

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ



ПРАЦІ
Таврійського державного
агротехнологічного університету

Випуск 15 Том 3

Наукове фахове видання

Технічні науки

Мелітополь – 2015

УДК 631.3**Т.3**

Праці Таврійського державного агротехнологічного університету. - Мелітополь: ТДАТУ, 2014. – Вип. 15., Т. 3. – 344 с.

Друкується за рішенням Вченої Ради ТДАТУ,
Протокол № 8 від 28.04.2015 р.

У збірнику наукових праць опубліковано матеріали за результатами досліджень у галузі механізації сільського господарства.

Видання призначене для наукових працівників, викладачів, аспірантів, інженерно-технічного персоналу і студентів, які спеціалізуються у відповідних або суміжних галузях науки та напрямках виробництва.

Редакційна колегія праць ТДАТУ:

Кюрчев В.М. - к.т.н., проф., ректор ТДАТУ (головний редактор); Надикто В.Т. - чл.-кор. НААН України, д.т.н., проф. (заступник головного редактора); Діордієв В.Т. - д.т.н., проф. (відповідальний секретар); Гнатушенко В.В. - д.т.н., проф.; Дідур В.А. - д.т.н., проф.; Єремєєв В.С. - д.т.н., проф.; Кушнар'єв А.С. - чл.-кор. НААН України, д.т.н., проф.; Куценко Ю.М. – д.т.н., доц.; Леженкін О. М. - д.т.н. доц.; Малкіна В.М. – д.т.н., проф.; Овчаров В.В. - д.т.н., проф.; Панченко А.І. - д.т.н., проф.; Скляр О.Г. - к.т.н., доц.; Тарасенко В.В. - д.т.н., проф.; Шацький В.В. - д.т.н., с.н.с.; Федюшко Ю.М. – д.т.н., проф.; Фурман І.О.- д.т.н., проф.; Ялпачик Ф.Ю. - к.т.н., проф.

Відповідальний за випуск - д.т.н., проф. Панченко А.І.

Адреса редакції: ТДАТУ

просп. Б. Хмельницького 18,
м. Мелітополь Запорізька обл.
72312 Україна

ISSN 2078-0877

**© Таврійський державний
агротехнологічний університет, 2015**

**МАШИНИ І ЗАСОБИ МЕХАНІЗАЦІЇ
СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКОГО ВИРОБНИЦТВА**

УДК:621.644:621.833.15

**ТРЕХМЕРНОЕ ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ РАБОЧЕГО
ПРОЦЕССА ОПТИМАЛЬНОГО ШЕСТЕРЕННОГО НАСОСА**

Лурье З.Я., д.т.н.,

Национальный технический университет

«Харьковский политехнический институт»

Панченко А.И., д.т.н.,

Таврический государственный агротехнологический университет

Соловьев В.М., к.т.н.,

*Государственное предприятие «Харьковское конструкторское бюро
по машиностроению им. А.А. Морозова»*

Гасюк А.И., к.т.н.

Национальный технический университет

«Харьковский политехнический институт»

Тел. (057) 707-66-46

Аннотация – в статье обсуждается вопрос формирования научного направления в области проектирования шестеренных насосов внешнего зацепления, основанного на сочетании многокритериальной оптимизации параметров зубчатой передачи качающего узла и трехмерного численного моделирования гидродинамических процессов. Предложена математическая модель с использованием в исходных данных бокового зазора и коэффициента высоты ножки зуба, на основе которой выполняется многокритериальная оптимизация. Применительно к насосу с рабочим объемом 32 см³ и максимальным давлением 16 МПа, приведены результаты оптимизации геометрических параметров зубчатого зацепления, результаты численного моделирования движения рабочей жидкости, зафиксированы и проанализированы пульсации скорости на выходе из насоса.

Ключевые слова – шестеренный насос внешнего зацепления; многокритериальная оптимизация; критерии оптимизации; параметрические, функциональные и критериальные ограничения; численное моделирование, пульсация мгновенной подачи.

Постановка проблеми. Нерегулируемые шестеренные насосы внешнего эвольвентного зацепления (НШ), несмотря на развитие и снижение потерь регулируемых объемных насосов различного принципа действия и конструктивных схем, остаются широко используемыми источниками энергии в гидравлических системах. В перспективе у НШ имеется большая область применения, где требуются низкие давления (как системы смазки), так и давления 16 – 25 МПа для гидроприводов различных технологических машин. НШ объединяют производственную простоту и низкие затраты на изготовление, высокий КПД и невысокие требования к тонкости фильтрации рабочей жидкости (РЖ) как в схемах замкнутого так и разомкнутого контуров циркуляции. С другой стороны пространственная конфигурация камер всасывания и нагнетания, включающая в себя неподвижный корпус и вращающиеся в противоположные стороны шестерни, создают переменную во времени геометрию проточной части, что накладывает определенные трудности при построении математической модели для определения оптимальных параметров качающего узла, включающей зубчатую передачу (ЗП) и насос в целом. Кроме того рабочий процесс включает много сложных явлений, исследования которых может быть выполнено на основе законов механики твердого тела и механики жидкости и газа. Поэтому эти насосы более 50 лет представляют научный интерес для многих исследователей различных стран [1], который сохранился и в настоящее время.

Невзирая на долгую историю развития НШ, проблемам многокритериальной оптимизации параметров и исследования внутренней гидродинамики не уделено должного внимания. В данном формирующемся научном направлении имеется сравнительно небольшое число публикаций, хотя в настоящий момент теория оптимальных систем располагает обширной методологией, а вычислительная техника – широким спектром высокоинтеллектуальных программных средств. Настоящая статья является продолжением работы авторов [2] в этом актуальном научном направлении.

Анализ последних исследований. Начнем с публикаций по оптимизации. Работа [3] посвящена рассмотрению вопросов, направленных на улучшение показателей качества НШ: рабочего объема, коэффициента перекрытия, радиальных зазоров во впадинах шестерен, удельных скольжений и др., значения которых зависят от параметров ЗП. Поиск оптимальных параметров предлагается выполнять на основе решения задачи многокритериальной оптимизации методом исследования пространства параметров [4, 5]. Однако статья содержит лишь постановку задачи многокритериальной оптимизации, в математическую модель которой теперь следует ввести ряд результатов последующих исследований, изложенных в работах [6, 7].

В работе [8] приведены результаты оптимизации насоса внутреннего эвольвентного зацепления (НШВ), где в качестве варьируемых переменных использованы параметры ЗП и принят единственный критерий – уровень шума работающего насоса. Были заданы параметрические и функциональные ограничения, рассмотрены вопросы связи пульсации подачи и пульсации давления с величиной шума при работе насоса.

