук, Р.Ю. Харченко, ст.преп.**

*Одесская государственная академия холода, Одесская национальная морская академия*

## **Сравнительный анализ робастной и нечеткой САР действующих в условиях неопределенности**

В статье описаны исследования по эффективности действия робастного и нечеткого регуляторов при управлении объектом с неопределенными параметрами. Для проведения сравнительного анализа переходных процессов систем проведено компьютерное моделирование в программной среде MatLab (Simulink). Данный эксперимент продемонстрировал успешность работы нечеткой САР, компенсирующую неопределенное параметрическое возмущение, в отличие от робастной системы, теряющей устойчивость и требующей перенастройки регулятора. Для компенсации существенных возмущений рекомендована совместная работа двух систем автоматического регулирования.  
**робастный регулятор, нечеткий регулятор, сложный объект, переходные процессы, устойчивость**

Синтез систем автоматического регулирования (САР), действующих с высокой точностью в условиях неопределенности, является классической проблемой теории управления. Основоположниками научных решений в данной области являются Г. Блэк и Х. Боде, в своих работах затрагивающих вопросы анализа чувствительности систем с обратной связью [1]. Однако, в силу развития интеллектуальных технологий, научные задачи по улучшению методов разработки САР остаются открытыми и с каждым годом число публикаций в области усовершенствования интеллектуального управления растет [2-7]. При постановке задачи от разработчика САР требуется, чтобы настроенный регулятор функционировал с заданными критериями качества в широком

диапазоне изменения неопределенных параметров сложного объекта. Известно, что сложные системы управления или объекты, характеризуются динамичностью свойств, нелинейностью, нестационарностью, влиянием внешних и внутренних возмущений в широком диапазоне и т.д. [2,3]. По утверждению ряда ученых, робастная система управления обладает требуемым качеством несмотря на существенную неопределенность характеристик объекта [1]. Таким образом, робастность характеризуется чувствительностью системы к факторам, которые не учитывались на этапах анализа и синтеза – например к неотраженным в математической модели параметрам, влияющим на поведение системы. Другим перспективным направлением в теории искусственного интеллекта являются – нечеткие системы управления, успешно использующие опыт экспертов при дистанционном управлении объектами в условиях многофакторности [2]. Таким образом, возникает *актуальная научная задача* анализа эффективности современных научных подходов к построению САУ действующих со сложными объектами.

*Целью представленной статьи* является проведение сравнительного анализа эффективности действия робастного и нечеткого регуляторов при управлении объектом с неопределенными параметрами.

В качестве исследуемого объекта примем систему с рядом параметров, которые являются постоянными, но их значения находятся в некотором диапазоне, например при изменении нагрузки объекта.

Рассмотрим систему с характеристическим уравнением:

$$s^n + a_{n-1}s^{n-1} + a_{n-2}s^{n-2} + \dots + a_0 = 0, \quad (1)$$

Известно, что коэффициенты уравнения (1) находятся в интервалах  $a_i \leq a_j \leq \beta_i$ ,  $i, j = 0, \dots, n$ . Для системы третьего порядка имеющей характеристическое уравнение  $s^3 + a_2s^2 + a_1s + a_0 = 0$ , достаточно исследовать четыре полинома:  $q_1(s) = s^3 + a_2s^2 + \beta_1s + \beta_0$ ,  $q_2(s) = s^3 + \beta_2s^2 + a_1s + a_0$ ,  $q_3(s) = s^3 + \beta_2s^2 + \beta_1s + a_0$ ,  $q_4(s) = s^3 + a_2s^2 + a_1s + \beta_0$ . Для исследования устойчивости системы проводится анализ ограниченного числа полиномов наихудшего вида, к примеру, для представленного объекта вида:

$$W(s) = \frac{1.5}{s^3 + 5s^2 + 2s + 1}, \quad (2)$$

характеристическое уравнение замкнутой системы имеет вид:  $q(s) = s^3 + 5s^2 + 2s + 2.5 = 0$

Согласно критерию Найквиста [3] система устойчива – рис. 1, однако, если параметры системы являются неопределенными (3), то возникает необходимость в исследовании четырех полиномов (4).

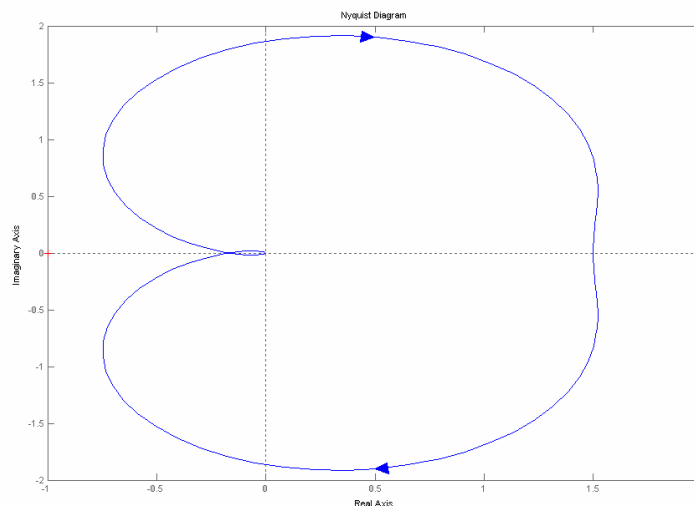


Рисунок 1 – АФЧХ системы

$$2 \leq a_0 \leq 4 \Rightarrow a_0 = 2, \beta_0 = 4., 1 \leq a_1 \leq 5 \Rightarrow a_1 = 1, \beta_1 = 5., 3 \leq a_2 \leq 6 \Rightarrow a_2 = 3, \beta_0 = 6. \quad (3)$$

$$q_1(s) = s^3 + 3s^2 + 5s + 4, q_2(s) = s^3 + 5s^2 + 2s + 2.5, \quad (4)$$

$$q_3(s) = s^3 + 5s^2 + 2s + 2.5, q_4(s) = s^3 + 3s^2 + s + 4.$$

По критерию Раусса-Гурвица [2] все полиномы кроме  $q_4(s)$  устойчивы, для данного полинома составляется таблица Раусса:

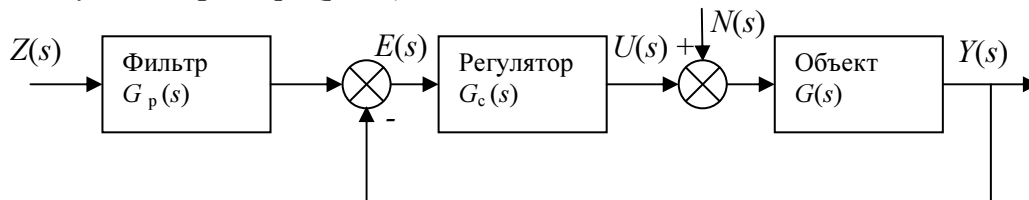
Таблица 1 – Таблица Раусса для полинома  $q_4(s)$

$s^3$	1	1
$s^2$	3	4
$s^1$	-10/3	0
$s^0$	4	0

Следовательно, при  $a_2 = \min, a_1 = \min, \beta_0 = \min$  система неустойчива и я будет иметь место при наихудшей передаточной функции объекта вида:

$$W(s) = G(s) = \frac{4}{s^3 + 3s^2 + s}, \quad (5)$$

Для (5) проведем расчет значений настроек робастного ПИД – регулятора и предшествующего фильтра (рис.2).



$Z(s)$  - задание (1),  $E(s)$  – ошибка,  $U(s)$  – управление,  $N(s)$  – возмущение,  $Y(s)$  – выход

$$G_c(s) = K_p + K_I/s + K_d s = \frac{K_3 s^2 + K_1 s + K_2}{s}$$

Рисунок 2 - Структура робастной САР

При отсутствии фильтра [ $G_p(s)=1$ ] замкнутая система имеет передаточную функцию вида:

$$T_1(s) = \frac{Y(s)}{R(s)} = \frac{G_c G(s)}{1 + G_c G(s)} = \frac{4(K_3 s^2 + K_1 s + K_2)}{s^4 + 3s^3 + s^2(1 + 4K_3) + 4K_1 s + 4K_2}. \quad (6)$$

Оптимальные значения коэффициентов характеристического полинома, обеспечивающего удовлетворительные показатели качества переходного процесса принимаются исходя из рекомендаций [3], для объекта третьего порядка составит:

$$s^3 + 1,57\omega_n s^2 + 2,15\omega_n^2 s + \omega_n^3. \quad (7)$$

Выбирая  $\omega=1$  по критерию времени регулирования и приравнявая знаменатель (6) выражению (7), определяем значения коэффициентов ПИД – регулятора:  $K_1 = K_p = 0,54; K_2 = K_I = 0,25; K_3 = K_d = 0,56$ , таким образом:  $G_c(s) = \frac{0,56s^2 + 0,54s + 0,25}{s}$ . Для уменьшения перерегулирования  $G$ , производится расчет значений коэффициентов передаточной функции фильтра  $G_p(s)$  исходя из рекомендаций [1]:

$$G_p(s) = \frac{0,45}{s^2 + 0,96s + 0,45}.$$

Апробация рассчитанных значений параметров робастного ПИД – регулятора и фильтра проводится в программе MatLab (Simulink) [5], *первый компьютерный эксперимент* имеет вид (рис. 3)

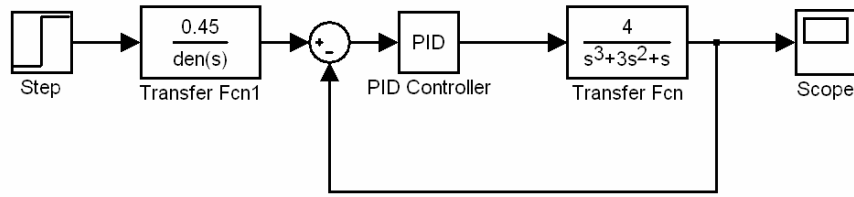


Рисунок 3 – Структурная схема робастного ПИД – регулятора по каналу задания ( $g = 1$ )

Переходний процес регулювання представлений на рис. 4. Аналіз показателів якості вказує на наступні параметри: час регулювання  $T_p = 15$ с, перерегулювання  $G = 20\%$ . Т.е. робастний ПИД – регулятор успішно підтримує задані показателі якості при управлінні складним об'єктом в умовах найгіршого режиму роботи такого.

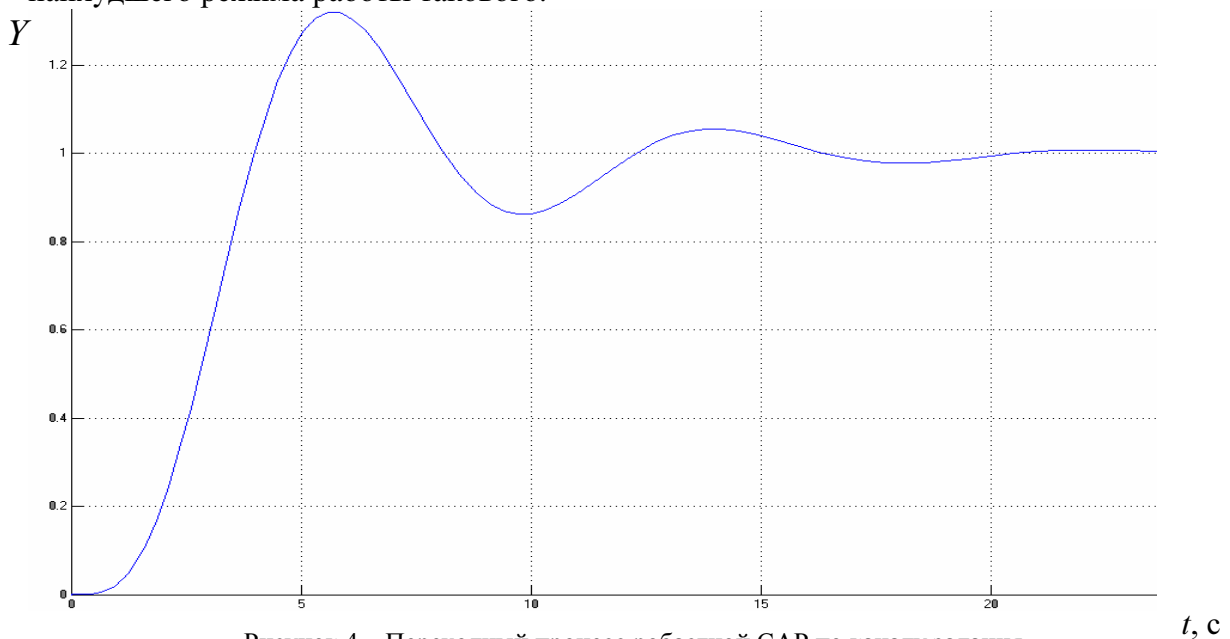
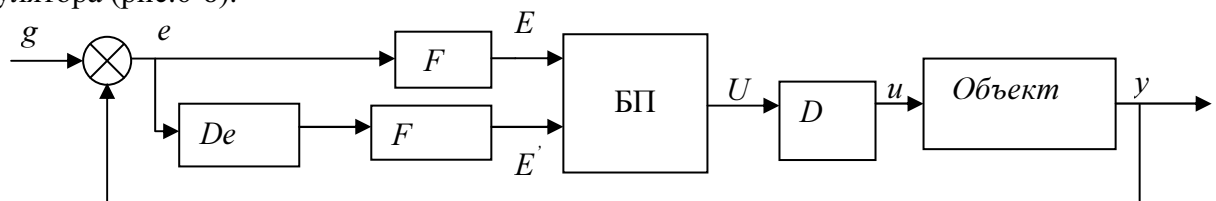


Рисунок 4 – Переходний процес робастної САР по каналу задания

Для розробки нечіткої системи регулювання використовується алгоритм Мамдани [6] і програма MatLab (FTL). На початковому етапі проводиться розробка бази правил (БП) нечіткого регулятора (рис.5), входними параметрами якої є помилка  $E_i$  і швидкість її зміни  $E_{ij}$ , а виходним  $U$  – управляюче впливання. А також побудовані функції належності входів і вихода регулятора (рис.6-8).



$g$ – задання,  $e$  – помилка,  $De$ – диференціатор,  $F$ – блок фазифікації, БП– база правил  $U$ – управління,  $D$  – блок дефазифікації,  $y$  - вихід

Рисунок 5 – Нечеткая САР

Визначені нечіткі множини помилки  $e(t)$ , швидкості її зміни  $e^*(t)$  і управляючого впливання  $u(t)$ , вищеказані нечіткі множини описані з допомогою наступних лінгвістических змінних (ЛП):  $NB$  – негативно велике,  $NS$

– негативно середнее, *NM* – негативно малое, *Z* – нулевое, *PS* – положительно среднее, *PM* – положительно малое, *PB* – положительно большое (рис.5 - 7). Этап фаззификации входных и выходной переменной проведен с учетом рекомендаций [4,5,7]

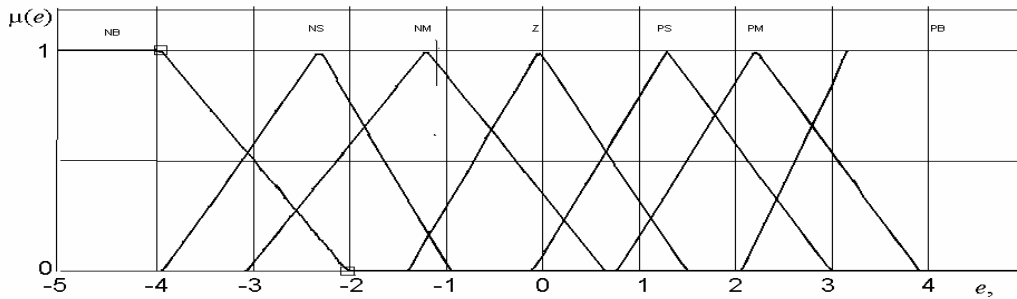


Рисунок 6 – Функции принадлежности ЛП « ошибка»

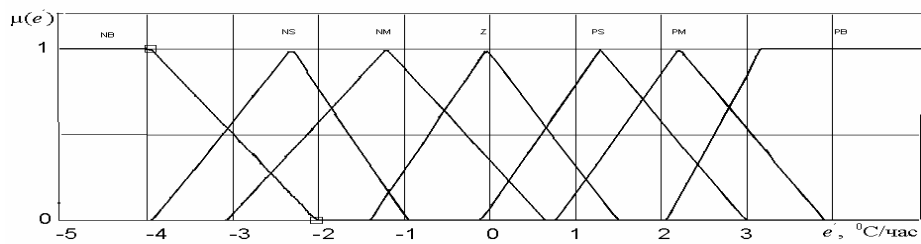


Рисунок 7 – Функции принадлежности ЛП « производная ошибки»

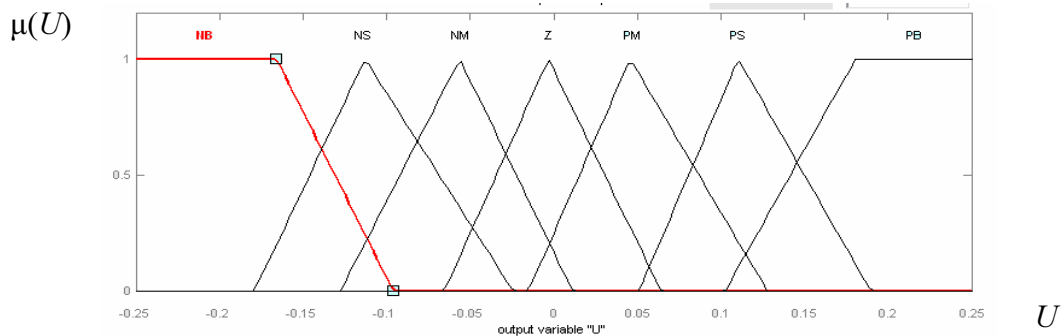


Рисунок 8 – Функции принадлежности ЛП « управление»

База правил нечеткого регулятора представлена в табл. 2

Таблица 2 – База правил нечеткого регулятора

<i>e</i>	Производная ошибки, <i>e'</i>						
	<i>NB</i>	<i>NS</i>	<i>NM</i>	<i>Z</i>	<i>PM</i>	<i>PS</i>	<i>PB</i>
	<i>U</i> -управление						
<i>NB</i>	<i>NB</i>	<i>NB</i>	<i>NB</i>	<i>NS</i>	<i>Z</i>	<i>PM</i>	<i>PS</i>
<i>NS</i>	<i>NS</i>	<i>NS</i>	<i>NS</i>	<i>NM</i>	<i>PM</i>	<i>PM</i>	<i>PS</i>
<i>NM</i>	<i>NS</i>	<i>NM</i>	<i>NM</i>	<i>Z</i>	<i>Z</i>	<i>PM</i>	<i>PS</i>
<i>Z</i>	<i>NS</i>	<i>NM</i>	<i>NM</i>	<i>Z</i>	<i>PM</i>	<i>PM</i>	<i>PS</i>
<i>PM</i>	<i>NM</i>	<i>NM</i>	<i>Z</i>	<i>Z</i>	<i>PM</i>	<i>PM</i>	<i>PS</i>
<i>PS</i>	<i>NM</i>	<i>NM</i>	<i>Z</i>	<i>PM</i>	<i>PS</i>	<i>PS</i>	<i>PS</i>
<i>PB</i>	<i>NS</i>	<i>NM</i>	<i>Z</i>	<i>PS</i>	<i>PS</i>	<i>PB</i>	<i>PB</i>

Для апробации предложенной нечеткой системы регулирования и проведения анализа эффективности ее работы, по сравнению с робастной САР, используется схема в программном пакете Matlab (Simulink) (рис.9). В качестве корректирующего устройства в нечеткой САР предложено пропорциональное звено ( $K=1.4$ ).