В статье [9], на основе использования метода исследования пространства параметров, рассмотрена задача многокритериальной оптимизации НШВ, с заданием 21 варьируемой переменной, 15 функциональных ограничений и 9 критериев оптимальности.

Новым инструментом, позволяющим проводить моделирование гидродинамических течений в НШ, НШВ и других гидравлических (и не только) машинах, являются программные средства, основанные на решении осредненных по Рейнольдсу уравнений Навье - Стокса: средства вычислительной гидродинамики (далее CFD). Ввиду сложности и трудоемкости процесса получения отдельного численного решения, оптимизация с использованием CFD программ даже путем существенного сокращения варьируемых параметров, параметрических и функциональных ограничений, на сегодняшний день является достаточно трудной задачей.

В статье [10], на основе использования CFD программы OpenFoam получены данные, показывающие влияние изменения величины радиуса скругления (45 и 100 мкм) на торцевой поверхности зуба НШ на величину утечек и потери мощности. Было установлено, что благодаря введению скругления наблюдается снижение утечек как на низких / высоких частотах вращения, так и при низких / высоких величинах давления, а потери мощности имеют тенденцию к снижению с уменьшением радиуса скругления.

В статье [11] рассмотрены результаты численного моделирования (с использованием подвижной расчетной сетки) работы насоса для пищевой промышленности. В частности были получены зоны высоких скоростей и кавитационные области, необходимость уменьшения (локализации) которых возможна, в том числе конструктивными способами.

В статье [12] рассмотрена постановка и решение двухмерной CFD задачи в программе Fluent (с использованием подвижной расчетной сетки) по моделированию течения в НШ с целью изучения влияния величины зазора между шестернями на выходные характеристики насоса. В качестве объекта исследования использовался НШ марки PGP компании Parker Hannifin Corp. При моделировании были приняты следующие допущения: РЖ является ньютоновской и несжимаемой; РЖ изначально неподвижна; поток рассматривается двумерным; РЖ

изотермичная, параметры постоянны. С учетом принятых допущений математическая модель НШ в декартовых координатах представлена: уравнением неразрывности

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot \rho \mathbf{V} = 0; \quad (1)$$

двумя скалярными уравнениями Навье-Стокса

$$\rho \left(\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} \right) = - \frac{\partial p}{\partial x} + \mu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right), \quad (2.a)$$

$$\rho \left(\frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} \right) = - \frac{\partial p}{\partial y} + \mu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right), \quad (2.b)$$

начальным условием – при $t \leq 0$, $\mathbf{V} = 0$;

граничными условиями: на граничной стенке $\mathbf{V} = 0$; на поверхностях шестерен $\mathbf{V} = \mathbf{V}_s$; на впускном отверстии $P = P_i$; на выпускном отверстии $P = P_o$.

Стандартная модель $k - \varepsilon$ является полуэмпирической моделью, основанной на уравнении переноса кинетической энергии турбулентности (k) со скоростью рассеяния (ε). Уравнения переноса основаны на допущениях, что поток является полностью турбулентным, а влияние молекулярной вязкости не учитывается.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \nabla(\rho k \mathbf{V}) = \nabla \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \nabla k \right] + G_k + G_b - \rho \varepsilon - Y_M + S_k, \quad (3.a)$$

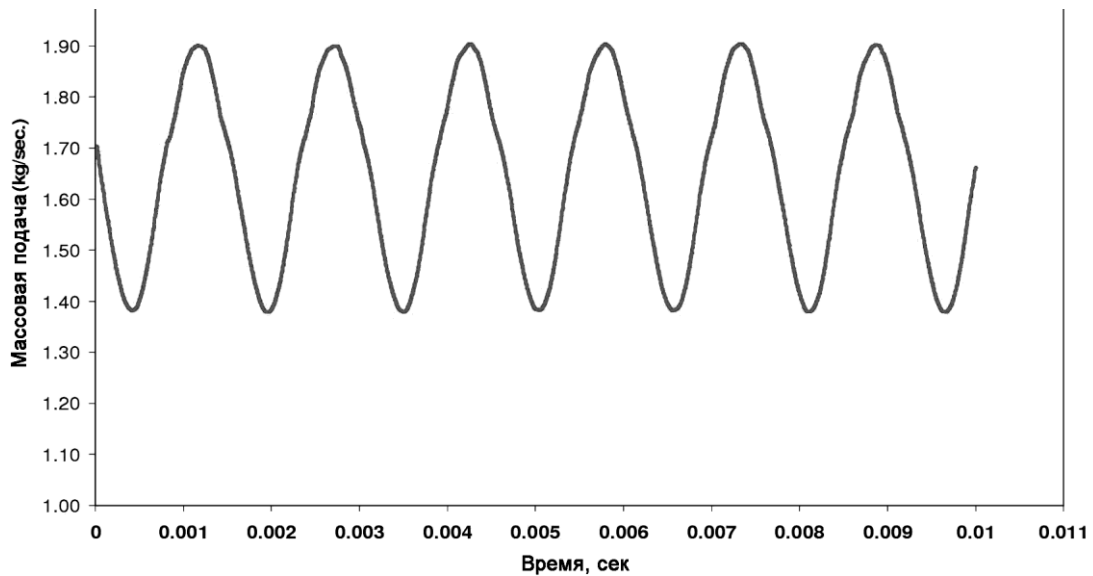
$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \nabla(\rho \varepsilon \mathbf{V}) = \nabla \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \nabla \varepsilon \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (G_k + C_{3\varepsilon} G_b) - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} + S_\varepsilon, \quad (3.b)$$

где турбулентная вязкость $\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon}$.