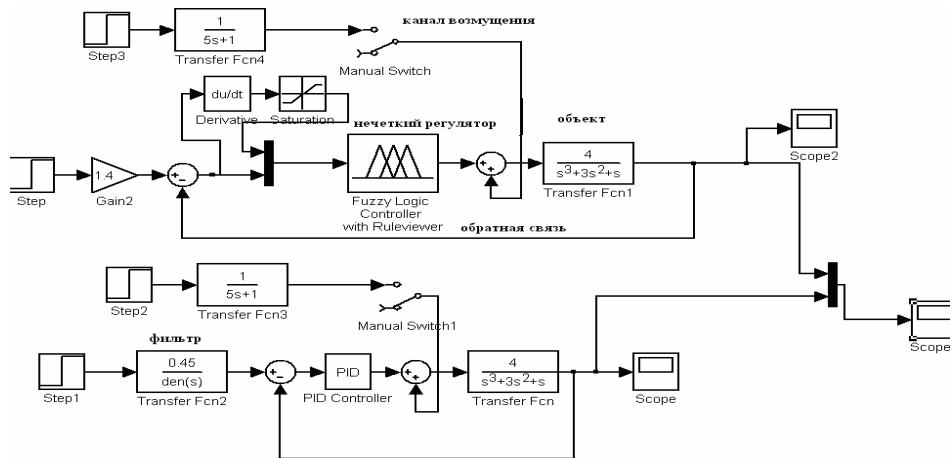


Рисунок 9 – Нечеткая и робастная САР

Как видно из анализа переходных процессов (рис.10), обе САР успешно поддерживают задание ( $g=1$ ), времени регулирования  $T_p = 20$  с, процесс нечеткой САР – аperiodический, перерегулирование робастной САР составляет ( $G = 26\%$ ).

Проведем *второй компьютерный эксперимент* для анализа действия обеих САР при влиянии на объект неконтролируемого внешнего возмущения. Для этой цели включим в схему канал внешнего возмущения (рис.9) в виде инерционного звена:  $W(s) = [1/5s+1]$ . Полученные переходные процессы демонстрируют, что нечеткая САР теряет устойчивость (процесс расходящийся) в отличие от робастной системы.

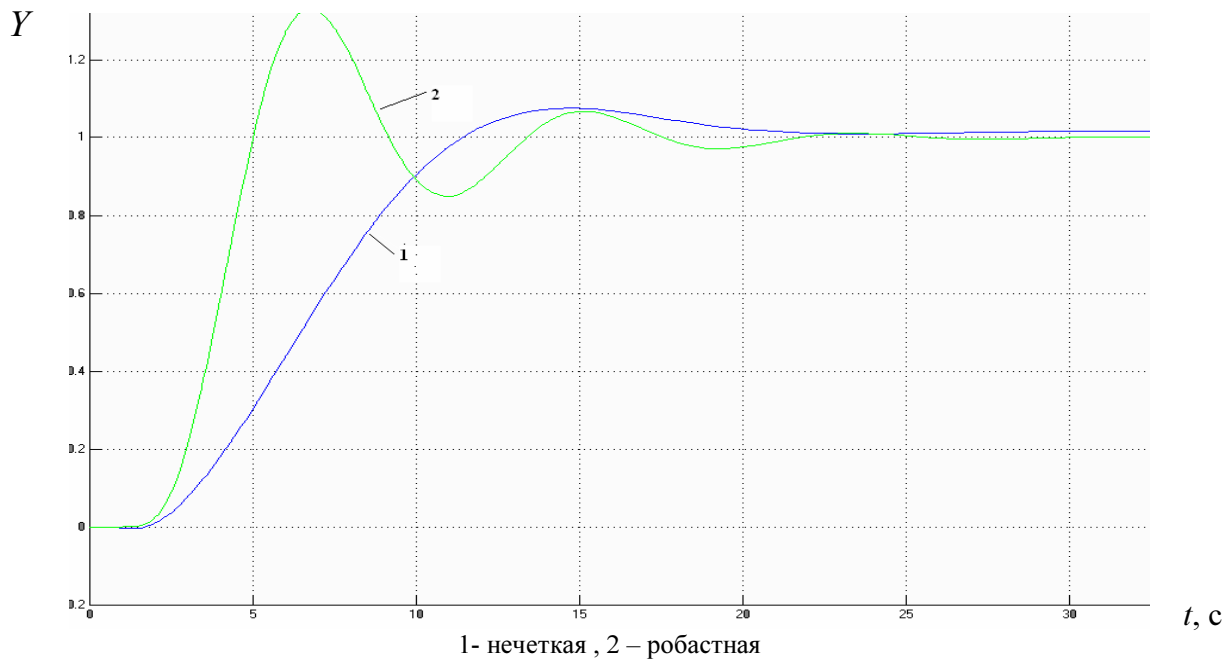


Рисунок 10 – Переходные процессы нечеткой и робастной САР по каналу задания

*Третий компьютерный эксперимент* по анализу эффективности регуляторов в условиях неопределенности заключается в добавлении в систему параметрического возмущения (звена запаздывания Transport delay,  $\tau = 1$  с) (рис.11).

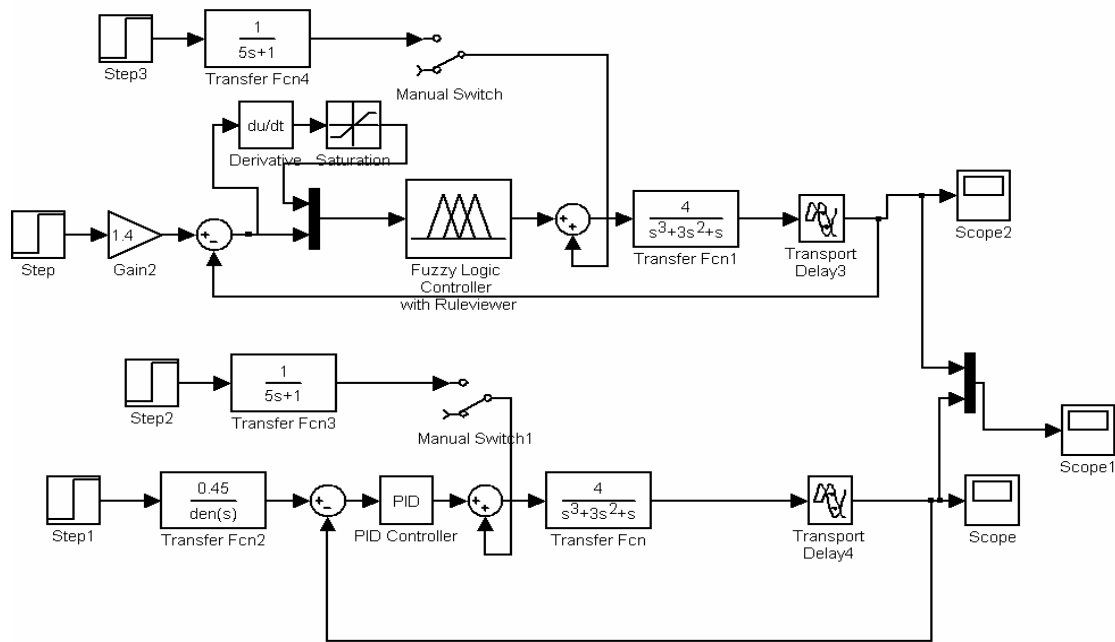


Рисунок 11 – Нечеткая и робастная САР с добавлением звена транспортного запаздывания

Данный эксперимент продемонстрировал успешность работы нечеткой САР, компенсирующую данное возмущение, в отличие от робастной системы теряющей устойчивость (рис.12)

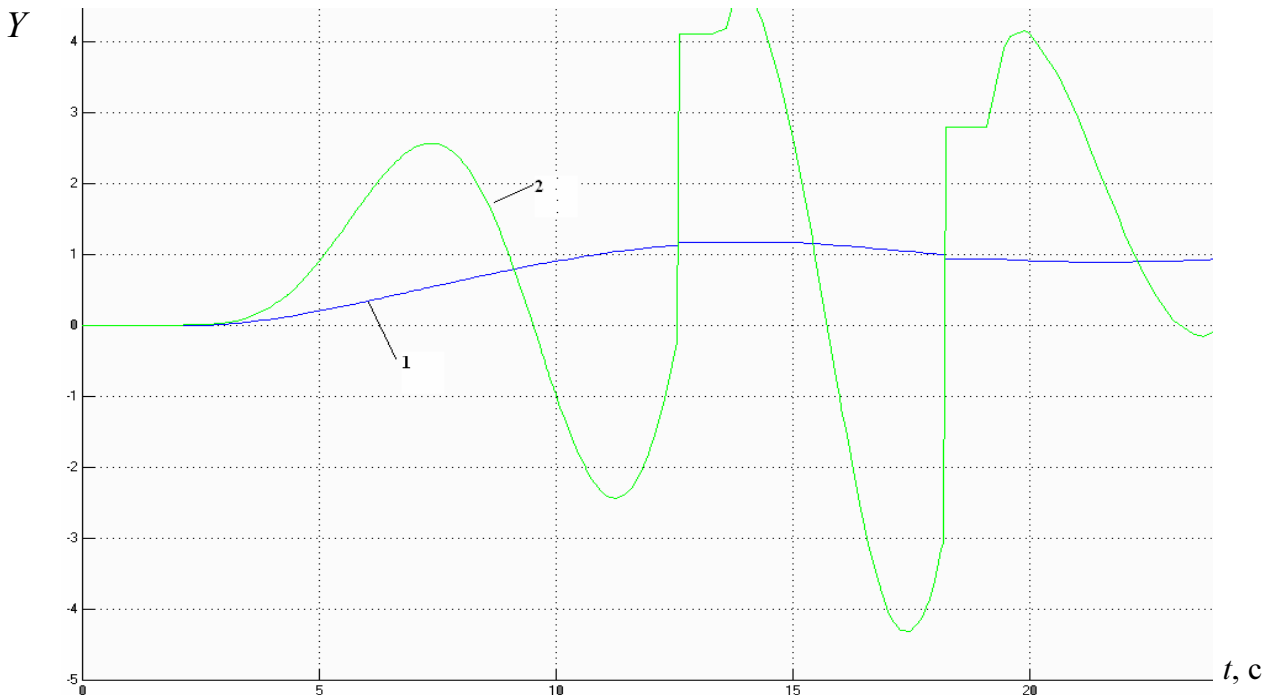


Рисунок 12 – Переходные процессы при влиянии параметрического возмущения: 1- нечеткая САР, 2 – робастная САР

**Заключение.** Как демонстрируют переходные характеристики полученные вследствие компьютерных экспериментов, нечеткий и робастный регуляторы успешно поддерживают заданные значения с ожидаемыми критериями качества при нахождении объекта в наихудших условиях функционирования предусмотренных технологическим регламентом. Однако, при возникновении неконтролируемых внешних возмущений нечеткая САР теряет устойчивость, а качество управления робастной системы

ухудшається. Также при влиянии на объект неопределенных параметрических возмущений, нечеткая САР производит их успешную компенсацию, а робастная система регулирования требует перенастройки параметров регулятора и фильтра, т.к. процесс расходящийся. Таким образом, использование представленных научных подходов при разработке адаптивных САР может быть успешно только в условиях ограниченного диапазона изменения значений параметров объекта, а для компенсации «сильных» возмущений может быть рекомендована совместная работа двух систем автоматического регулирования.

## Список литературы

1. Дорф Р., Бишоп Р. Современные системы управления. М: Лаборатория базовых знаний, 2002. - 832с.
2. Алиев Р.А., Церковный А.Э., Мамедова Г.А. Управление производством при нечеткой исходной информации. М.: Энергоиздат. 1991. – 234 с.
3. Ротач В.Я. Теория автоматического управления. М.: МЭИ, 2008 – 396 с.
4. Леоненков А. Ю. Нечеткое моделирование в среде Matlab и fuzzyTech. - С. - Птб.: БХВ, 2003. — 720 с.
5. Рутковская Д., Пилиньский М., Рутковский Л. Нейронные сети, генетические алгоритмы и нечеткие системы: Пер. с польск. И.Д. Рудинского. – М.: Горячая линия – Телеком, 2006. – 452 с.
6. Дьяконов В.П. Simulink 5/6/7: Самоучитель. – М.: ДМК-Пресс, 2008. – 781 с.
7. Штовба С.Д. Проектирование нечетких систем средствами MatLab. – М.: Горячая линия. – 288 с.

*V. Михайленко, Р. Харченко*

### **Порівняльний аналіз робастної та нечіткої САР, що діють в умовах невизначеності.**

У статті описані дослідження щодо ефективності дії робастного і нечіткого регуляторів при керуванні об'єктом з невизначеними параметрами. Для проведення порівняльного аналізу перехідних процесів систем проведено комп'ютерне моделювання в програмному середовищі MatLab (Simulink). Даний експеримент продемонстрував успішність роботи нечіткої САР, що компенсує невизначене параметричне збурення, на відміну від робастної системи, яка втрачає стійкість і вимагає перенастроювання регулятора. Для компенсації істотних збурень рекомендована спільна робота двох систем автоматичного регулювання.

*V. Mihailenko, R. Harchenko*

### **Comparative analysis of robust and fuzzy SAR operating in an uncertain environment.**

The article describes research on the effectiveness of the robust and fuzzy controllers in managing object with uncertain parameters. For a comparative analysis of transient systems, a computer simulation in the software environment MatLab (Simulink). This experiment demonstrated the success of fuzzy SAR compensatory uncertain parameter perturbation, in contrast to the robust system loses its stability and require readjustment regulator. To compensate for the significant perturbation recommended by the joint operation of two automatic control systems.

Одержано 10.06.11

УДК 681.516.54 / 629.7.07

**О. П. Голик, асист. Р. В. Жесан, доц., канд. техн. наук**

*Кіровоградський національний технічний університет*

**В. М. Штепа, канд. техн. наук**

*Національний університет біоресурсів і природокористування*

## Обґрунтування вибору апарату нечіткої логіки з нейромережною адаптацією для керування системою автономного енергопостачання на основі вітро-сонячних установок

В статті обґрунтовано вибір апарату нечіткої логіки з нейромережною адаптацією та проведено оцінку його придатності для створення системи автоматичного керування автономним енергопостачанням на основі енергій сонця та вітру. Запропоновано структуру нечіткої нейронної мережі та архітектуру системи керування автономним енергопостачанням.

**автономне енергопостачання, вітро-сонячні установки, електростанція з двигуном внутрішнього згорання, нечітка логіка, нейрона мережа, система нечіткого керування**

Світова практика показала, що найдоцільнішим способом енергозабезпечення розподілених невеликих господарств та окремих сільськогосподарських споживачів є створення власних джерел та систем енергопостачання. Коли йдеться про енергозабезпечення автономних споживачів, то енергосистеми часто називають системами автономного енергопостачання (САЕП).

Для енергопостачання автономних споживачів використання відновлюваних джерел енергії є порятунком в умовах енергетичної кризи. Найпоширенішими та доступними відновлюваними джерелами енергії в будь-якій точці планети є сонячна та вітрова енергії.

Аналіз та узагальнення світового досвіду використання сонячної та вітрової енергій для автономного енергопостачання, показали доцільність об'єднання двох або більше установок, що працюють на основі сонячної та вітрової енергій, а також традиційних електроагрегатів з двигунами внутрішнього згорання (ЕА з ДВЗ), в комбінованих енергетичних системах невеликої та середньої потужності.

Метою даної статті є обґрунтування вибору апарату та проведення оцінки його придатності для створення системи автоматичного керування автономним енергопостачанням від енергій сонця та вітру. За основу пропонується взяти елементи нечіткої логіки з нейромережною адаптацією, що є на сьогодні досить новим і мало застосовуваним на практиці підходом [1].

На рис. 1 наведено загальний вигляд САЕП на основі сонячної та вітрової енергій і резервної електростанції – ЕА з ДВЗ.

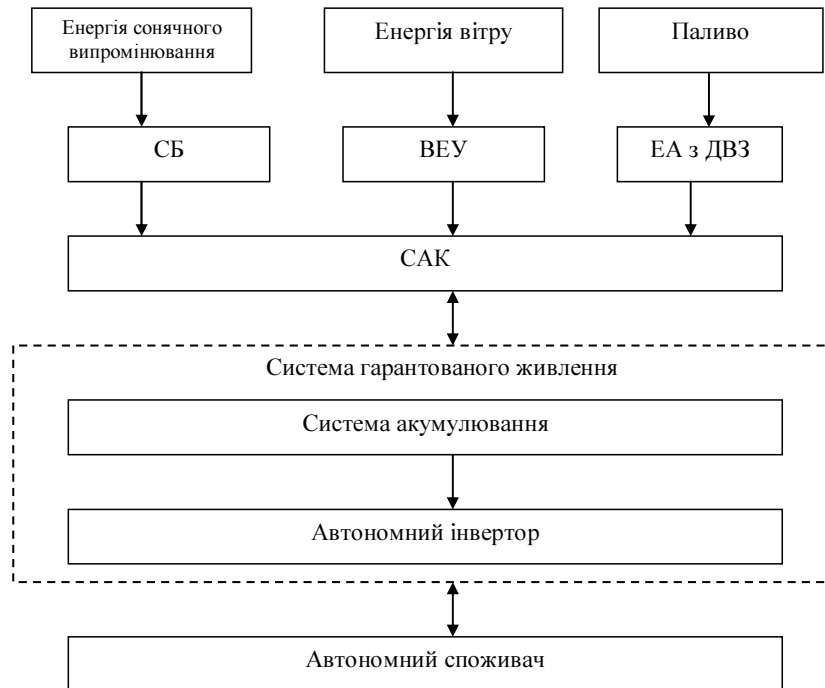
Система акумулювання має в своєму складі акумуляторні батареї, контролер заряду батарей, зарядний пристрій та ін.

Автономний інвертор, який входить до складу системи гарантованого живлення, також має у своєму складі стабілізатор напруги, перетворювач струму та інші пристрої, необхідні для надання електроенергії належної якості.

Завданням нашої системи автоматичного керування (САК) САЕП є оптимізувати процес енергопостачання для автономного споживача. Він залежить головним

чином від:

- метеорологічних та кліматичних умов місцевості (енергетичні потенціали джерел енергії);
- енергетичних потреб автономного споживача;
- обладнання та пристроїв, які входять до складу САЕП.



СБ – сонячна батарея; ВЕУ – вітроелектрична установка; ЕА з ДВЗ – електроагрегат з двигуном внутрішнього згорання; САК – система автоматичного керування

Рисунок 1 – Загальний вигляд САЕП на основі сонячної та вітрової енергій і резервного джерела енергії

Метеорологічні та кліматичні умови Кіровоградського регіону, а саме результати визначення енергетичних потенціалів сонячної та вітрової енергій наведено в роботах [2-4]. Однак передбачити наявність та доступність цих джерел енергії можна лише з деякою імовірністю (внаслідок стохастичного характеру їх надходження). Тобто, можемо сказати, що присутня певна невизначеність.

Енергетичні потреби автономного споживача також мають елемент невизначеності, оскільки повністю передбачити енергетичні потреби споживача досить складно. Це можна зробити з деякою імовірністю, а врахувати наперед додаткових споживачів енергії майже неможливо, внаслідок чого може змінитися графік енергетичного навантаження автономного споживача та збільшитися пікове навантаження системи, а це, в свою чергу, може призвести до неефективної роботи САЕП та неможливості повністю задовольнити потреби споживача в енергії.

Обладнання та пристрої, які входять до складу САЕП, досить суттєво впливають на задоволення енергетичних потреб автономного споживача. Наперед, неможливо передбачити, в який момент часу може вийти з ладу те чи інше обладнання. Наприклад, якщо з будь-якої причини свою роботу зупинять СБ чи ВЕУ (або разом), то споживач не зможе повністю задовольнити свої енергетичні потреби. А якщо вийде з ладу хоча б один з елементів системи гарантованого живлення, то САЕП взагалі припинить свою роботу.

Виходячи з вищевикладеного, можемо сказати, що САЕП працює в умовах невизначеності. Одним з традиційних шляхів розв'язання задачі керування об'єктами в умовах невизначеності є використання адаптивних методів керування. Їхне

застосування дозволяє успішно розв'язувати поставлені задачі. Проте, подібні методи мають деякі особливості, серед яких можна виділити наступні.

На етапі параметричної ідентифікації визначаються параметри моделі об'єкта керування. Таким чином, виникає необхідність у формуванні адекватних моделей об'єктів керування. Однак, із збільшенням розмірів і складності системи істотно ускладнюється її моделювання за допомогою відомих математичних виразів, зростає кількість змінних і параметрів.

Вимірювання окремих змінних і визначення параметрів, особливо у режимі реального часу, можливе лише у лабораторних умовах, і створення цілком адекватної моделі стає досить складною задачею. До того ж деякі особливості поведіння динамічних систем важко формалізувати, тому їх врахування у моделях неможливе.

Тому приходимо до висновку щодо доцільності використання апарату нечіткої логіки (НЛ) з нейромережною адаптацією [1, 5]. Оскільки внаслідок зміни зазначених вище умов нейронної мережі (НМ) можна буде перенавчати за рахунок накопичення бази знань в ході роботи системи. Тим більше, що саме така можливість програмно реалізована у середовищі ANFIS Editor пакету прикладних математичних програм MatLab® [6, 7].

Загалом НЛ призначена для формалізації людських можливостей до наближених міркувань.

Класична логіка по своїй суті ігнорує проблему невизначеності, оскільки всі висловлювання в формальних логічних системах можуть мати лише значення “істина”  $\{I, 1\}$  та “фальш”  $\{F, 0\}$ . На відміну від цього в НЛ істинність міркувань оцінюється з певним ступенем, який може приймати й інші відмінні значення, ніж  $\{I, F\}$ .

При формуванні системи керування на базі НЛ виходять, насамперед, з того, що стан складної динамічної системи та керуючий вплив САК розглядається як лінгвістичні змінні, які оцінюються якісними термами (засобами природної мови). Кожен терм розглядається як нечітка множина і формалізується за допомогою функції належності.

Формування керуючого впливу здійснюється на основі певного набору правил, які встановлюють зв'язок між станом динамічної системи та керуючим впливом у САК. Визначення керуючого впливу здійснюється шляхом реалізації процедури переходу від функції належності до конкретного числового значення, яке і передається на виконавчий механізм.

Загалом алгоритм функціонування системи керування на базі НЛ наведено на рис. 2. Однак основні етапи можуть бути реалізовані різними способами. Існує ряд апробованих алгоритмів нечіткого виведення: алгоритм Мамдані, алгоритм Цукамото, алгоритм Сугено, алгоритм Ларсена [1, 5-7].

У свою чергу, НМ – це обчислювальні структури, що моделюють прості біологічні процеси, звичайно асоціативні із процесами людського мозку [1].

Штучний нейрон має групу синапсів – однонаправлених вхідних зв'язків, з'єднаних з виходами інших нейронів, а також аксон – вихідний канал, через який сигнал (збудження або гальмування) надходить на синапси наступних нейронів. Кожний вхід множиться на відповідний ваговий коефіцієнт (вагу), аналогічний синаптичній силі, і всі добутки підсумовуються, визначаючи рівень активації (рис. 3).

Найпоширенішою активаційною функцією є нелінійна функція активації S-подібного виду з насиченням (сігмоїд, або логічна функція з насиченням):

$$f(s) = \frac{1}{1 + e^{-as}}. \quad (1)$$

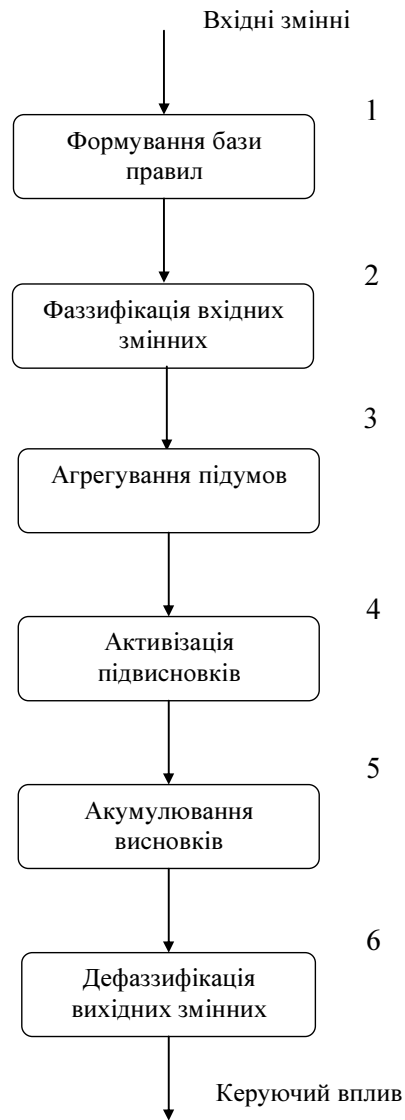
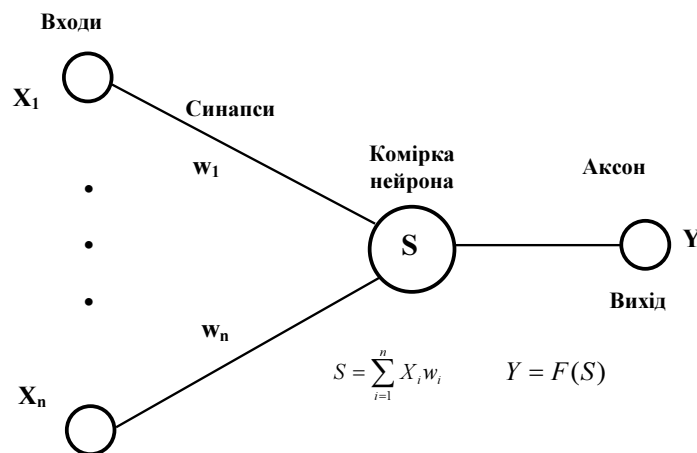


Рисунок 2 – Загальний алгоритм роботи нечіткої САК



$X_{1...n}$  – входи,  $Y$  – вихід,  $w_{1...n}$  – синаптичні ваги,  $S$  – алгебраїчний суматор зважених входів,  $F$  – нелінійна активаційна функція

Рисунок 3 – Штучний нейрон

В цілому нейрон реалізує скалярну функцію векторного аргументу. Його математична модель [1, 5]:

$$s = \sum_{i=1}^n w_i x_i + b, \quad (2)$$

де:  $w_i$  – вага синапса,  $i = 1 \dots n$ ;

$b$  – значення зміщення;

$s$  – результат підсумовування;

$x_i$  – компонент вхідного вектора (вхідний сигнал),  $i = 1 \dots n$

$y$  – вихідний сигнал нейрона;

$n$  – кількість входів нейрона;

$f$  – нелінійне перетворення (функція активації).

Очевидно, що процес функціонування НМ залежить від величини синаптичних ваг. Тому, вибравши певну структуру мережі (залежно від поставленої задачі), потрібно знайти оптимальне значення всіх змінних вагових коефіцієнтів. Цей етап називається навчанням НМ: від того на скільки якісно він буде проведений, залежить здатність НМ розв'язувати у процесі функціонування поставлені перед нею задачі.

Працюючи, НМ формує вихідний сигнал ( $Y$ ) відповідно з вхідним сигналом ( $X$ ), реалізуючи деяку функцію:  $Y = g(X)$ . Якщо архітектура мережі задана, то вигляд функціональної залежності визначається величинами синаптичних ваг та зміщень мережі.

Позначимо через  $G$  множину всіх можливих функцій  $g$ , що відповідають заданій архітектурі мережі.

Прийmemo, що розв'язком деякої задачі є функція  $v$ :  $Y = v(X)$ , задана парами вхідних-вихідних даних  $(X^1, Y^1), \dots, (X^k, Y^k)$ , для яких  $Y^k = v(X^k)$ ,  $k = 1 \dots N$  (кількість елементів навчальної вибірки).  $E$  – функція помилки (функціонал якості), що показує для кожної із функцій  $g$  ступінь близькості до  $v$ .

Розв'язання даної задачі за допомогою певної НМ – це побудова функції  $g$  з множини  $G$ , підбравши значення синаптичних ваг та зміщення таким чином, щоб функціонал якості перетворювався на оптимум для всіх пар  $(X^k, Y^k)$ .

Таким чином, задача навчання НМ визначається сукупністю п'яти компонентів:  $\langle X, Y, v, G, E \rangle$ . Навчання полягає в ітераційному створенні функції  $g$ , оптимальній по  $E$ .

На сьогодні існує цілий ряд автоматичних систем керування та експертних систем із нечіткими та нейромережними структурами, які переважають традиційні аналоги при роботі із нелінійними та нестационарними об'єктами (процесами) [1, 5].

Перевагами розробок із використанням НЛ та НМ є:

- робота в умовах невизначеності щодо характеру вхідних сигналів;
- надійне функціонування при великій кількості, порівняно з традиційними системами, вхідних змінних.

До недоліків НМ можна віднести:

- тривалий час навчання;
- складність аналізу структури “навченої” мережі, відповідно неможливість її оптимізації;
- неможливість введення апріорної (експертної) інформації для прискорення навчання мережі.

А до недоліків систем із використанням НЛ можна віднести:

- неможливість автоматичного здобуття знань у процесі функціонування;
- необхідність розбиття універсальних множин на окремі області створює граничну кількість вхідних параметрів.

Усунення даних недоліків сприяло б підвищенню продуктивності роботи САК

та керованих об'єктів (процесів). Дані міркування були покладені в основу створення гібридних нейронних мереж, де висновки робляться на основі апарату нечіткої логіки, а відповідні функції належності підстроюються із використанням алгоритму навчання нейронних мереж. Ці системи можуть не лише використовувати апріорну інформацію, а і отримувати в процесі функціонування нові знання [1, 5, 7].

Тобто, нечітка НМ – це нейронна мережа з чіткими сигналами, вагами і активаційною функцією, але для об'єднання їх використовуються  $t$ -норми,  $t$ -конорми або інші неперервні операції (рис. 4).

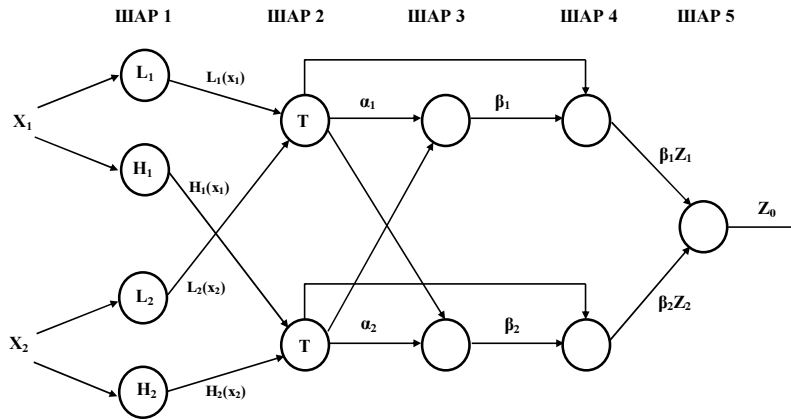


Рисунок 4 – Структура нечіткої нейронної мережі (архітектура ANFIS).

Розроблену мережу можна описати наступним чином.

ШАР 1. Виходи нейронів цього шару являють собою значення функції належності при конкретних (заданих) значеннях входів.

ШАР 2. Виходами нейронів цього шару є ступені істинності передумов кожного правила бази знань системи, вираховуються за формулами:

$$\alpha_1 = L_1(x_1) \cdot \wedge \cdot L_2(x_2), \quad (3)$$

$$\alpha_2 = H_1(x_1) \cdot \wedge \cdot H_2(x_2). \quad (4)$$

Усі нейрони шару позначені літерою  $T$ , що означає їх функціональну можливість реалізувати довільну  $t$ -норму для моделювання операції “ $T$ ”.