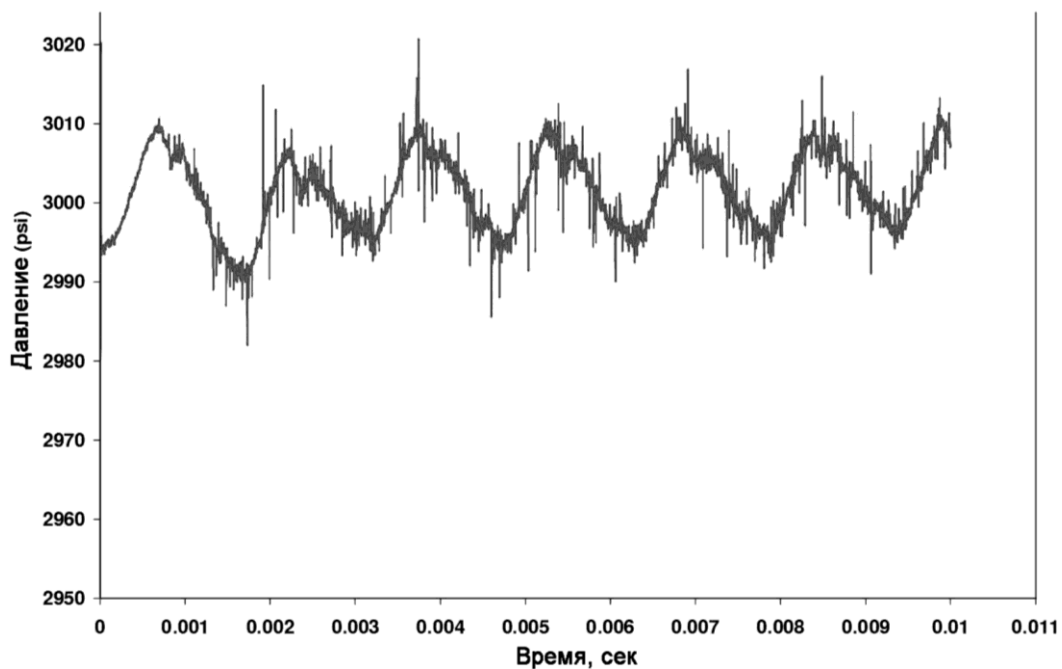
Значения параметров $k - \varepsilon$ модели равны:

$$C_\mu = 0,09, \quad \sigma_k = 0,3, \quad \sigma_\varepsilon = 1,3, \quad C_{1\varepsilon} = 1,44, \quad C_{2\varepsilon} = 1,92.$$

Для выбранных значений величины зазора между шестернями (15,22 и 30 мкм) при частотах вращения 2000, 2500, 3000 и 3500 мин⁻¹ были получены кривые пульсации мгновенной подачи в кг/с (следовательно скорости) и давления в psi (рис. 1).



(а)



(б)

Рис.1. Результат численного исследования течения в НШ с величиной зазора между шестернями 30 мкм при частоте вращения 3000 мин^{-1} , давлении 3000 psi: (а) – пульсация массового расхода; (б) – пульсация давления в точке области нагнетания.

В таблице 1 показаны максимальные, минимальные и средние значения массовой подачи при частотах вращения от 3500 до 2000 мин^{-1} и давлениях на выходе от 24,13 до 17,237 МПа.

Таблица 1 – Величина массовой подачи в зависимости от частоты вращения и давления на выходе НШ

№	n, мин ⁻¹	P _{выхода} , МПа	Массовая подача, кг/с		
			max	min	средн.
1	3500	24,13	2,22	1,63	1,92
2	3500	20,684	2,24	1,68	1,96
3	3500	17,237	2,25	1,74	2
4	3000	24,13	1,88	1,34	1,61
5	3000	20,684	1,9	1,38	1,64
6	3000	17,237	1,92	1,44	1,68
7	2500	24,13	1,55	1,04	1,3
8	2500	20,684	1,57	1,09	1,33
9	2500	17,237	1,58	1,14	1,36
10	2000	24,13	1,21	0,75	0,98
11	2000	20,684	1,24	0,8	1,02
12	2000	17,237	1,25	0,85	1,05

Данные в табл. 1 подтверждают наличие пульсаций подачи на разных частотах вращения и давлениях.

Анализ полученных данных показал, что коэффициент неравномерности (пульсации) давления составляет порядка 0,67%, что значительно меньше коэффициента неравномерности массовой подачи, значение которого ~27,4%. Течение РЖ – турбулентное, что принималось авторами при постановке и решении данной гидродинамической задачи; временной шаг 10^{-6} с; число итераций, при которых получены кривые рис. 1 равно 10^4 .

В работе [1] рассмотрены результаты математического и экспериментального исследования НШ компании Casappa (Италия). Численная модель НШ построена следующим образом. Насос подразделен на многие объемы, в которых свойства жидкости считаются постоянными, и зависят только от времени. Рассматривается изменение объема (CV) пространства между зубьями обоих зубчатых колес. Это позволяет определять при вращении вала насоса как межзубное пространство V_{1i} ведущей шестерни входит в зацепление с соответствующим объемом V_{2i} ведомой шестерни. Модель учитывает связи между каждым межзубным объемом с его средой и изменения объема в зоне зацепления. Уравнение (4)

$$\frac{dp_{CV}}{dt} = \frac{1}{V_{CV}} \frac{dp}{d\rho} \left[\sum \dot{m}_{in,CV} - \sum \dot{m}_{out,CV} - \rho_{CV} \frac{dV_{CV}}{d\vartheta} \omega \right] \quad (4)$$

позволяет определить изменение давления в функции времени внутри общего CV в зависимости от свойств жидкости, геометрического изменения объема и теоретической передачи массы в соседние объемы.

Области потока, соединяющие каждое пространство между зубьями с его окружением и фактическое значение объемов, рассчитываются в зависимости от угла ϑ положения вала. Во время вращения вала зубья входят в зацепление и фактическое значение каждого CV изменяется. Кроме того, при вращении шестерни, он может быть соединен с несколькими другими камерами с помощью переменных отверстий. Расход между соседними объемами рассчитывается с учетом несжимаемого стационарного ламинарного потока для отверстия; утечки потока аппроксимируются с помощью модифицированного уравнения Пуазейля для полностью установившегося условия ламинарного течения с учетом относительного движения граничных поверхностей.

Коэффициент неравномерности давления на выходе НШ составляет $\sim 2,47\%$, а неравномерность подачи – $30,7\%$ (рис. 2 и 3), что сопоставимо с результатами неравномерности давления ($0,67\%$) и подачи $27,4\%$ ранее рассмотренной работы [12]. Здесь следует еще раз отметить, что пульсация давления существенно меньше пульсации подачи, когда моделируется собственно НШ при замере давления внутри камеры нагнетания, а подача в выходном отверстии. При этом вся нагнетательная магистраль гидросистемы заменена граничным условием давления на выходе НШ.

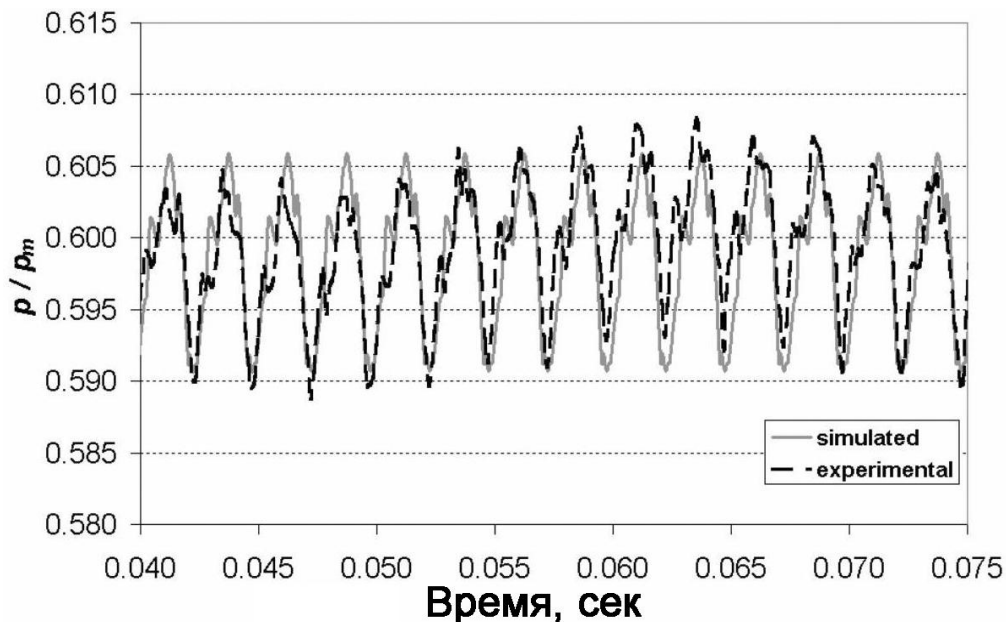


Рис. 2. Сравнение численных и экспериментальных данных по изменению величины коэффициента давления нагнетания в функции времени при частоте вращения $n = 2000 \text{ мин}^{-1}$

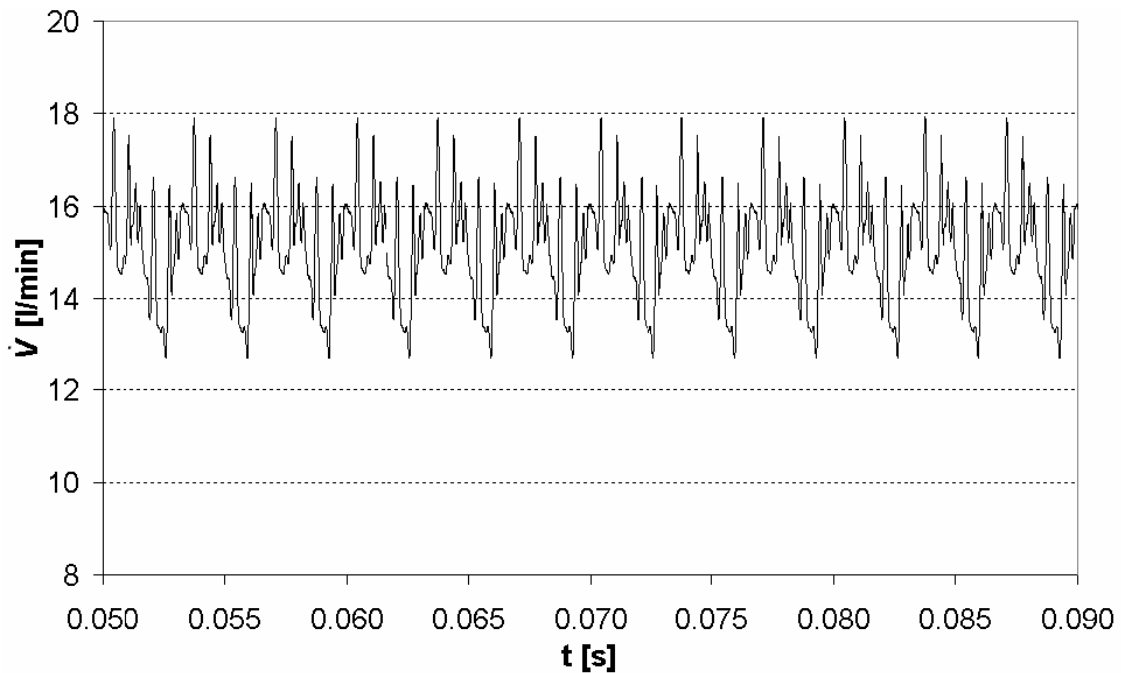


Рис. 3. Кривая мгновенной подачи (в л/мин) при численном моделировании НШ компании Casappa при частоте вращения $n = 1500 \text{ мин}^{-1}$ и давлении $p = 200 \text{ бар}$

Продолжая анализировать результаты работы [12] можно отметить, что наибольшее значение скорости течения жидкости было зафиксировано в зазоре между зубьями и составило порядка 388 м/с. Результаты численного исследования модели с зазором 15 мкм, характер изменения величины массовой подачи в функции времени аналогичен модели с зазором 30 мкм. Но при частоте вращения $n = 3000 \text{ мин}^{-1}$ и давлении на выходе $P = 20,7 \text{ МПа}$ коэффициент неравномерности меньше и равен 25,9%. Авторы утверждают, что величина зазора между шестернями является существенным фактором, влияющим на значение подачи НШ. Следует заметить, что термин «зазор между шестернями» является аналогом отечественного термина «боковой зазор» [13, 14]. Термины [15], обозначающие основные зазоры зубчатого зацепления на английском и немецком языках, приведены в таблице 2.

Работы [16, 17] посвящены экспериментальным исследованиям специально сконструированного НШ с прозрачным корпусом на стенде (рис. 5), с помощью которого возможно проводить измерения не только характеристик, но и визуализацию потока в рабочей части насоса.