ШАР 3. Нейрони цього шару вираховують величини:

$$\beta_1 = \frac{\alpha_1}{\alpha_1 + \alpha_2}; \quad \beta_2 = \frac{\alpha_2}{\alpha_1 + \alpha_2}. \quad (5)$$

ШАР 4. Нейрони даного шару виконують операції:

$$\beta_1 Z_1 = \beta_1 D^{-1}(\alpha_1); \quad \beta_2 Z_2 = \beta_2 M^{-1}(\alpha_2). \quad (6)$$

При чому коефіцієнти  $N$  та  $M$  встановлюють із співвідношень:

$$D^{-1}(\alpha_1) = c_4 + c_5 + \frac{1}{b_4} \ln \frac{1 - \alpha_1}{\alpha_1}, \quad (7)$$

$$M^{-1}(\alpha_2) = c_4 + \frac{1}{b_4} \ln \frac{1 - \alpha_2}{\alpha_2}. \quad (8)$$

ШАР 5. Нейрон цього шару розраховує вихід мережі:

$$Z_0 = \beta_1 Z_1 + \beta_2 Z_2. \quad (9)$$

Коригування параметрів мережі для функцій належності  $N$  та  $M$  відбуваються відповідно до вибраного алгоритму (у даному випадку використано зворотне

розповсюдження помилки) за формулами:

$$b_4 = b_4' - \frac{\eta}{b_4^2} \cdot \delta_k \cdot \frac{\alpha_1 + \alpha_2 - \alpha_3}{\alpha_1 + \alpha_2 + \alpha_3}; \quad (10)$$

$$c_4 = c_4' + \eta \delta_k; \quad (11)$$

$$c_5 = c_5' + \eta \delta_k \frac{\alpha_1}{\alpha_1 + \alpha_2 + \alpha_3}; \quad (12)$$

$$\delta_k = y^k - o^k, \quad k = 1 \dots N, \quad (13)$$

де:  $\eta$  – задана швидкість навчання нейронної мережі;

$y^k$  – еталонний вихід нейронної мережі;

$o^k$  – фактичний вихід нейронної мережі;

$b_4', c_4', c_5'$  – значення цих самих коефіцієнтів на попередньому етапі ітераційного навчання нейронної мережі;

$N$  – кількість комплектів зразкових наборів вхідних (навчальних) даних.

Архітектура комплексу САК САЕП, представлена на рис. 5, буде мати в своєму складі:

- блок нечіткого керування;
- пристрій комутації (вибору режиму);
- базу знань технологічного процесу;
- блок нейронмережної адаптації.

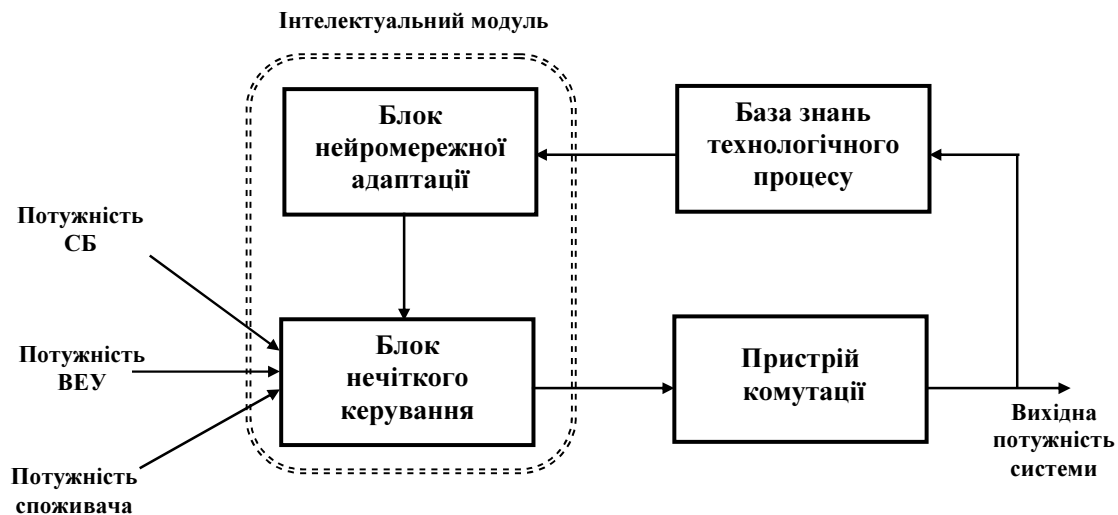


Рисунок 5 – Архітектура САК САЕП

На вхід надходять дані щодо потужності, яку здатні забезпечити СБ та ВЕУ. Третій вхідний параметр – потужність, яка потрібна споживачу. В залежності від їхніх значень комутаційний пристрій забезпечувати один із режимів:

- Режим 1 – підключення лише сонячної батареї.
- Режим 2 – підключення СБ та ВЕУ.
- Режим 3 – підключення СБ, ВЕУ та ЕА з ДВЗ.

На початковому етапі за допомогою НМ із використанням експертних даних відбувається адекватне налаштування системи керування на основі НЛ. Далі відбувається запуск САЕП.

У процесі функціонування постійно поповнюється база знань технологічного процесу. При невідповідності якості керування або через певний інтервал часу (встановлюється фахівцем-експертом) інформація із бази даних передається на інтелектуальний модуль, де за допомогою нейронної мережі здійснюється перенавчання нечіткої системи.

В подальшому буде проведено синтез та дослідження нейронечіткої САК САЕП, побудовано функції належності вхідних змінних, розроблено алгоритм опрацювання інформації та описано правила нечітких продукцій, згідно яких буде виконуватись оптимізація структури нечіткої системи, згідно визначених вимог (потреби споживача, наявний енергетичний потенціал та ін.).

## Список літератури

1. Рутковская Д. Нейронные сети, генетические алгоритмы и нечеткие системы: Пер с польск / Д. Рутковская, М. Пилиньский, Л. Рутковский – М.: Горячая линия – Телеком, 2004. – 452 с.
2. Голик О. П., Жесан Р. В. Аналіз даних метеорологічних спостережень за інтенсивністю сонячної радіації в Кіровоградському регіоні з метою створення системи автоматичного керування автономним енергопостачанням на основі сонячно-вітрових установок // Збірник наукових праць Кіровоградського національного технічного університету / техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація. / Вип. 22. – Кіровоград: КНТУ, 2009. – С. 164-172.
3. Голик О. П., Жесан Р. В. Одержання імовірнісних характеристик та законів розподілу швидкостей вітру на основі аналізу даних метеоспостережень // Праці Таврійського державного агротехнологічного університету – Вип. 8. Т. 4. – Мелітополь: ТДАТУ, 2008. – С. 57-66.
4. Жесан Р. В. До питання про визначення енергетичних потенціалів відновлюваних джерел енергії в Україні / Р. В. Жесан // Вісник ДУ «Львівська політехніка». Спеціальний випуск «Проблеми економії енергії». – 1998. – С. 164-165.
5. Асаи К. Прикладные нечеткие системы / К. Асаи, Д. Ватада, С. Иваи. / Под ред. Т. Тэрано, К. Асаи, М. Сугено. – М.: Мир, 1993. – 368 с.
6. Леоненков А. В. Нечёткое моделирование в среде MATLAB и fuzzyTECH. – СПб: БХВ-Петербург, 2003. – 736 с.
7. Kevin M. Passino Fuzzy Control / Kevin M. Passino, Stephen Yurkovich. – Ohio State University, 2001. – 572 p.

*Е.Голик, Р.Жесан, В.Штепа,*

**Обоснование выбора аппарата нечеткой логики с нейросетевой адаптацией для управления системы автономного энергоснабжения на основе ветро-солнечных установок.**

В статье обоснован выбор аппарата нечеткой логики с нейросетевой адаптацией и проведена оценка его пригодности для разработки системы автоматического управления автономным энергоснабжением на основе энергий солнца и ветра. Предложена структура нечеткой нейронной сети и архитектура нечеткой системы управления автономным энергоснабжением.

*O.Golik, R. Zhesan, V. Shtepa*

**Rationale for selecting the fuzzy logic with neural network adaptation for the control of independent power supply based on wind and solar installations**

The article substantiates the choice of the fuzzy logic with neural network adaptation for the development of automatic control system of an autonomous power supply based on solar and wind energy. Proposed fuzzy neural network structure and architecture of the fuzzy control of independent power supply.

Одержано 08.04.11

УДК 629.7.07

І. Л. Якуніна, асп., Т. Ф. Шмельова, доц., канд. техн. наук, О. П. Бондар, доц. канд.ф.-м. наук

*Державна льотна академія, м. Кіровоград*

## Мережевий аналіз особливого випадку в польоті

Побудовано мережевий графік дій екіпажу повітряного судна у випадку відмови авіаційного двигуна на зльоті, якщо командир повітряного судна прийняв рішення про продовження зльоту. Знайдено критичний час на парировання даного особливого випадку. Оптимізовано за часом і побудовано мережеві графіки дій екіпажу повітряного судна, направлених на ліквідацію особливого випадку в польоті - відмови двигуна на зльоті.

**мережевий графік, критичний час, особливий випадок в польоті, прийняття рішення**

**Вступ.** Формалізація дій людини-оператора (пілота, диспетчера) в особливих випадках польоту за допомогою апарату мережевого планування і управління дозволяє визначитися з оптимальною послідовністю та часом виконання процедур на парировання особливого випадку в польоті.

Застосування мережевих графіків в системі підтримки прийняття рішень авіаційного оператора при дії в особливому випадку в польоті дає змогу якісно і кількісно аналізувати позаштатні польотні ситуації з метою підвищення безпеки польотів.

**Аналіз досліджень і публікацій.** В [1] розглянуто метод мережевого планування. Детально розглянутий спосіб побудови мережевого графіка "кружок - подія, дуга - робота". Наведено формальний запис завдання мережевого планування. На прикладі показано оптимізацію плану комплексу робіт.

В [2] наведено теоретичні основи прийняття рішень людиною-оператором, запропоновано оцінювати компетентність експертів методами самооцінки та взаємооцінки.

В деяких роботах (напр.[3]) наведено аналіз мережевих графіків на прикладі складних організаційних систем, в основному, з теоретичної точки зору.

Герасимов Б.М. [4], Неділько В.М. [5], Сікірда Ю.В. [6] в своїх роботах розглядали автоматизовані системи з елементами інформаційної підтримки в авіації. Питання автоматизації вирішення складноформалізованих задач розглянуто в роботах Митрофанова В.Г., Соломенцева Ю.М. [7], Поспелова Г.С. [8], Шмельової Т. Ф.[9, 10].

**Постановка задачі.** Оскільки особливий випадок в польоті це не одномомента подія, а подія, що розвивається в часі, то при побудові її інформаційної моделі доцільно користуватися мережевими графіками. Мережевий графік використовується для визначення і оптимізації критичного часу, необхідного для парировання особливого випадку в польоті – відмова авіаційного двигуна на зльоті. Тому нашою метою є побудувати та оптимізувати мережевий графік дій авіаспеціалістів, спрямованих на парировання особливого випадку в польоті; знайти мінімальний час необхідний для парировання даного особливого випадку і відповідні резерви часу.

**Виклад основного матеріалу.** Нами було проаналізовано [11] найбільш поширені причини, які приводять до виникнення особливих випадків в польоті, зокрема, і до відмови авіаційного двигуна на зльоті. Серед причин відмови авіаційного двигуна було виділено зіткнення повітряного судна з птахами. За допомогою статистичного аналізу було з'ясовано, в які частини повітряного судна найчастіше

потрапляє птах при зіткненні з повітряним судном. Також нами був виконаний аналіз зіткнень птахів з повітряними суднами на різних етапах польоту повітряного судна. І було показано, що найбільшу загрозу повітряному судну птахи складають на етапах зльоту – набору висоти та зниження – посадки. Оскільки виникнення особливого випадку в польоті на етапі зльоту є більш складним випадком, то ми зупинились на дослідженні саме даного особливого випадку.

На основі керівництва з льотної експлуатації літака ми сформулювали у вигляді комплексу робіт дії авіаспеціалістів у випадку відмови двигуна на зльоті на прикладі повітряних суден Як-40 та Ту-134. Для подальшої побудови інформаційної моделі нам потрібно було з'ясувати час, необхідний для парювання особливого випадку в польоті – відмови авіаційного двигуна на зльоті. Вищезазначений час ми визначали двома шляхами: методом експертних оцінок та експериментальним методом. В [11] ми побудували фрагмент мережевого графіка виконання дій авіаспеціалістами на проміжку від виявлення відмови двигуна до прийняття рішення про продовження чи переривання зльоту. Оскільки, в залежності від того, яке рішення прийме командир повітряного судна стосовно продовження/переривання зльоту, перелік дій, які потрібно виконати екіпажу буде суттєво відрізнятися, то нами було побудовано два види мережевих графіків.

Мережевий графік — це орієнтований граф без контурів. Орієнтовані дуги графа інтерпретують статичні стани системи «екіпаж - повітряне судно», котрі у деякі моменти часу відповідають початку або закінченню певних дій екіпажа при переході системи з одного стану в інший. Ці стани описані інструкціями й керівництвами з льотної експлуатації окремо взятих літаків. Весь процес парювання особливого випадку розбивається на окремі етапи. Зміст етапів складається з дій екіпажу, які прописані в керівництві з льотної експлуатації даного типу повітряного судна.

Час переходу системи «екіпаж - повітряне судно» з одного стаціонарного стану в інший можна визначити експериментально в процесі тренажерної підготовки та методом експертних оцінок.

В даній роботі представлено такі мережеві графіки, які відповідають діям екіпажу по парюванню особливого випадку, якщо командир повітряного судна прийняв рішення про продовження зльоту. Для зручності побудови представимо дії екіпажу у вигляді таблиці 1.

На думку експертів, якщо обрати для кожної роботи найбільший час виконання її досвідченими екіпажами, то отримаємо час, необхідний досвідченому льотному екіпажу на парювання особливого випадку в польоті у випадку найгіршого розвитку подій. Цей час можна використовувати як один з критеріїв оцінки якості роботи льотних екіпажів, які тільки починають свою трудову діяльність. Цей час становить 94 с. Пропонуємо цей час вважати еталонним при навчанні курсантів льотних спеціальностей. Мережевий графік, що побудований на основі отриманого часу, представлено на рис. 1. Для зручності позначимо цей мережевий графік літерою А.

Якщо ж час виконання для досвідчених екіпажів кожної з робіт брати середнім, то отримаємо мережевий графік В, представлений на рис. 2, який відображає більш оптимальний комплекс дій екіпажу, направлених на парювання особливого випадку в польоті – відмови двигуна на зльоті, якщо прийнято рішення «продовжити зліт». Графік В оптимальний порівняно з графіком А по часу, оскільки загальний час виконання цього комплексу на 24,5% менший, ніж у першому графіку. Загальний час в цьому випадку становить 71 с.

Таблиця 1 - Дії екіпажу по парируванню відмови двигуна на зльоті (прийнято рішення «продовжити зліт»)

Дії бортмеханіка		Дії командира повітряного судна	
a <sub>1</sub>	виявлення відмови двигуна	b <sub>1</sub>	виявлення відмови двигуна КПС
a <sub>2</sub>	повідомлення КПС про відмову двигуна	b <sub>2</sub>	повідомлення екіпажу про відмову двигуна
a <sub>3</sub>	перевірка правильності виявлення відмови двигуна	b <sub>3</sub>	оцінка швидкості ПС
a <sub>4</sub>	отримання команди «Прибрати шасі»	b <sub>4</sub>	ПР про продовження зльоту
a <sub>5</sub>	прибирання шасі	b <sub>5</sub>	видача команди «Зліт продовжити»
a <sub>6</sub>	повідомлення КПС про прибирання шасі	b <sub>6</sub>	стримування ПС від розвороту в сторону двигуна, що відмовив
a <sub>7</sub>	очікування подальших вказівок КПС	b <sub>7</sub>	витримування на пряму польоту
a <sub>8</sub>	отримання команди «Прибрати закрилки»	b <sub>8</sub>	видача команди «Прибрати шасі»
a <sub>9</sub>	прибирання закрилків	b <sub>9</sub>	переведення ПС в набір висоти
a <sub>10</sub>	повідомлення КПС про прибирання закрилків	b <sub>10</sub>	витримування крену в сторону двигуна, що відмовив
a <sub>11</sub>	отримання команди «Зупинити неробочий двигун»	b <sub>11</sub>	переведення ПС в горизонтальний політ
a <sub>12</sub>	зупинка двигуна, що відмовив	b <sub>12</sub>	збільшення швидкості до V <sub>2</sub> +30 км/год
a <sub>13</sub>	контроль роботи приладів	b <sub>13</sub>	видача команди «Прибрати закрилки»
		b <sub>14</sub>	продовження розгону літака
		b <sub>15</sub>	видача команди «Зупинити двигун»
		b <sub>16</sub>	доповідь диспетчеру про відмову двигуна
Умовні позначення		КПС – командир повітряного судна ПС – повітряне судно ПР – прийняття рішення	

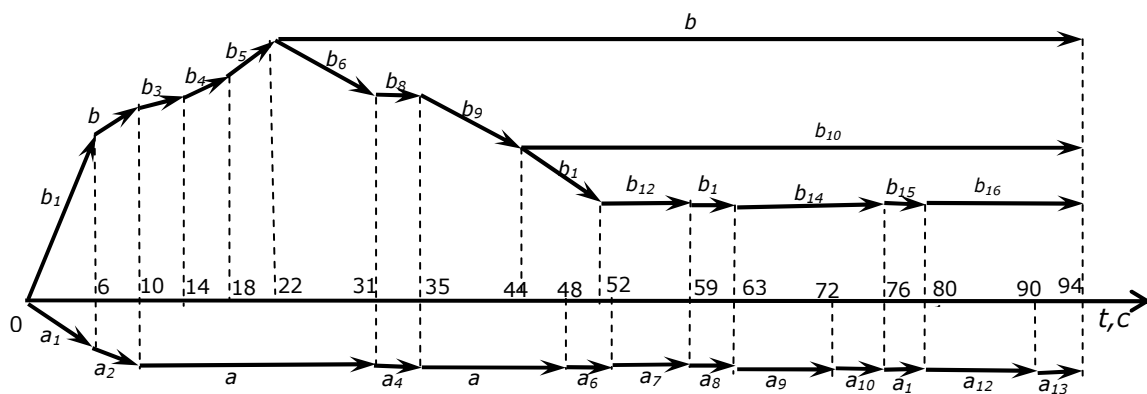


Рисунок 1 - Мережевий графік А дій екіпажу повітряного судна у випадку відмови двигуна на зльоті (прийнято рішення «зліт продовжити»)

У випадку, коли мова йде про оптимальну роботу досвідченого екіпажу, то мінімальний час, необхідний для парирування особливого випадку в польоті, складає не менше 55 с. (рис. 3), на думку експертів.