Таблиця 2 – Обозначение основных зазоров зубчатого зацепления на английском и немецком языках

Термин	Обозначение	Язык	
		Английский	Немецкий
Боковой зазор	j	Backlash	Flankenspiel
Нормальный боковой зазор	j_n	Normal backlash	Normalflankenspiel
Радиальный зазор (c^*)	j_r	Clearance, bottom clearance	Radialspiel (Kopfgrundspiel, Radialluft, Zahngrundspiel, Kopfspiel, Radialflankenspiel)
Окружной боковой зазор	j_t	Circumferential backlash	Drehflankenspiel (Verdrehflankenspiel, Verdrehspiel)



Рис. 4. Конструкция экспериментального насоса

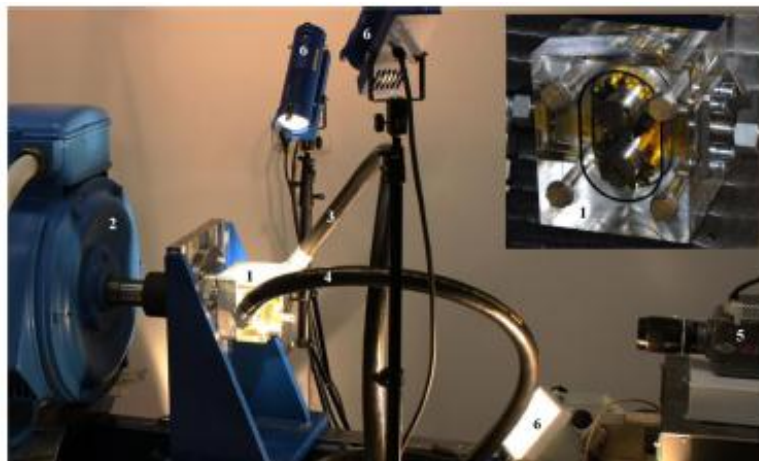


Рис. 5. Фото станда для испытаний экспериментального насоса

Экспериментальные исследования проводились с РЖ марки НЛР-68 с кинематической вязкостью при 40° равной $68 \text{ мм}^2/\text{с}$. Были получены кривые пульсаций давления на линиях всасывания и нагнетания (рис. 6), а видеосъемка зафиксировала моменты появления кавитационных пузырьков и их схлопывание.

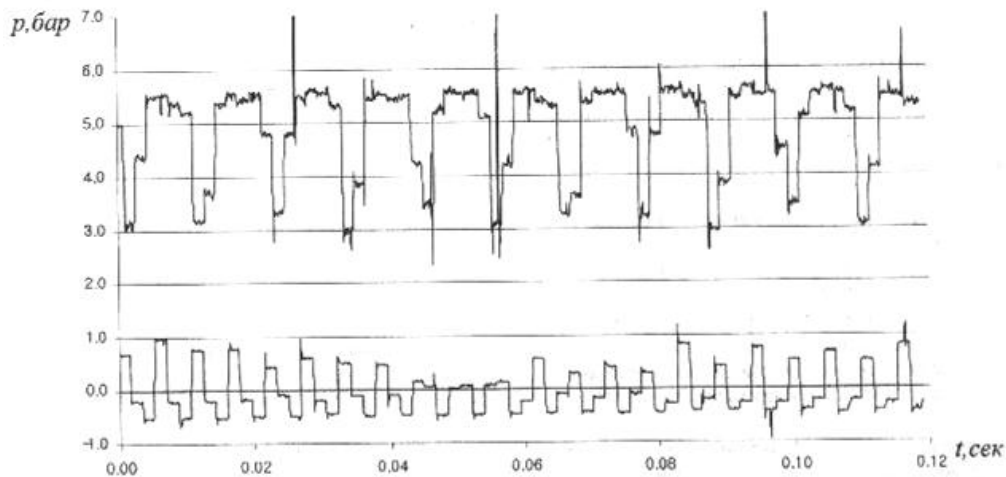


Рис. 6. Пульсации давления на входе и выходе насоса за один оборот, при давлении в линии всасывания $p = 0$ бар, давление в линии нагнетания $p = 5$ бар, частота вращения 500 мин^{-1} , число зубьев шестерен $Z = 11$

Кроме того, в работе [17] анализируется ламинарное движение вязкой несжимаемой жидкости в линии нагнетания шестеренного насоса. Авторы отмечают, что теоретически и экспериментально подтверждается наличие зон кавитации и пульсация давления в потоке за насосом, из-за пульсирующего характера движения рабочей жидкости.

Завершая обзор, можно сделать общий вывод: пульсации потока и давления в НШ существуют; применение оптимизационных методов для определения параметров НШ целесообразно совмещать в комбинации с CFD программами.

Формулирование целей статьи (постановка задания). Результаты анализа показали, что разработка НШ с улучшенным рабочим процессом и выходными характеристиками продолжает оставаться актуальной задачей. Ее решение связано не только с улучшением конструктивных решений, но и с переходом на этапе проектирования к расчету и выбору параметров зубчатого зацепления на основе методов оптимизации математических моделей с последующими исследованиями по изучению влияния геометрических параметров на гидродинамику движущейся жидкости с помощью CFD программ.

Основная часть. Рассматривая на первом этапе НШ как объект многокритериальной оптимизации, в математическую модель следует включить:

- функциональные уравнения и функциональные ограничения;
- варьируемые параметры и их ограничения;
- критерии оптимальности и критериальные ограничения.

Уравнения, определяющие диаметры вершин d_a и впадин d_f зубьев, с учетом DIN (Германия) [18], включены в математическую модель в следующем виде

$$d_a = 2a_\omega - d + 2m(h_a^* - x), \quad (5)$$

$$d_f = d + 2m(x - h_f^*), \quad (6)$$

где d – диаметр делительной окружности.

Значения бокового зазора по дуге начальной окружности и по контактной нормали вычисляются по формулам [14]:

$$j_\omega = (P\omega - 2 \cdot S_a) \cdot \cos \alpha_\omega, \quad (7)$$

$$j = \frac{2 \cdot j_\omega}{d_b}. \quad (8)$$

В качестве метода многокритериальной оптимизации принят метод исследования пространства параметров (ИПП), алгоритм поиска оптимальных решений которого характеризуется этапами, подробно изложенными в работе [2]. Здесь отметим, что поиск на втором этапе идентификационной математической модели НШ, в части построения геометрии, ранее был реализован на основе программы «Компас» российской компании АСКОН, функциональные возможности которой не позволяют проводить задание значений бокового зазора и коэффициента высоты ножки зуба.

В настоящей работе построение зубчатого зацепления было выполнено с использованием одной из наиболее современных программ – KISSsoft.

На третьем этапе выполняется многокритериальная оптимизация НШ.

Для условия равенства числа зубьев $Z_1 = Z_2$ математическая модель НШ включает в себя 13 уравнений геометрических параметров ЗП [2, 13, 14]. Также в математическую модель входят 5 уравнений, которые позволяют вычислять: шаг и длину зацепления, высоту зуба ше-

стерни, толщину зуба шестерни у вершини и коэффициент перекрытия.