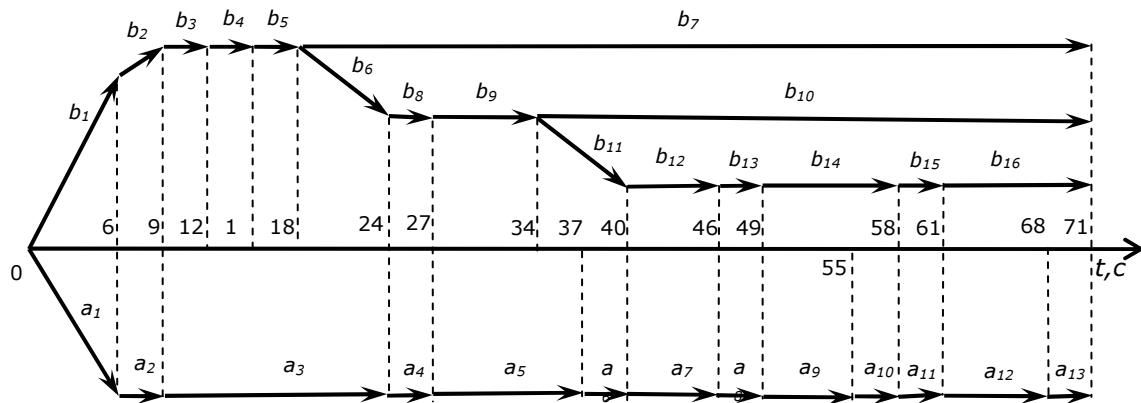


Рисунок 2 - Мережевий графік В дій екіпажу повітряного судна у випадку відмови двигуна на зльоті (прийнято рішення «зліт продовжити»)

Цей час повинен використовуватись, як один з критеріїв оцінки роботи, не тільки починаючих льотних спеціалістів, а й досвідчених льотних кадрів. Графік С відобразить в цьому випадку найбільш оптимальну організацію комплексу дій, оскільки час на їх виконання менший на 41,5%, ніж в першому випадку, і на 22,5% - ніж у другому.

Причому, для кожної з робіт оптимального комплексу (рис. 3) жодним з експертів не було вказано часу на виконання, меншого, ніж на графіку.

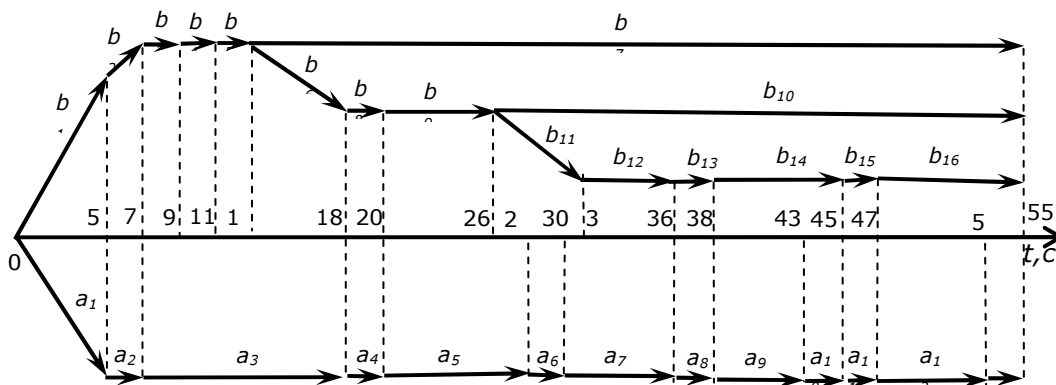


Рисунок 3

Мережевий графік С дій екіпажу повітряного судна у випадку відмови двигуна на зльоті (прийнято рішення «зліт продовжити»)

Розрахунок резервного часу виконаємо за допомогою формули [15]:

$$R_i = T_{ni} - T_{pi} = \max_{\{i\}} \{ t_{poj} \} - \min_{\{j\}} \{ t_{pnij} \},$$

де  $T_{ni}$  - пізній строк настання події;

$T_{pi}$  - ранній строк настання події;

$t_{poj}$  - ранній строк початку операції;

$t_{pnij}$  - пізній строк початку операції [12].

Для мережевого графіка А дій екіпажу повітряного судна у випадку відмови двигуна на зльоті (прийнято рішення «зліт продовжити») резервний час на парирування особливого випадку в польоті дорівнює 21 с.

Отримані результати пропонується застосовувати при оцінюванні дій курсантів в процесі підготовки при парируванні особливих випадків в польоті.

**Висновки.** Проведено мережевий аналіз особливого випадку в польоті - відмова авіаційного двигуна на зльоті. В результаті розрахунків оптимізовано мережевий графік дій авіаспеціалістів, спрямованих на парирування особливого випадку в польоті; знайдено мінімальний час необхідний для парирування даного особливого випадку і

відповідні резерви часу.

## Список літератури

1. Вентцель Е. С. Исследование операций. - М.: «Советское радио», 1972.552 с
2. Рева О. М. Прийняття рішень шляхом виявлення системи пріоритетів (переваг) авіаспеціаліста: Методичні вказівки до вивчення курсу «Основи теорії прийняття рішень». Кіровоград: ДЛАУ, 1996. – 18с.
3. Игнатъева А.В. Исследование систем управления: Учеб. пособие для вузов. / А.В. Игнатъева, М.М. Максимцов - М.: ЮНИТИ-ДАНА, 2000. - 157 с.
4. Герасимов Б.М. Интеллектуальні системи підтримки прийняття рішень: навч. пос. / Б.М. Герасимов, В.М. Локазюк, О.Г. Оксіюк, Поморова О. В. – К.: Вид-во Європейського університету, 2007. – 335 с.
5. Неделько В.Н. Обеспечение эффективности информационной поддержки принятия решений в автоматизированных системах обслуживания воздушного движения с элементами искусственного интеллекта: Дис. канд. техн. наук: 05.22.13. – К.: НАУ, 2002. – 183 с.
6. Сікірда Ю. В. Моделювання системи підтримки прийняття рішень авіадиспетчера в позаштатних польотних ситуаціях: Дис. канд. техн. наук: 05.13.06 ; - Захищена 09.06.2004. - К., 2004. – 184 с.: іл.-Бібліогр.:С.83-85.
7. Соломенцев Ю. М. Информационно-вычислительные системы в машиностроении. / Ю.М. Соломенцев, В.Г. Митрофанов, В.В. Павлов, А.В.Рыбаков - М.: Наука, 2003. - 292 с.
8. Поспелов Д.А. Моделирование рассуждений. Опыт анализа вычислительных актов. – М.: Радио и связь, 1989. – 184 с.
9. Беляев Ю.Б. Моделі та алгоритми формування рішень в системі підтримки прийняття рішень авіадиспетчера в позаштатних польотних ситуаціях / Ю.Б. Беляев, Т.Ф. Шмельова, Ю.В. Сікірда // Автоматизація виробничих процесів. – 2004. – №2 (19). – С. 42–49.
10. Шмельова Т. Ф. Моделювання процесу прийняття рішень людиною-оператором авіаційної ергатичної системи з урахуванням впливу психофізіологічних та суспільно-психологічних факторів / Т. Ф. Шмельова, Ю. В. Сікірда // Наукові праці академії: зб. наук. пр. – Кіровоград: ДЛАУ, 2007.– Вип. XII. – С. 342-355.
11. Шмельова Т.Ф. Аналіз особливого випадку в польоті за допомогою мережевого графіка / Шмельова Т.Ф., Бондар О.П., Якуніна І.Л. // Вісник НАУ:науковий журнал – Київ: «НАУ – друг», 2011. - №2(47). – С. 50-54.
12. Кудрявцев Е.М. Исследование операций в задачах, алгоритмах и программах. – М.: Радио и связь, 1984 – 184 с.

*И. Якунина Т. Шмелева, О. Бондар*

### **Сетевое планирование в повышении безопасности полетов**

Построено сетевой график действий экипажа воздушного судна, в случае отказа авиационного двигателя на взлете, если командир воздушного судна принял решение о продолжении взлета. Найдено критическое время на парирование данного особого случая. Оптимизировано по времени и построено сетевые графики действий экипажа воздушного судна, направленных на ликвидацию особого случая в полете - отказ двигателя на взлете.

*I.Yakunina, T. Shmeleva, O.Bondar*

### **Network planning in increase of flights safety**

It is constructed the network schedule of actions of crew of the aircraft, in default the aviation engine on launch if the commander of the aircraft has made the decision on launch continuation. Critical time for parrying of the given special case is found. It is optimised on time and it is constructed network schedules of actions of crew of the aircraft, directed on liquidation of a special case in flight - an engine failure on launch.

Одержано 11.05.11

УДК 621.81

**В.А. Павлюк-Мороз, доц., В.В.Русских, доц., канд. техн. наук, О.В.Крилов, ас., Р.А. Осін, ас.**

*Кіровоградський національний технічний університет*

## Визначення протизадирних властивостей поверхонь деталей після стендового прискореного припрацювання двигунів

В даній статті наводяться порівняльні дані лабораторних досліджень антизадирних властивостей поверхонь тертя після їх припрацювання на чистому маслі та маслах, що включають різні присадки  
**деталі, прискорене припрацювання, двигун протизадирні властивості**

Припрацюванням називається зміна поверхонь тертя і фізико-хімічних властивостей поверхневих шарів матеріалу в початковий період тертя, що звичайно проявляються в зменшенні сили тертя, температури і інтенсивності зношування.

Припрацювання поверхонь деталей, що труться, в початковий період тертя після виготовлення або капітального ремонту машин і механізмів завжди має місце як об'єктивний фізичний процес.

По даним М.М.Маслова [1], припрацювання більшості пар тертя автомобілів завершується не менше, ніж через 30...40 годин роботи, а важконавантажені деталі силової передачі остаточно припрацьовуються через 80...100 годин.

Для підвищення економічності виробництва і ремонту різних машин та їх складових частин доцільно скоротити час їх обкатування, що можливо при інтенсифікації і вдосконаленні процесу припрацювання.

Аналіз літературних джерел показує, що вишукування шляхів інтенсифікації процесів припрацювання протікає в основному в трьох напрямках: конструктивному, технологічному і експлуатаційному.

До заходів першого напрямку можна віднести: вибір матеріалів пар тертя; створення умов зберігання рідинного мастила; застосування геометричної форми деталей і способів обробки, що забезпечують бажану механіку контакту; підтримання температурних режимів.

До другого (технологічного напрямку) відносяться заходи: підвищення точності виготовлення і складання спряжених вузлів і деталей; застосування сучасних способів обробки поверхонь тертя; нанесення різних покриттів [2]; використання присадок до масел [3, 4, 5], а також до паливу і повітря.

Заходи третього напрямку полягають в тому, що для інтенсифікації процесів припрацювання виконується вибір оптимальних швидкісних, навантажувальних і температурних режимів, а також використання електричного струму.

Останнім часом для інтенсифікації процесу припрацювання двигунів внутрішнього згорання використовують металовміщуючі середовища, що реалізують у вузлі тертя режим без зношування.

Основною причиною руйнування поверхонь деталей машин є зовнішнє тертя. Процеси руйнування, що розвиваються у вузлах тертя, розділяють на дві групи [6]:

- допустимі, які пов'язані із зношуванням деталей і поступовими відмовами вузлів тертя після напрацювання ними встановленого ресурсу;

- недопустимі, які обумовлені пошкоджуваністю поверхонь тертя, що викликають миттєві відмови.

Найбільш небезпечним є зношування заїданням. Розвиток цього процесу пов'язаний з виникненням задиру і переростанням в схоплювання, що може викликати миттєву відмову вузла тертя.

Заїдання має місце у важконавантажених зубчатих передачах, кулачкових механізмах, шарнірних з'єднаннях, підшипникових опорах, в циліндропоршневих парах, золотникових пристроях, в направляючих верстатів, в стаціонарних контактах при наявності вібрацій [7].

Одним з основних показників трибологічної надійності роботи двигуна є відсутність схоплювання і задирів поверхонь, що труться. З практики експлуатації і ремонту двигунів відомо, що більшість випадків схоплювання і задирів мають місце в період припрацювання. Ці явища відсутні при нормальних умовах експлуатації двигунів.

В зв'язку з цим виникає зацікавленість виявити час роботи з'єднань, припрацьованих на маслах з різними присадками до заїдання в умовах граничного тертя.

Випробування проводили на машині тертя СМЦ-2 по схемі «колодка – ролик».

Колодка була виготовлена зі сплаву АСМ, ролик – зі сталі 45 ГОСТ 1050-88. Мащення відбувалося способом занурення ролика в масло М-10Г<sub>2</sub>. Випробування зразків проводили на машині тертя при навантаженні 2000 Н і частоті обертання  $n = 500 \text{ хв}^{-1}$ . Перед випробуванням зразки припрацьовували на протязі 60 хвилин на маслах з присадками МКФ-18У, Гритерін-4, КТЦМС-4 і технологічній рідині ТСМ-01, розробленій в Кіровоградському національному технічному університеті.

За критерій початку схоплювання приймали температуру мала, що дорівнювала 433 К.

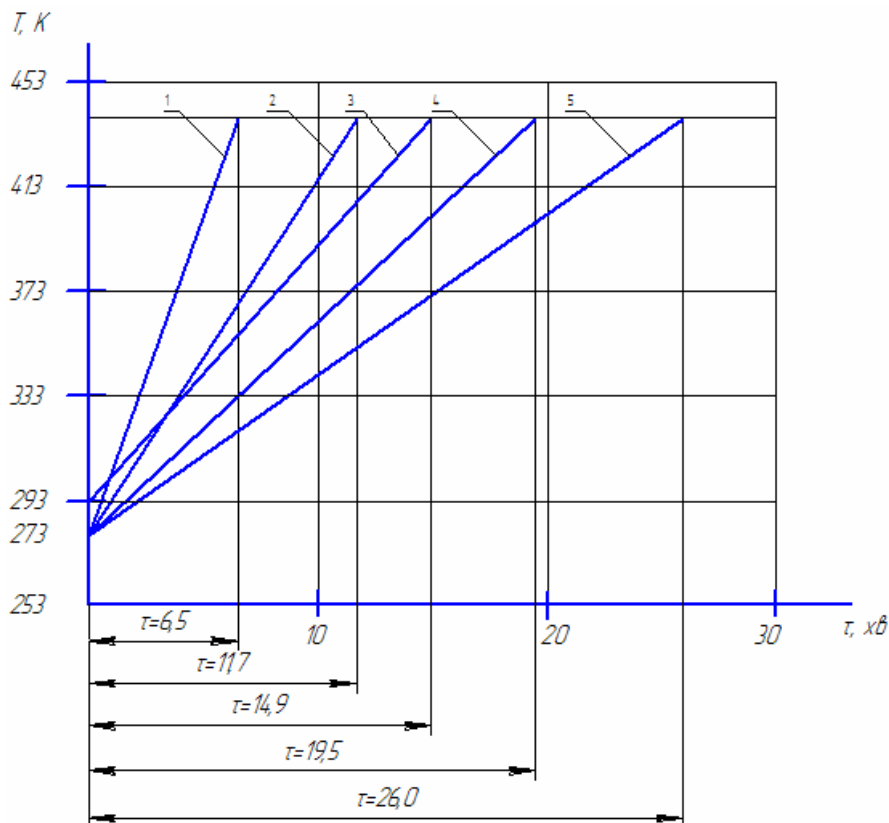


Рисунок 1 – Графік протизадірної стійкості зразків деталей, припрацьованих на маслах з додаванням металоплакуючих присадок

Результати випробувань показали, що у припрацьованих на чистому маслі М-10Г<sub>2</sub>(К) зразків схоплювання настає через 6,5 хвилин. Додавання в масло М-10Г<sub>2</sub>(К) присадок МКФ-18У, Гритерін-4, КТЦМС-4 дозволяє збільшити опір схоплюванню в 1,8; 2,3; 3,0 рази відповідно.

Зразки, припрацьовані на технологічній рідині ТСМ-01 збільшили опір схоплюванню в 4,0 рази.