Важной составляющей являются формулы кинематических параметров, определяющие скорость перемещения контактной точки по профилю, взаимные скорости относительного скольжения профилей зубьев шестерни и колеса, удельные скольжения шестерен в нижних точках активных профилей зубьев.

В качестве варьируемых параметров выбраны: число зубьев Z , угол исходного контура α , коэффициент высоты головки зуба h_a^* , коэффициент радиального зазора c^* , модуль m , боковой зазор j_ω , коэффициент высоты ножки зуба h_f^* , межосевое расстояние a_ω , коэффициент радиуса переходной кривой ρ и ширина зубчатого венца b (десять параметров). Варьируемые параметры совместно с диапазоном их изменения составляют параметрические ограничения. Функциональные ограничения, выполнение которых обеспечивает работоспособность НШ, изложены в работах [13, 14] и в данной статье не приводятся. В качестве критериев F_i приняты следующие показатели качества: $F1 = \varepsilon_\alpha$ – коэффициент перекрытия, $F2 = V_0$ – рабочий объем, $F3 = S_a$ – толщина зуба на диаметре вершин, $F4 = \mathcal{G}_p$ – удельное скольжение, $F8 = K_{зи}$ – коэффициент запаса по отсутствию интерференции зубьев с переходной кривой.

За пятый критерий на основе теории НШ [13, 19], в которой использованы только законы механики твердого тела, принят коэффициент неравномерности подачи РЖ, уравнение которого приведено в работе [19]:

$$F5 = K_H = \frac{(4 - 6 \cdot \varepsilon_\alpha + 3 \cdot \varepsilon_\alpha^2) \cdot t_0^2}{4 \cdot (d_a - d_\omega) \cdot (d_a + d_\omega)} = \frac{(4 - 6 \cdot \varepsilon_\alpha + 3 \cdot \varepsilon_\alpha^2) \cdot t_0^2}{4 \cdot (d_a^2 - d_\omega^2)}. \quad (9)$$

За шестой критерий принят габаритный размер НШ [6] $F6 = G + a_\omega + d_a$. Седьмой критерий – безразмерный коэффициент, определяющий величину объема, занятого телом венцов шестерен [6], составляющих рабочий объем:

$$F7 = K_{V_0} = \frac{V_0}{b \cdot (0,25 \cdot \pi \cdot d_a^2 + d_a \cdot a_\omega)}. \quad (10)$$

Задача оптимизации в многокритериальной постановке решалась применительно к НШ на номинальное давление 16 МПа, рабочий объем 32 см³, прототипом которого является насос НШ-32УК ПАО «Гид-

росила», г. Кировоград, Україна. На першому етапі оцінювалась лінійна залежність між прийнятими критеріями шляхом визначення коефіцієнтів кореляції, докладно викладена в роботі [2].

При виконанні другого етапу були прийняті наступні константи та інтервали варіюваних параметрів: число зубів шестерен $Z_1 = Z_2 = 8$; міжосеве відстань $a_w = 45$ мм; кут початкового контуру $\alpha = 20^\circ$; модуль $m = 5$ мм; коефіцієнт висоти головки зуба початкового контуру $h_a^* = 1,15 \dots 1,19$; коефіцієнт радіального зазору $c^* = 0,15 \dots 0,45$; коефіцієнт висоти ножки зуба початкового контуру $h_f^* = 1,15 \dots 1,5$; біковий зазор 0,03 мм; коефіцієнт радіуса переходної кривої $\rho = 0,38$; ширина зубчастого венця $b = 22$ мм. В процесі рішення було розглянуто 495 варіантів зубчастого зацеплення, з яких заданим умовам та обмеженням задовольняло 62.

Завершальний етап пов'язаний з аналізом отриманої таблиці експериментів, вибором кращого рішення. На основі діалогу з програмною системою багатокритеріальної оптимізації «ОРТ» [20] була вибрана точка 9 для проведення процедури локальної оптимізації (коли покращення може бути досягнуто шляхом пошуку рішення, при якому варіюється один вибраний параметр при незмінних інших). При локальній оптимізації цього рішення (точка 9) були отримані значення критеріїв та геометричних параметрів оптимального варіанта, наведені в табл. 3 та 4 відповідно.

Таблиця 3 – Значення критеріїв при оптимізації НШ

Критерії							
F1 (ε_a)	F2 (V_0), см ³	F3 (S_a), мм	F4 (ρ_p)	F5 (Кн), %	F6 (G), мм	F7 (К _{v0})	F8 (К _{зн})
1,045	32,09	1,213	-3,31	21,89	100	0,3	4,05

Таблиця 4 – Результат розрахунку параметрів зубчастого зацеплення

Обозначение параметра	Математическая модель	Обозначение параметра	Математическая модель
d_a , мм	55,01	h_a^*	1,17
d_b , мм	37,89	m , мм	5
d_f , мм	33,24	d_w , мм	45

d , мм	40	j_{ω} , мм	0,03
a_{ω} , мм	45	c^*	0,25
α_{ω} , °	33°20′	Z	8
X	0,6688	α , °	20
X_{\min}	0,627	h_f^*	1,345

Полученное в результате проведения многокритериальной оптимизации решение по определению параметров НШ было использовано для последующего построения 3D модели и численного моделирования (рис. 5)

Для построения 3D модели была использована программа KISSsoft, которая является частью программного комплекса KissSys. Программа разработана компанией KISSsoft AG (сайт www.kisssoft.ch), расположенной в коммуне Бубикон кантона Цюрих округа Хинвиль, Швейцария. KISSsoft позволяет учитывать при расчете / построении зубчатого зацепления коэффициенты высоты головки / ножки зуба и нормальный боковой зазор. Отличительными особенностями комплекса являются: оптимизация с изменением исходного контура; оптимизация долговечности, ширины зубчатого колеса, шума, массы, вибрации, скольжения, передаточного числа и др.; возможность расчета / моделирования формы зуба при его производстве с помощью инструмента, импортированного из CAD; учет технологии изготовления шестерен; расчет распределения масляной пленки и общего КПД передачи; расчет пятна контакта и др.

Помимо прямого получения 3D модели, программа KISSsoft позволяет осуществлять вывод геометрии зубчатого зацепления в 2D для последующего построения модели в одной из CAD программ: Solid Works, Pro-Engineer, AutoCAD Inventor, Creo Parametric, Компас и др.

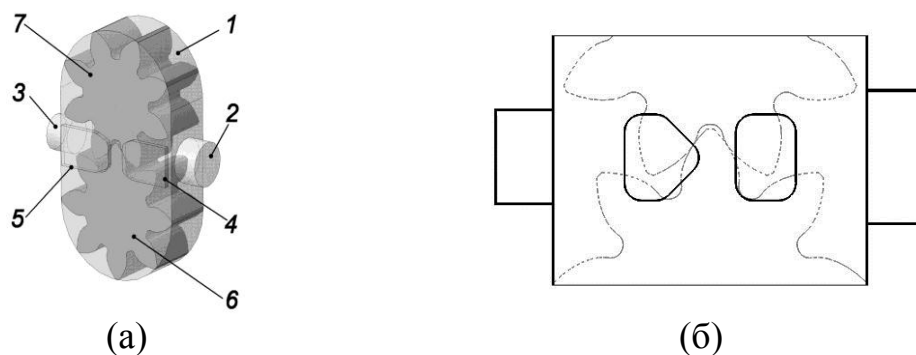


Рис. 5. Проточная часть шестеренного насоса:
а – основные элементы 3D модели шестеренного насоса:

(1 – рабочая полость корпуса шестеренного насоса; 2 – элемент подвода рабочей жидкости в полость всасывания; 3 – элемент отвода рабочей жидкости из полости нагнетания; 4, 5 – разгрузочные канавки; 6, 7 – ведущая и ведомая шестерни соответственно);
б – конфигурация разгрузочных канавок.

Для рассматриваемого НШ диаметр входного отверстия на рис. 5 равен 23 мм, диаметр выходного отверстия 16 мм, радиальные и торцевые зазоры 15 мкм на сторону (30 мкм на диаметр), боковой зазор симметричен и равен 15 мкм на сторону (30 мкм суммарно), глубина разгрузочных канавок 1 мм, относительная конфигурация канавок представлена на рис. 5б. Было предложено два конструктивных исполнения НШ: с разгрузочными канавками и без разгрузочных канавок.

Полученные 3D модели (рис. 5) сохраняются в нейтральном формате *.stl, *.wrl, *.stp или другом, и экспортируется в CFD программу: CFX, Fluent, STAR-CD, NUMECA, OpenFOAM, ANSYS, Flow Vision, FlowER, MTFS и др., которые, применительно к модели вязкой несжимаемой жидкости, основаны на итерационном решении осредненных по Рейнольдсу уравнений Навье–Стокса [21, 22]:

$$\rho \frac{\partial \bar{V}}{\partial t} = \text{div}(\bar{P} - \rho \bar{V}\bar{V} - \rho \bar{V}'V'). \quad (11)$$

Уравнение неразрывности:

$$\text{div} \bar{V} = 0. \quad (12)$$

Для замыкания уравнений Навье–Стокса и неразрывности была выбрана $k - \varepsilon$ модель турбулентности.

Для разбиения расчетной сетки могут использоваться как встроенные модули, так и специализированные программы, к примеру: GAMBIT, ICEM CFD Hexa, CFX-Mesh, TurboGrid, HexPress и др.

В программе вычислительной гидродинамики для двух моделей НШ были заданы следующие начальные и граничные условия:

- математическая модель расчета: модель вязкой несжимаемой жидкости с расчетом уравнений скорости, давления и дополнительно добавленной моделью расчета течения в зазорах. В качестве рабочей жидкости выбран керосин.

Задание граничных условий для поверхностей расчетной модели НШ показано на рис. 6: **СТЕНКА** – стенка с ламинарным пограничным слоем; **СТЕНКА С ЗАЗОРОМ** – стенка с ламинарным пограничным слоем и вычислением течения в зазорах; **ВХОД** – задано численное

значение давления $P_{вх} = 101\,000$ Па; **ВЫХОД** – задано численное значение давления $P_{вых} = 16$ МПа. Для шестерен задана частота вращения 2400 мин^{-1} ($251,33\text{ с}^{-1}$) с соответствующим направлением вращения.

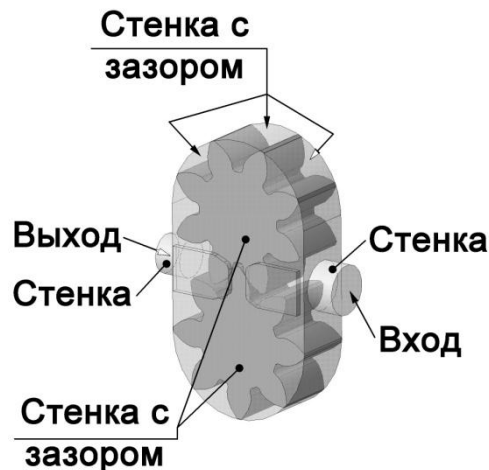


Рис. 6. Задание граничных условий

Первичное разбиение расчетной сетки выполнено на 373 248 ячеек с дополнительным измельчением ячеек в области зубьев шестерен до 8 раз, что обеспечило общее количество расчетных ячеек модели равное 650 000 – 700 000 шт. Явный шаг по времени между расчетными итерациями был задан $\Delta T = 10^{-5}$ сек. Полученные предварительные результаты изменения значений проекции вектора абсолютной скорости V_x , представлены на рис. 7 и отмечают равноскоростной поток во входном отверстии полости всасывания для двух вариантов исполнения НШ.

На рис. 8, выделенные штриховой линией контрольные области, соответствуют контрольным областям распределения давления и скорости.

Для обеспечения лучшей точности фиксирование результатов расчета осуществлялось после предварительного проведения подготовительного расчета (~200 итераций). На рис. 9 и 10 также показаны результаты численного моделирования. Представленные на рис. 7 и 10 результаты, показывают корреляцию между положением зубьев шестерен и изменениями проекции вектора абсолютной скорости V на ось X и на поверхность XU соответственно. Изменение направления вектора скорости V вызвано сложным течением, как в камере всасывания, так и в камере нагнетания, которое связано с вращением шестерен и изменением положения зубьев. На показанных результатах поток жидкости движется справа налево, из камеры всасывания, через впадины вращающихся шестерен, – в камеру нагнетания. При этом

есть обширная зона в камере нагнетания, в которой наблюдается отрицательные значения V_x .

Расчет осуществлялся с целью проведения численного моделирования сложного движения жидкости и определения скорости V_x , в т.ч. на выходе НШ.