## Список літератури

1. Маслов Н.Н. Эффективность и качество ремонта автомобилей. М.: Транспорт, 1981.-304 с.
2. Радин Ю.А., Борисенко Г.Н. Управление качеством продукции ремонтного предприятия. К.: Техника, 1978.- 144 с.
3. Нигаматов М.Х. Ускоренная обкатка после ремонта. М.: Колос, 1984. -79 с.
4. Погорельый И.П. Обкатка и испытание тракторных и автомобильных двигателей. М.: Колос, 1973.- 98 с.
5. Трение, износ и смазочные материалы //Труды Международной научной конференции в Ташкенте. М.: АН СССР, 1985.- т. I и II.
6. Трение, смазка и износ в машинах. Костецкий Б.И., К.:Техника, 1970.- 396 с.
7. В.П.Когаев, Ю.Н.Дроздов Прочность и износостойкость деталей машин. М.: Высшая школа.-1991.

*В. Павлюк-Мороз, В.Русских, О.Крлиов, Р.Осин*

**Определение противозадирных особенностей поверхностей детали после стендового ускоренной приработки двигателей**

В данной статье приводятся сравнительные данные лабораторных исследований антизадирных свойств поверхностей трения после их приработки на чистом масле и маслах, включающих различные присадки

*V.Pavluk-Moroz, V.Russkih, O.Krliov, R.Osin*

**The definition of antifriction peculiarities of details surfaces after stand quickened break of engines.**

This paper presents comparative research data antifriction properties of friction surfaces after their break-in pure butter and oils, including the various additives.

Одержано 14.05.11

УДК. 621. 9. 048.4

**В.І. Носуленко, проф., д-р техн. наук, О.В. Шелепко, асп.**  
*Кіровоградський національний технічний університет*

## Розмірна обробка електричною дугою непрофільованим електродом-інструментом як альтернатива традиційним технологіям

Запропоновано розмірну обробкою дугою (РОД) непрофільованим електродом-інструментом (ЕІ) як високоефективну альтернативу традиційним технологіям обробки важкооброблюваних металів, таких як обробка різанням, описано особливості та принципові схеми формоутворення РОД непрофільованим ЕІ.

**метали, обробка, різання, електрообробка, непрофільований електрод, РОД, формоутворення, схеми**

Важкооброблювані матеріали, такі як високоміцні загартовані сталі, тверді сплави, жароміцні сталі і спеціальні сплави отримують все більш ширше застосування. За умов обробки різанням цих сплавів виникають проблеми стійкості ріжучого інструменту та забезпечення достатньої продуктивності [1]. Ці проблеми усувають електричні способи обробки, наприклад плазмова обробка [2]. Проте при цьому на обробленій поверхні утворюється оплавлений шар, а отже спостерігається велика зона термічного впливу. Застосування анодно-механічної обробки [3] також не усуває цих недоліків. Високу якість обробки забезпечує електроіскрова обробка. Проте такий процес відрізняється низькою продуктивністю. Достатньо високу продуктивність забезпечує обробка з використанням низьковольтної електричної дуги постійного струму (обробка короткою дугою) [4], яку використовують для високоефективної попередньої, напівчистої, а в цілому ряді випадків і чистої обробки. Впровадження такого процесу стримується шумовими ефектами та обмеженими технологічними можливостями.

Недоліки цих процесів можуть бути усунуті, при використанні процесу РОД [5] профільованим ЕІ по принципу прошивання з об'ємним копіюванням форми ЕІ. Проте при порівняно великих розмірах поверхні обробки зростають розміри ЕІ, збільшується витрати рідини, погіршується якість обробленої поверхні та зростають питомі витрати електроенергії, зростають також габарити, потужність та вартість обладнання та оснастки. Широке впровадження такого процесу стримується обмеженими можливостями однокоординатного руху ЕІ.

Зазначені проблеми можуть бути в відомих межах вирішені за умови використання процесу РОД непрофільованим ЕІ. При цьому забезпечується як кількісна, так і якісна сторона обробки, а параметри процесу не залежать від розмірів поверхні чи порожнини, що обробляється. Це дозволяє також забезпечити багатокординатні переміщення ЕІ. Проте такий процес вимагає вивчення фізико-технологічних особливостей, розробки та впровадження у виробництво конкретних технологій, верстатів і пристроїв.

В цьому зв'язку, перш за все, розглянемо технологічні схеми формоутворення РОД непрофільованим ЕІ.

В умовах РОД енергетичні характеристики розряду (густина сили струму, напруженість електричного поля), а отже і технологічні характеристики процесу регулюються легко, плавно і в широкому діапазоні за рахунок зміни динамічного тиску потоку та струму обробки. При цьому фізична моделі процесу РОД описується простим співвідношенням (1):

$$y = kI^\alpha P_d^\beta, \quad (1)$$

де  $y$  – будь-який технологічний показник (характеристика) процесу, наприклад, продуктивність, шорсткість, глибина зони термічного впливу і інше;

$k$  – коефіцієнт розмірності;

$I$  – сила струму, А, приймається в межах від декількох ампер до декількох тисяч ампер, визначає продуктивність обробки і таким чином, по суті, відображає кількісну сторону процесу;

$P_d$  – динамічний тиск потоку, Па, вибирається в межах від 1...2 кПа до 1МПа і більше, визначає якісну обробку (шорсткість, глибину зони термічного впливу, точність) і таким чином, по суті, відображає якісну сторону процесу;

$\alpha$  і  $\beta$  – показники степені, різноманітні для різних технологічних характеристик:

Як наслідок, в умовах такого процесу, з однієї сторони можна ввести в зону обробки, практично, будь які потужності, від найменших до найбільших, а отже забезпечити будь-які потрібну продуктивність, а, з іншого боку, можливо реалізувати обробку в самому широкому діапазоні режимів, від розмірного плавлення до тонкого розмірного випаровування при відповідній зміні якості обробки – це незалежно від сили струму. І досягається це мобільно, в потрібний час, і потрібному місці простим регулюванням  $I$  і  $P_d$  при використанні дуже простого обладнання і при наявності простого і дешевого інструменту. Таким чином, динамічний тиск потоку робочої рідини та струм обробки в умовах РОД є основними параметрами процесу, що визначають можливість і якісну сторону процесу обробки. Для якісної обробки поверхні необхідно забезпечити динамічний тиск робочої рідини не менше 0,2...0,3 МПа. [5,6].

Принципова схема формоутворення РОД наведена на рис 1. Потік робочої рідини підводять до передньої формоутворюючої поверхні ЕІ, а відводять зі сторони задньої робочої поверхні ЕІ, що прилягає до менш чистої за умови виготовлення поверхні заготовки, звичайно, в сторону припуску на обробку, напуску (збільшеного припуску), чи відходу. Таке технічне рішення дозволяє оптимально використати стаціонарну електричну дугу в поперечному потоці рідини як джерело тепла для розмірної обробки металів, оскільки така дуга має несиметричну енергетичну структуру, а саме, зі сторони потоку який набігає на неї, її енергетичні характеристики вищі, її «ріжучі» властивості кращі, ніж із задньої сторони, де потік залишає ЕІ. Фізичний процес електричної ерозії в умовах РОД характеризується безперервним підводом енергії в зону обробки, безперервним горінням дуги і безперервним існуванням джерела тепла на електродах. Відповідно, безперервна теплова дія розряду на заготовку, отже, безперервно відбувається процес ерозії. При цьому фізична природа існування стаціонарної електричної дуги передбачає дискретний характер її переміщення по поверхні ЕІ [6].

Згідно зазначеного розроблено наступні принципові схеми формоутворення РОД непрофільованим ЕІ:

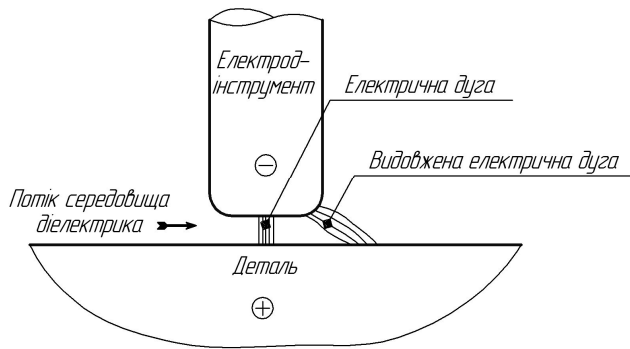


Рисунок 1 – Принципова схема формоутворення РОД

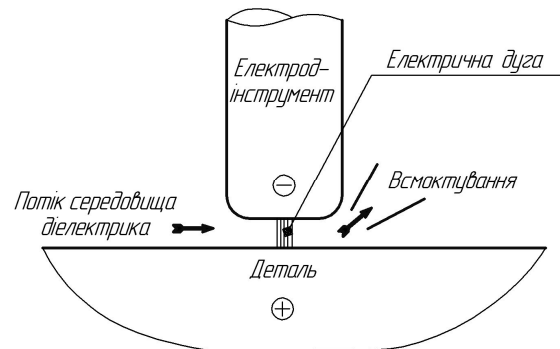


Рисунок 2 – Схема формоутворення при відведенні рідини через сопло

а) спосіб РОД, згідно якого для забезпечення якості обробленої поверхні зі сторони задньої робочої поверхні ЕІ встановлюють сопло для всмоктування потоку робочої рідини. Це дозволяє забезпечити необхідну швидкість потоку, що залишає ЕІ, а отже забезпечується висока якість обробленої поверхні (Рис.2)

б) спосіб РОД, згідно якого для підвищення якості обробленої поверхні, зменшення розбризкування робочої рідини, гасіння світлових і звукових ефектів на задню робочу поверхню ЕІ, окрім встановленого сопла для всмоктування, подають додатковий потік робочої рідини на зустріч потоку який виходить із міжелектродного зазору, чи перпендикулярно до нього (потоку), або на задню поверхню електрода, або на заготовку в зоні виходу потоку рідини з міжелектродного зазору (рис.3). Це дозволяє локалізувати зону обробки за рахунок її запирання робочою рідиною, в зв'язку з чим такий додатковий потік робочої рідини називають запираючим потоком.

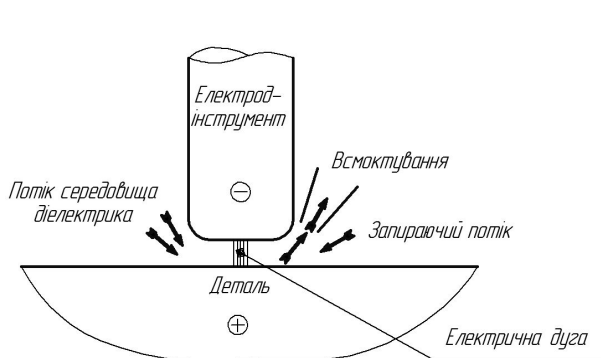


Рисунок 3 – Схема процесу при відведенні рідини через сопло і з використанням додаткового потоку затоплення

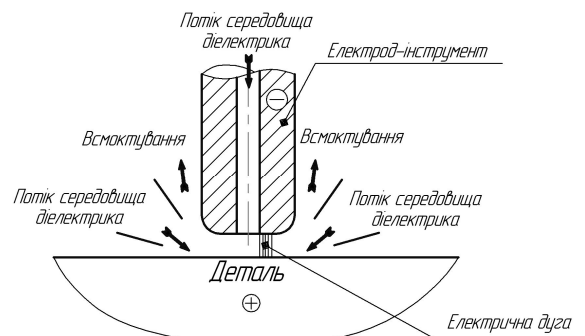


Рисунок 4 – Схема процесу при подачі рідини в порожнину ЕІ при відведенні рідини через сопло із використанням додаткового потоку затоплення

в) спосіб РОД, згідно якого використовують порожнистий ЕІ з отвором (рис.4), що є загальновідомим технічним рішенням для оптимального підведення робочої рідини високого тиску в зону обробки. Проте, при цьому існує необхідність в локалізації робочої зони обробки з метою забезпечення якості обробки, зменшення світлових і звукових ефектів від розряду, зменшення розбризкування і видалення робочої рідини разом з продуктами ерозії із зони обробки, щоб забезпечити належний рівень санітарно гігієнічних умов праці. Найбільш простим рішенням, є використання кільцевого сопла. З його допомогою, назустріч потоку робочої рідини, що виходить із міжелектродного зазору, переважно на заготовку, подають додатково потік (так званий потік запирання) регульованого тиску, а надалі, отриманий сумарний потік робочої

рідини, разом з продуктами ерозії, також за допомогою кільцевого сопла, спрямовують у напрямку зливної магістралі за рахунок само течії чи всмоктування.

г) спосіб РОД, згідно якого, як і у вищезазначеному способі, використовують порожнистий електрод з отвором, проте прокачування робочої рідини відбувається у зворотному напрямку (рис.5). Це означає, що робочу рідину поміж ЕІ і деталлю подають примусовим потоком через кільцеве сопло, а всмоктування відбувається через порожнину в ЕІ. Це дозволяє покращити якість периферії зони обробки, і уникнути явища видовжених дуг.

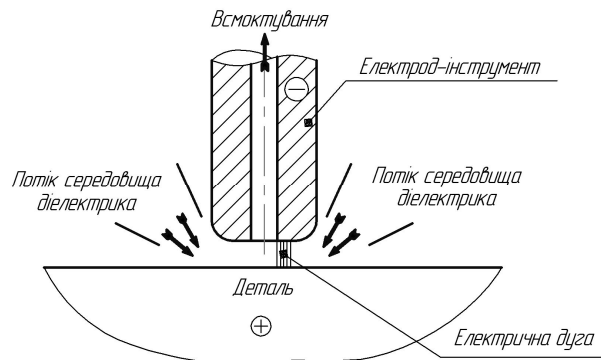


Рисунок 5 – Схема процесу при використанні зворотного прокачування

Наведені технологічні схеми формоутворення РОД непрофільованим ЕІ вимагають подальшої розробки та реалізації в умовах конкретних технологій, що передбачає розробку та впровадження у виробництво відповідних технічних рішень у вигляді так званих електроерозійних головок (ЕЕГ) і, в кінцевому підсумку, створення верстатів, що мають забезпечити відповідні рухи подачі ЕЕГ, а отже і електрода-інструмента (ЕІ). ЕЕГ мають забезпечити, по-перше, необхідні гідродинамічні характеристики робочої рідини в зоні обробки та на виході з міжелектродного зазору, де, щоб уникнути явища видовжених дуг, динамічний тиск робочої рідини має складати не менше 0,1...0,3 МПа.,. По-друге, необхідно створити передумови для видалення робочої рідини разом з продуктами ерозії із зони обробки в магістраль зливу. Для цього, передбачають додатковий потік рідини, що локалізує зону обробки, забезпечує збереження швидкості на виході з міжелектродного зазору та створює передумови за для подальшого руху робочої рідини в напрямку зливної магістралі, що, в цілому, і обумовлює конструктивні особливості ЕЕГ.

В цьому зв'язку необхідно виконати теоретичні дослідження гідравлічних течій робочої рідини як на окремих ділянках так і у відповідних перерізах в цілому по мережі, від насосу і до виходу робочої рідини з міжелектродного зазору. Для таких розрахунків використовують рівняння Бернуллі для потоку реальної рідини (2) [7], а саме:

$$\gamma z_1 + p_1 + \gamma \frac{a_1 v_1^2}{2g} = \gamma z_2 + p_2 + \gamma \frac{a_2 v_2^2}{2g} + \lambda \zeta_{\text{мережі}}, \quad (2)$$

де  $\gamma$  – вага рідини в одиниці об'єму;

$z$  – ордината визначаюча висоту положення центру вибраного перерізу над довільною горизонтальною площиною порівняння;

$p$  – статичний тиск потоку в даному перерізі;

$\gamma \frac{a_1 v_1^2}{2g}$  – динамічний тиск потоку в даному перерізі;

$\zeta_{мережі}$  – загальний коефіцієнт втрати повного тиску у мережі.

Однією із складових рівняння (2) є загальний коефіцієнт втрати повного тиску як в окремій ділянці так і по всій мережі в цілому, що рахують за формулою (3) [8]:

$$\zeta_{мережі} \equiv \frac{\Delta P_{мережі}}{\rho w^2 / 2} = \sum_{i=1}^n \zeta_i, \quad (3)$$

де  $\Delta P_{мережі}$  – загальні втрати повного тиску всієї мережі;

$\rho$  – густина компоненту, кг/м<sup>3</sup>;

$w$  – швидкість компоненту, м/с;

$\zeta_i = \frac{\Delta P_i}{\rho_i w_i^2 / 2}$  – коефіцієнт опору даного  $i$ -го елемента мережі приведений до

швидкості  $w_i$  в прийнятому перерізі мережі  $F_i$ , він також, як правило, включає в себе поправку на взаємний вплив близько розташованих елементів мережі;

$\Delta P_i$  – загальні втрати повного тиску в  $i$ -му перерізі.

Зважаючи на те, що мережа подачі робочої рідини складається з великої кількості змінних перерізів, які потребують розрахунку, останній значно ускладнюється. Зважаючи на це раціональним є використання ПК з встановленим на ньому спеціальним модулем для розрахунку гідродинамічних показників течії, що значно спрощує розрахунки. Для цього доцільно використовувати модуль COSMOSFLO works [9].

Запропоновано та описано технологічні схеми формоутворення РОД непрофільованим ЕІ, які відрізняються тим, що, по-перше, зі сторони задньої робочої поверхні ЕІ встановлюють сопло для всмоктування потоку робочої рідини; по-друге, подають додатковий потік назустріч потоку який виходить із міжелектродного зазору, перпендикулярно до нього (потоку), або на задню поверхню електроду, або на заготовку в зоні виходу потоку рідини із міжелектродного зазору; по-третє, робочу рідину подають через порожнистий електрод, а назустріч потоку робочої рідини, що виходить із міжелектродного зазору за допомогою кільцевого сопла, переважно на заготовку, подають додатково потік запирання; по-четверте, робочу рідину поміж ЕІ і деталлю подають примусово потоком через кільцеве сопло, а всмоктування відбувається через порожнину в електроді.

Наведені технологічні схеми формоутворення РОД непрофільованим ЕІ вимагають подальшої конструкторської розробки та реалізації в умовах конкретних технологій, що передбачає розробку та впровадження у виробництво відповідних технологічних рішень у вигляді так званих електроерозійних головок (ЕЕГ) і, в кінцевому підсумку, створення верстатів. Також в наведених схемах формоутворення існує проблема локалізації зони обробки з одночасним забезпеченням необхідних динамічних тисків робочої рідини на виході з міжелектродного зазору. Тому є необхідним виконати математичні розрахунки течій робочої рідини як на окремих ділянках, так і загалом в мережі.

Запропоновані технологічні схеми формоутворення дозволяють забезпечити необхідну якість обробленої поверхні, звести до мінімуму звукові і шумові ефекти від розряду, забезпечити належний рівень санітарно гігієнічних умов праці. В подальшому є необхідним розробка конструкції ЕЕГ і оптимізації її у відповідності з необхідними

гідродинамічними характеристиками робочої рідини з одночасним забезпеченням відповідних рухів ЕІ під час обробки. Для досягнення поставленої мети необхідно виконати розрахунки гідравлічних потоків робочої рідини в мережі як з використанням математичних формул так і (для спрощення розрахунку) спеціального розрахункового модуля COSMOSFLO works.

## Список літератури

1. Подураев В.Н. Резание труднообрабатываемых материалов: [Учеб. Пособие для вузов.]/В.Н. Подураев. – М.: Высш. школа, 1974.-587 с.
2. Потапов В.А. Опыт эксплуатации лазерных и плазменных установок для резки на заводах./В.А.Потапов// Сварщик.-2000.-№6.-С.32-36.
3. Рябов И.В. Станок с ЧПУ для электроэрозионной обработки короткой дугой./ И.В.Рябов, Б.М. Левченко, А.М. Донцов, А.В. Климов, В.Н. Минаков// Электроэрозионная обработка материалов. – 1988. – С. – 70.
4. Артамонов Б.А. Электрофизические и электрохимические методы обработки материалов. / Б.А. Артамонов, Ю.С. Волков, В.И. Дрожалова и др.// Обработка материалов с применением инструмента. – 1983. – Т.2, №2. – С. 247.
5. Носуленко В.И. Электрическая дуга в поперечном потоке среды – диэлектрика как источник тепла для новых технологий /В.И. Носуленко// Электронная обработка материалов, – 2005. – № 2. – С. 26-32
6. Носуленко В.И. Размерная обработка металлов электрической дугой / В.И. Носуленко // Электронная обработка материалов, – 2005. – № 1. – С.8-17
7. Вильмер Я.М. Справочное пособие по гидравлике, гидромашинам и гидроприводам/ Я.М. Вильмер, Я.Т. Ковалев, Б.Б. Некрасов.; Под ред. Б.Б. Некрасова. – Минск: Высшей школы, 1976
8. Идельчик И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям / И.Е. Идельчик.; Под ред. М.О. Штейнберга.–3-е., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1992. – 672 с.
9. SolidWorks Flow simulation [Электронный ресурс] // Официальный сайт разработчика – Режим доступа к ресурсу: <https://www.solidworks.com/sw/products/cfd-flow-analysis-software.htm>

*В. Носуленко, А. Шелепко*

**Размерная обработка электрической дугой непрофилированным электродом-инструментом как альтернатива традиционным технологиям**

Предложено размерную обработку дугой (РОД) непрофилированным электродом-инструментом (ЭИ) как высокоэффективную альтернативу традиционным технологиям обработки тяжелообрабатываемых металлов, таких как обработка резаньем, описаны особенности и принципиальные схемы формообразования РОД непрофилированным ЭИ.

*V.Nosylenko, A.Shelepko*

**Size treatment a voltaic arc by the unprofiled electrode-instrument as an alternative to traditional technologies**

It is offered size treatment an arc (STA) by the unprofiled electrode-instrument (EI) as a highly technological alternative to traditional technologies of treatment of heavy treatment metals, such as treatment cutting, described features and fundamental charts of receipt form with a help STA by the unprofiled electrode-instrument

Одержано 22.02.11

УДК 629.54

**А.Ю. Лысых, м.н.с.**

*Херсонский национальный технический университет*

## Динамика гибких, присоединенных к судну-носителю элементов

Приводится метод численного решения задачи колебания присоединенного гибкого пространственно искривленного манипулятора подводного робота, основанный на совместном применении метода продолжения решения по параметру и метода Ньютона-Канторовича. Описаны способы приложения динамических нагрузок и постановки граничных условий. Приведены результаты решения задачи.

**нелинейное пространственное деформирование, численные методы, присоединенный объект**

**Постановка проблемы.** Важнейшим направлением технической реконструкции и дальнейшего развития морских технологий в Украине является совершенствование технологических процессов и технических систем по прорывным направлениям, к числу которых, безусловно, относится подводная робототехника. Создание конкурентоспособного современного робототехнического оборудования немислимо без дальнейшего совершенствования существующих и создания новых видов исполнительных элементов и других механических функциональных устройств.

**Анализ последних исследований и публикаций.** В последние годы комплексные исследования специалистов-робототехников были связаны скорее с разработкой интеллектуальных систем, чем с принципиальным совершенствованием механической части робототехнического оборудования, что повлекло за собой относительное отставание в области создания исполнительных механических систем, адекватных новым современным задачам. Ведущие специалисты в области робототехники, микро-робототехники и микротехнологий признают, что имеющийся задел в подходах к созданию подсистем для сбора информации (сенсоры) и воздействия на объект (активаторы) является сегодня слабейшим звеном систем управления в электромеханических системах. Это заставляет переосмыслить традиционные подходы к разработке механической части робототехнических систем и активизировать работы по созданию и внедрению принципиально новых механических функциональных устройств, в том числе устройств использующих принцип управляемой упругой деформации [1].

**Формулирование целей статьи.** Элементы управляемой упругой деформации представляют собой наукоемкие изделия, требующие тщательно обоснованного научного подхода и современных методик расчета и проектирования. Открывшаяся в последние годы возможность создания таких изделий на базе упруго-деформируемых стержневых элементов обязана своим появлением успехам в области механики деформируемого твердого тела и развитием современных численных методов расчета. Для обеспечения требуемых эксплуатационных характеристик в процессе численного моделирования и проектирования элемента проводится своеобразное программирование свойств будущей конструкции, при котором закладывается возможность реализации требуемых нелинейных деформационных процессов, в том числе и динамических.

**Постановка задачі.** Предлагаемая авторами методика расчета и проектирования элементов упругого деформирования опирается на подход, основанный на математическом моделировании численных расчетов на ЭВМ существенно нелинейных процессов. Алгоритм численного расчета основан на использовании метода продолжения решения по параметру. С помощью разработанной методики, реализованной в виде пакета прикладных программ, проведены исследования ряда перспективных конструкций.

Уравнения динамики формируются с помощью принципа Даламбера включением в разрешающие уравнения, описывающие нелинейное пространственное деформирование [2], сил инерции и проектирования их на оси локального базиса.

**Основная часть.** Рассмотрим механическую систему, состоящую из твердого тела-носителя (судна) и протяженной присоединенной упругой конструкции. Форма упругой линии такой конструкции может быть от прямолинейной до пространственно криволинейной. Предположим, что движение гибкой конструкции возбуждается кинематически в результате переносного движения по заранее известным характеристикам судна-носителя, с которым эта конструкция связана. Для вывода уравнений движения необходимо к действующим на систему активным силам  $f_x^a, f_y^a, f_z^a$  прибавить силы инерции  $f_x^i, f_y^i, f_z^i$  и моменты сил инерции  $m_x^i, m_y^i, m_z^i$ . Интенсивность инерционных нагрузок вычисляется по формулам  $f_x^i = -\gamma a_x, f_y^i = -\gamma a_y, f_z^i = -\gamma a_z$ , где  $\gamma$  – погонная плотность присоединенного объекта,  $a_x, a_y, a_z$  – ускорения выделенного элемента  $ds$  относительно инерционной системы отсчета. Воспользуемся известной формулой Кориолиса  $a = a_e + a_r + a_c$ , где  $a_e = a_0 + \varepsilon \times r + \omega \times (\omega \times r)$  – переносное ускорение;  $a_r = \ddot{x}i + \ddot{y}j + \ddot{z}k$  – относительное ускорение;  $a_0 = X_0i + Y_0j + Z_0k$  – ускорение центра масс системы;  $\omega, \varepsilon$  – векторы угловой скорости и ускорения судна-носителя в глобальной системе координат;  $i, j, k$  – единичные орты системы  $Oxyz$ ;  $r = xi + yj + zk$ . Кориолисовым ускорением  $a_c$  будем пренебрегать, так как его величина незначительна по определению и кроме того точность определения параметров качки судна несоизмерима с ожидаемым значением величины Кориолисова ускорения. Тогда проекции вектора абсолютного ускорения на глобальные оси имеют вид:

$$\begin{aligned} a_x &= \ddot{X}_0 + (\varepsilon_y z - \varepsilon_z y) + [\omega_y \omega_x y - (\omega_y^2 + \omega_z^2)x + \omega_z \omega_x z] + \ddot{x}, \\ a_y &= \ddot{Y}_0 + (\varepsilon_z x - \varepsilon_x z) + [\omega_y \omega_x x - (\omega_x^2 + \omega_z^2)y + \omega_z \omega_y z] + \ddot{y}, \\ a_z &= \ddot{Z}_0 + (\varepsilon_x y - \varepsilon_y x) + [\omega_z \omega_x x - (\omega_y^2 + \omega_x^2)z + \omega_z \omega_y y] + \ddot{z}. \end{aligned}$$

Составляющие  $m_u, m_v, m_w$  момента, обусловленного инерцией поворота присоединенного объекта, подсчитываются по формулам:

$$m_u = -\gamma I_u (\varepsilon_u^r + \varepsilon_u^e), \quad m_v = -\gamma I_v (\varepsilon_v^r + \varepsilon_v^e), \quad m_w = -\gamma I_w (\varepsilon_w^r + \varepsilon_w^e),$$

где  $I$  – моменты инерции;

$u, v, w$  – оси подвижного трехгранника.

Подставив полученные соотношения для нагрузок в систему разрешающих уравнений и заменив обыкновенные производные по независимым переменным частными производными, получим разрешающую систему нелинейных уравнений движения. В рамках использованных в данной работе методов исследования

математическую модель исследования колебаний можно представить как систему нелинейных дифференциальных уравнений в частных производных. Эти уравнения не разрешены относительно старших производных по времени. Построение решения такой системы связано со значительными трудностями как теоретического, так и вычислительного характера. Покажем принципиальную возможность такого исследования [3].

Предлагается метод, базирующийся на численной линеаризации уравнений состояния на каждом шаге по времени, метода начальных параметров, метода дискретной ортогонализации и метода Рунге-Кутты четвертого порядка либо метода Эверхарта (для вычислительного процесса имеются стандартные подпрограммы по перечисленным методам). В связи с существенной нелинейностью уравнений состояния и их неразрешенностью относительно старших производных по времени предлагается подход, который позволяет свести задачу к последовательности краевых задач для обыкновенных дифференциальных уравнений по пространственной координате  $s$  на каждом шаге по времени. При достаточно малом шаге по времени  $t$  изменение переменных состояния незначительно, что позволяет использовать известное состояние на данном временном шаге в качестве опорного решения для следующего шага по времени. Данный подход является модификацией метода продолжения решения по параметру, когда в качестве неявно входящего в уравнения состояния параметра является время  $t$ .

Для описания методики численного решения задачи о нестационарных колебаниях гибкого элемента, связанного с совершающим какое-либо движение телом, представим систему нелинейных уравнений движения в виде:

$$X' = \Phi(X, \dot{X}, \ddot{X}, \omega(t), \varepsilon(t), \theta(t), \varphi(t), \psi(t), s), \quad (1)$$

где  $X(s, t)$  – вектор состояния размерностью  $n = 18$ ;  
 $\Phi$  – нелинейная вектор-функция той же размерности;  
 $\omega(t)$  – вектор угловой скорости тела опирания;  
 $\varepsilon(t)$  – вектор углового ускорения тела опирания;  
 $\varphi(t), \psi(t), \theta(t)$  – углы Эйлера, описывающие ориентацию связанной системы координат  $Oxuz$  относительно системы координат  $OXYZ$ ;  
 точка над буквами обозначает дифференцирование по времени  $t$ ,  
 штрих – по пространственной переменной  $s$ .

При программном движении судна-носителя предполагается, что  $\varphi(t), \psi(t), \theta(t)$  являются известными функциями времени, а угловая скорость и ускорение определяются через них известными из теоретической механики формулами. Функция  $\Delta\bar{\psi}(s)$  строится численно, тогда

$$\ddot{X}_{n+1}(s) = \frac{2X_{n+1}(s)}{(\Delta t)^2} - \frac{5X_n(s) - 4X_{n-1}(s) + X_{n-2}(s)}{(\Delta t)^2},$$

$$\ddot{X}_n(s) = \frac{2X_n(s)}{(\Delta t)^2} - \frac{5X_{n-1}(s) - 4X_{n-2}(s) + X_{n-3}(s)}{(\Delta t)^2}.$$

Следовательно, приращение функции  $\Delta\ddot{X}(s)$  за промежуток времени  $\Delta t$  можно представить в виде:

$$\Delta(s) = \frac{2\Delta X(s)}{(\Delta t)^2} \left[ \frac{5X_n(s) - 4X_{n-1}(s) + X_{n-2}(s)}{(\Delta t)^2} - \frac{5X_{n-1}(s) - 4X_{n-2}(s) + X_{n-3}(s)}{(\Delta t)^2} \right]. \quad (2)$$

Слагаемое, выделенное квадратными скобками в выражении (2), представляет собой часть приращения  $\Delta\dot{X}(s)$ , вызванного изменением функциональной зависимости. Аналогичным образом можно представить изменение произведения  $\dot{X}(s)\omega$ , входящего в выражение для нагрузок (параметр  $\lambda$ ), при переходе от момента времени  $t = t_n$  к моменту времени  $t = t_{n+1} = t_n + \Delta t$ .

Линеаризованная краевая задача решается методом начальных параметров с ортогонализацией по Годунову [4], после чего определяется вектор состояния  $X_{n+1}(s)$ , соответствующий моменту времени  $t = t_{n+1}$ . Последовательность задач Коши, возникающая при применении метода начальных параметров, решается методом Рунге-Кутты четвертого порядка либо, когда требуется высокая точность, методом Эверхарта. Аналогично может быть определен вектор состояния  $X_{n+2}(s)$  при  $t = t_{n+2} = t_n + \Delta t$  и т.д. Данный прием позволяет найти функцию  $\Delta\bar{\psi}(s)$ , используя нелинейные уравнения движения, и при этом избежать трудоемкой процедуры их аналитической линеаризации. Координаты точек элемента в момент времени  $t = -2\Delta t$  найдем, исходя из предположения, что  $\ddot{X}(s, -2\Delta t) = \ddot{X}(s, -\Delta t) = \ddot{X}(s, 0)$ .

$$\begin{aligned} z(s, -2\Delta t) = & z(s, 0) + 4\omega_0^2 Z_r(\Delta t)^2 \cos\theta - 2(\Delta t)^2 \{ \dot{\omega}_x y - \\ & - \dot{\omega}_y x - [\omega_0^2 x (\sin\psi \cos\varphi + \cos\psi \cos\theta \sin\varphi) - \\ z(s, -2\Delta t) = & z(s, 0) + 4\omega_0^2 Z_r(\Delta t)^2 \cos\theta - 2(\Delta t)^2 \{ \dot{\omega}_x y - \\ & - \dot{\omega}_y x - [\omega_0^2 x (\sin\psi \cos\varphi + \cos\psi \cos\theta \sin\varphi) - \\ & - \omega_0^2 y (\sin\psi \sin\varphi - \cos\psi \cos\theta \cos\varphi) ] \cos\psi \sin\theta - \\ & - \omega_0^2 z [ (\sin\psi \cos\varphi + \cos\psi \cos\theta \sin\varphi)^2 + \\ & + (\sin\psi \sin\varphi - \cos\psi \cos\theta \cos\varphi)^2 ] \} \end{aligned} \quad (3)$$

Таким образом, получив координаты точек гибкого элемента в моменты времени  $t = -\Delta t$  и  $t = -2\Delta t$ , по соотношениям (3) найдем их скорости и ускорения в начальный момент времени.

Проекции скорости потока, набегающего на элементарный отрезок, обозначим  $V_x, V_y, V_z$ . Задаваемые проекции скорости набегающего потока на орты касательной, нормали и бинормали представим в виде:

$$\begin{aligned} V_\tau &= (V_y \cos\varphi_{uw} + V_z \sin\varphi_{uw}) \sin\varphi_{\tau x} + \dot{x}_k \cos\varphi_{\tau x}; \\ V_n &= (V_y \cos\varphi_{uw} + V_z \sin\varphi_{uw}) \sin\varphi_{\tau x} + \dot{x}_k \sin\varphi_{\tau x}; \\ V_b &= -V_y \sin\varphi_{uw} + V_z \cos\varphi_{uw}. \end{aligned}$$

Здесь углы  $\varphi_{uw}$  и  $\varphi_{\tau x}$  определяются из соотношений:

$$\varphi_{uw} = \arctg\left(\frac{\partial w / \partial x}{\partial u / \partial x}\right), \quad \varphi_{\tau x} = \arctg\sqrt{(\partial u / \partial x)^2 + (\partial w / \partial x)^2}.$$

Численная реализация описанного метода осуществляется с помощью программы, написанной на синтезе алгоритмических языков ФОРТРАН-90 и СИ<sup>++</sup>. На каждом шаге по времени производится численная линеаризация системы уравнений, после чего решается линеаризованная краевая задача методом начальных параметров с

ортогонализацией по Годунову [4]. Возникающая при этом последовательность задач Коши решается методом Рунге-Кутты четвертого порядка. Расчетный участок по длине  $0 \leq s \leq S$  разбивается на конечное число точек дискретизации, а также на конечное число узлов ортогонализации, в которых матрица фундаментальных решений приводится к ортонормированному виду. Количество точек дискретизации и узлов ортогонализации обычно совпадают и в конкретных ситуациях имеют разные значения. Шаги дискретизации по времени и по пространству определяются по критерию сходимости вычислений. Сходимость вычислений контролируется по величине невязок, которые, как правило, не превышают 0,2-0,5% правой части исходной системы разрешающих уравнений на каждом шаге по времени. Для выбора оптимального шага методом программирования устанавливается автоматический выбор шага, величина которого ориентируется на невязку.

Покажем реализацию данного подхода на примере решения задачи колебания присоединенного к судну-носителю (СН) гибкого протяженного присоединенного объекта (ПО). Будем считать, что масса СН и масса ПО несоизмеримы, то есть  $m_{СН} \gg m_{ПО}$ , поэтому один из концов ГПЗ можно считать жестко заземленным, а другой – свободным. Для такого случая принимались следующие граничные условия:

$$\text{при } s = 0, F_u = 0, F_v = 0, F_w = 0, p = p_0, q = q_0, r = r_0;$$

$$\text{при } s = S, \tau_x = \tau_x(0), \tau_y = \tau_y(0), n_z = n_z(0), F_u = 0, F_v = 0, F_w = 0.$$

В общем случае на ПО действует целый комплекс различных нагрузок. Такой нагрузкой может быть и набегающий поток жидкости, действующий под изменяющимся углом к осевой линии ПО. Величина такой нагрузки задается известными соотношениями из гидромеханики. Изменение же угла атаки отслеживается перераспределением значения параметра нагружения  $\lambda$  между трехгранниками  $x, y, z$ ;  $u, v, w$ ;  $n, b, \tau$  [2]:

$$F_u = (P_x n_x + P_y n_y + P_z n_z) q / \sqrt{p^2 + q^2} + (P_x b_x + P_y b_y + P_z b_z) p / \sqrt{p^2 + q^2},$$

$$F_v = (P_x n_x + P_y n_y + P_z n_z) p / \sqrt{p^2 + q^2} + (P_x b_x + P_y b_y + P_z b_z) q / \sqrt{p^2 + q^2},$$

$$F_w = P_x \tau_x + P_y \tau_y + P_z \tau_z.$$

Практическая реализация описанного метода решения была осуществлена на примере колебаний жестко заземленного гибкого элемента, нагруженного дискретно периодической нагрузкой  $\lambda$  на каждом шаге интегрирования. При этом принимались следующие физико-геометрические параметры: длина элемента  $S=1$  м, жесткости  $EI_x = 1,42 \cdot 10^9$  Н·м,  $EI_y = 1,42 \cdot 10^9$  Н·м,  $GI_p = 1,11 \cdot 10^9$  Н·м.

По результатам численного расчета были получены формы колебаний (рис.1), а также усилия и моменты, возникающие при этом по длине ПО (рис. 2) в ненагруженном (кривые 3) и нагруженном состоянии (кривые 1, 2). На рис. 3 показаны изгибающие моменты в трех состояниях нагружения. Значения усилий и моментов на рисунках указаны в безразмерных величинах.

Следует подчеркнуть, что при решении задачи на любом шаге интегрирования в любом сечении или в агрегатном состоянии возможен визуальный контроль на дисплее необходимых характеристик напряженно-деформированного состояния. Достоверность метода проверена на решении ряда тестовых задач, а также экспериментально [5].

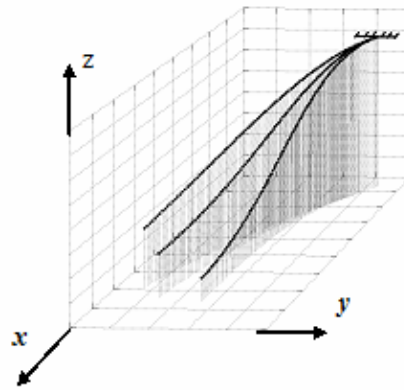


Рисунок 1 – Формы колебаний ПО в проекциях на секущие плоскости

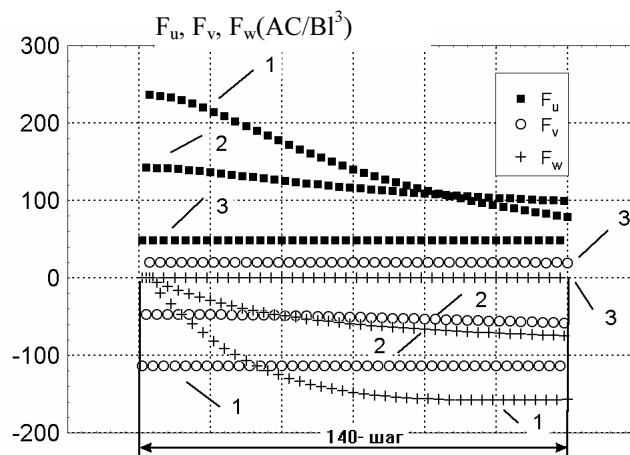


Рисунок 2 – Усилия, возникающие по длине ПО в ненагруженном (кривые 3) и нагруженном состоянии (кривые 1, 2)

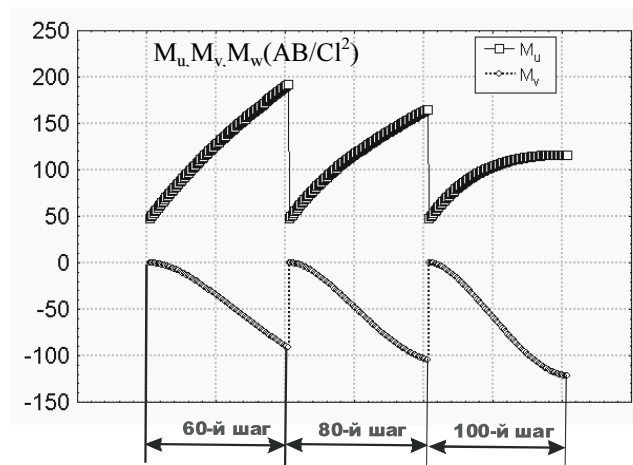


Рисунок 3 – Моменты, возникающие по длине ПО

**Выводы.** Результаты решения ряда задач упругого деформирования, устойчивости и колебаний гибких присоединенных элементов со сложной пространственной геометрией позволяют сделать вывод, что с помощью разработанного метода можно исследовать изменение форм их упругого равновесия с учетом глубоких нелинейностей, анализировать устойчивость и закритическое поведение, исследовать динамические процессы.

## Список литературы

1. Гаврюшин С.С. Нелинейные гибкие элементы в вакуумной технике и технологии. / С.С.Гаврюшин, О.О. Барышникова // Тр. МГТУ им. Н.Э.Баумана. – Москва, 1995. – №568. – С.51-62.
2. Кравцов В.И. Механика гибких глубоководных систем / В.И. Кравцов. – К.: Наук. думка, 1997. – 256 с.
3. Кравцов В.І. Механіка гнучких морських конструкцій / В.І. Кравцов. – К.: Наукова думка, 1999. – 132 с.
4. Бардачев Ю.Н. Определение динамических характеристик привода управляемых неавтономных подводных объектов / Ю.Н. Бардачев, В.И. Кравцов // Автоматика. Автоматизация. Электротехнические комплексные системы. – 1998. – № 1. – С. 97-105.
5. Гайдайчук В.В. Экспериментально-теоретическое исследование пространственного деформирования гибкого упругого кольца // В.В. Гайдайчук, Э.Ю. Бурменко, В.И. Кравцов, В.Н. Самилев, И.С. Пилишенко. Ред. журн. Прикладная механика. – Киев, 1988. – 19 с. – Библиогр.: С.15-17. – Деп. в УкрНИИТИ 08.09.88, № 2268.

*А. Лисих*

### **Динаміка гнучких, приєднаних до судна-носія елементів**

Розглянуто метод числового розв'язання задачі коливання приєданого гнучкого просторово викривленого маніпулятора підводного робота, побудований на сумісному застосуванні методу продовження розв'язання по параметру і методу Ньютона-Канторовича. Описані способи додавання динамічних навантажень і постановки граничних умов. Наведені результати розв'язання задачі.

*А. Лысыkh*

### **Dynamics of flexible, added to the ship-transmitter elements**

The method of numeral decision of problem of fluctuation of the added flexible spatially distorted manipulator of submarine robot, based on joint application of method of continuation of decision on a parameter and the Nyutona-Kantorovich method, is led. The methods of appendix of the dynamic loading and statement of the border conditions are described. The results of decision of problem are resulted.

Одержано 02.06.2011

## Зміст

<i>Л.Н. Тищенко, В.П. Ольшанский, С.В. Ольшанский</i> Об окружном движении слоёв зерновой смеси в цилиндрическом виброрешете.....	3
<i>Б.А. Ляшенко, Э.К. Посвятенко, С.А. Довжук, Ф.Й. Златопольский</i> Основные направления развития поверхностного упрочнения зубчатых колес .....	8
<i>М.И.Черновол, И.В.Шепеленко, Варума Арифа</i> Комбинированный метод обработки поверхностей трения.....	13
<i>М. І. Черновол, Т.В. Лопата</i> Умови експлуатації і основні причини виходу з ладу ріжучих елементів робочих органів сільськогосподарських машин .....	17
<i>Е.К. Солових, А.Е.Солових, А.В. Ворона</i> Вибір матеріалу для зміцнення робочих органів деталей сільськогосподарської техніки.....	23
<i>М.І. Денисенко, В.І. Рубльов</i> Підвищення довговічності робочих органів ґрунтообробних машин з використанням точкового зміцнення.....	28
<i>Н.В.Ковальчук, Л.Г.Мецишена</i> Розрахунок втрат тиску в об'ємних гідроприводах сільськогосподарських машин.....	36
<i>Ю.В. Кулешков, Т.В. Руденко, М.В. Красота, Ю.О. Тітов</i> Аналіз причин виникнення шуму в гідроприводах.....	40
<i>І.Ф. Василенко, І.В. Шепеленко, М.В. Красота</i> Деформування порошкового дроту при контактному наварюванні.....	46
<i>Р.Д. Кузьмінський</i> Розрахунок організаційно-технологічної сумісності процесів ремонту різних об'єктів з урахуванням прогнозу динаміки зміни часткових програм .....	50
<i>Т. Г. Сабірзянов</i> Метод точного розрахунку константи рівноваги складної хімічної реакції.....	54
<i>М.В.Красота, І.В. Шепеленко, І.Ф. Василенко, В.В. Русских</i> Дослідження методів обробки порошкових покриттів.....	59
<i>Г.Б. Філімоніхін, І.І. Філімоніхіна</i> Методика виділення і дослідження умовної асимптотичної стійкості усталених рухів ізольованих обертових систем.....	66
<i>А.М. Артюхов, О.В. Оришака, В.О. Оришака, Ю.А. Малащенко</i> Дослідження фізико-механічних властивостей дрібнозернистих сипких матеріалів.....	72

<i>М.І. Черновол, О.Й. Мажейка, С.І. Маркович</i> Підвищення зносостійкості деталей в умовах дії фретинг-корозії нанесенням електродугових покриттів порошковими дротами .....	76
<i>В.Я. Чабанний, , І.М. Осипов</i> Тенденції розвитку виробничо-технічної бази автомобільного транспорту.....	82
<i>Л.А. Лопата</i> Зависимость модуля упругости порошковых покрытий от их пористости при электроконтактном припекании .....	91
<i>Ю.В. Кулешков, Т.В. Руденко, М.В. Красота, О.О. Матвієнко, Ю.А. Титов</i> Методика стендових випробовувань шестеренного насоса.....	97
<i>В.Г. Писаренко, Р.В. Сорокатый</i> Анализ напряженно-деформированного состояния подшипников скольжения при перекосе осей вала и втулки.....	110
<i>Г.Б. Філімоніхін, В.В. Гончаров</i> Стійкість основних рухів системи, складеної з ротора з нерухомою точкою, корпуса і двохрядного автобалансира.....	116
<i>І.І. Павленко, Д.В. Вахніченко, М.О. Годунко</i> Дослідження впливу конструктивних параметрів на зміну кутів в опорах у ВПК.....	125
<i>О.В. Лисенко</i> Динамічна модель технологічної оброблювальної системи точіння з урахуванням компенсуючого пристрою.....	131
<i>М.М. Підгасцький, К.К.Щербина</i> Особенности регулирования радиального размера відділкових різальних інструментів з допомогою оболонкової форми під дією гідростатичного тиску.....	136
<i>Е.К.Солових</i> О концептуальном подходе к повышению несущей способности упрочняющих защитных покрытий.....	140
<i>Т.Г. Сабірзянов, М.В. Кубкін, В.П. Солдатенко</i> Методика вибору структури і складу систем електропостачання з відновлювальними джерелами.....	146
<i>Л.Г. Віхрова, В.В. Аулін, В.А. Бісюк</i> Математичні моделі процесу індукційного нагрівання поверхонь деталей для автоматичної системи управління наплавленням композиційних покриттів.....	152
<i>В.В. Горін, В.П. Квасніков</i> Вплив режимних параметрів на процес конденсації всередині горизонтальної труби .....	157

<i>П. Г. Плешков, В. В. Зінзура, М. В. Кубкін</i> Теоретичні засади оптимального керування пристроєм РПН силового трансформатора за векторним критерієм.....	164
<i>Л.Г.Віхрова, В.М. Каліч, Т.О.Прокопенко</i> Математичне і комп'ютерне моделювання розподілу температур в теплиці для створення системи управління .....	174
<i>В.А. Зозуля, С.І. Осадчий</i> Аналіз методів орієнтації та позиціонування багатокоординатних рухомих об'єктів з механізмом паралельної структури.....	180
<i>А.П. Свірідов, Т.В. Величко</i> Дослідження післяаварійних режимів зв'язаного варіанту компенсуючої лінії електропередачі 750 кВ Донбас-Західна Україна.....	187
<i>М.М. Підгасцький, О.І. Скібінський, О.О. Котляр</i> Удосконалення рівнянь кінематичного ланцюга планетарного стола.....	192
<i>В.С. Михайленко, Р.Ю. Харченко</i> Сравнительный анализ робастной и нечеткой САР действующих в условиях неопределенности.....	198
<i>О. П. Голик, Р. В. Жесан, В. М. Штепа</i> Обґрунтування вибору апарату нечіткої логіки з нейромережною адаптацією для керування системою автономного енергопостачання на основі вітро-сонячних установок.....	206
<i>І. Л. Якуніна, Т. Ф. Шмельова, О. П. Бондар</i> Мережевий аналіз особливого випадку в польоті.....	214
<i>В.А. Павлюк-Мороз, В.В.Русских, О.В.Крилов, Р.А. Осін</i> Визначення протизадирних властивостей поверхонь деталі після стендового прискореного припрацювання двигунів.....	219
<i>В.І. Носуленко, О.В. Шелепко</i> Розмірна обробка електричною дугою непрофільованим електродом-інструментом як альтернатива традиційним технологіям .....	222
<i>А.Ю. Лысых</i> Динамика гибких, присоединенных к судну-носителю элементов .....	228

**ЗБІРНИК НАУКОВИХ ПРАЦЬ  
КІРОВОГРАДСЬКОГО НАЦІОНАЛЬНОГО  
ТЕХНІЧНОГО УНІВЕРСИТЕТУ**

**ТЕХНІКА В СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКОМУ ВИРОБНИЦТВІ,  
ГАЛУЗЕВЕ МАШИНОБУДУВАННЯ,  
АВТОМАТИЗАЦІЯ**

Випуск 24

Частина II

Відповідальний за випуск І.В. Шепеленко

Комп'ютерна верстка І.М. Каліч

Тиражування О. Г. Каліч

*Приватне підприємство «Ексклюзив-Систем»  
Свідоцтво про реєстрацію № 05720-ПП-1 від 10.12.1996.  
25006, м. Кіровоград, вул. Шевченка, 25  
тел./факс 24-35-53*

Здано в набір 20.06 .2011 Підписано до друку 29.06. 2011. Формат 60x84 1/8.  
Папір офсетний. Гарнітура Times New Roman Умов. друк. арк.29.75  
Обл. вид. арк. 37,7. Наклад 300 прим. Замовлення №00035.