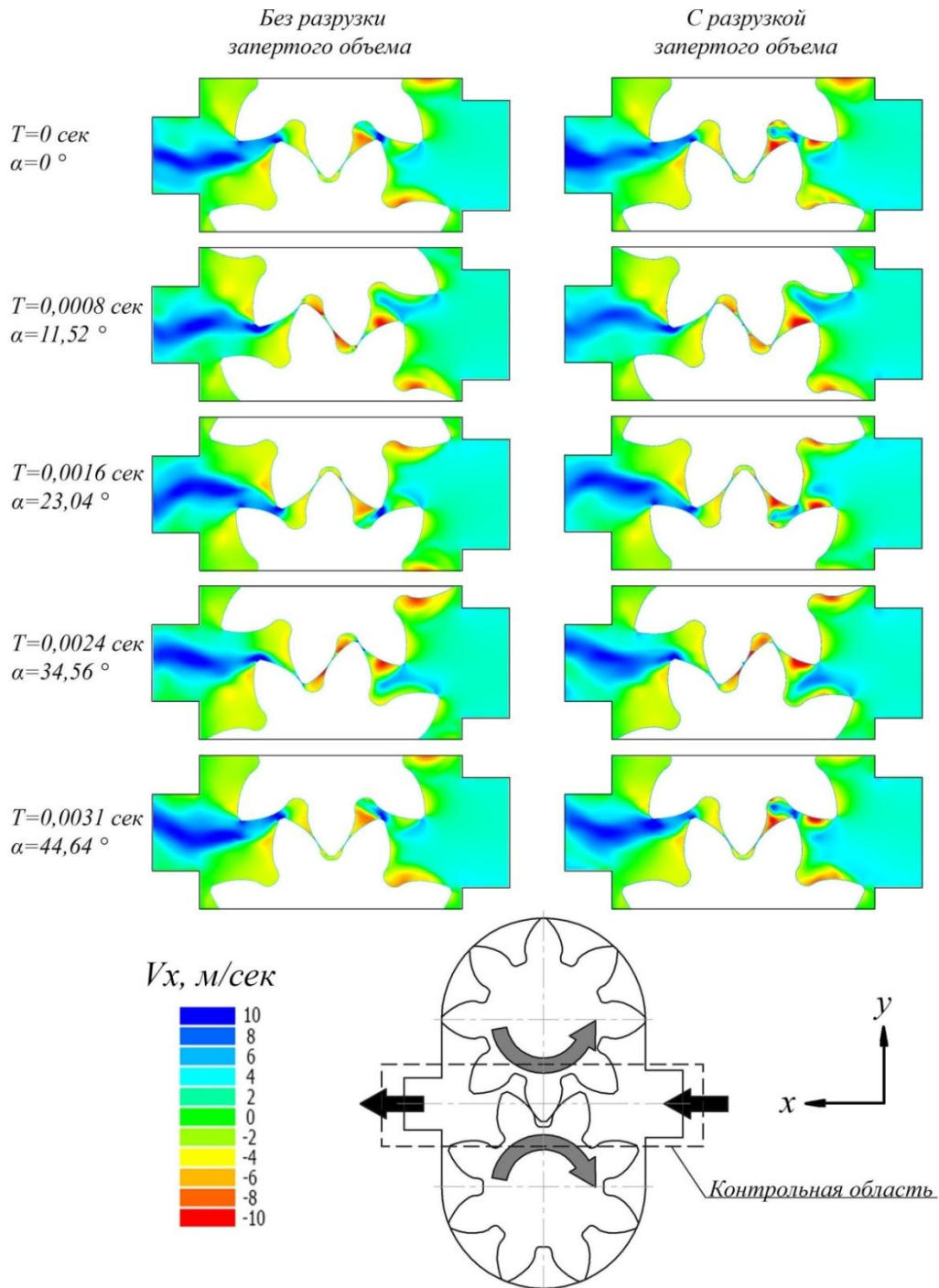


Рис. 7. Изменение проекции вектора абсолютной скорости V_x для секущей продольной плоскости в зависимости от времени T (угла поворота α)

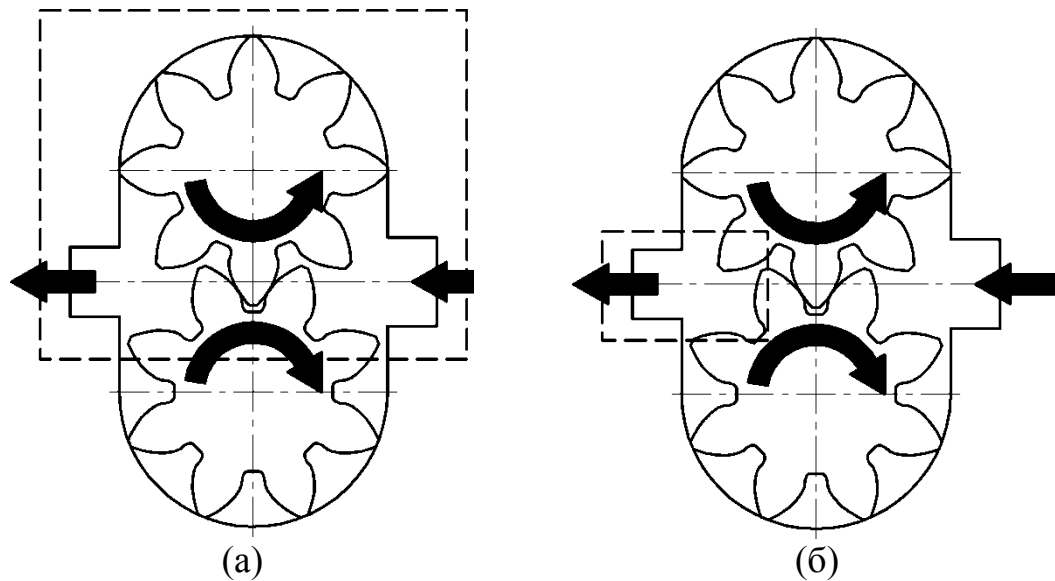


Рис. 8. Контрольные области:
 а – для фиксирования распределения давления;
 б – для фиксирования векторов скорости, в проекции
 на секущую продольную плоскость ХУ.

Как на рис. 7, так и рис. 10 четко видна неравномерность скорости потока в полости нагнетания. Отмечено, что на рис. 7 величина скорости V_x для варианта НШ без разгрузочных канавок выше, чем для варианта с разгрузкой запертого объема. Анализ представленных на рис. 9 результатов для вариантов исполнения НШ как с разгрузкой запертого объема, так и без разгрузки, показывает постепенное нарастание давления от полости всасывания к полости нагнетания при переходе отдельных объемов жидкости, расположенных во впадинах зубьев, в области сближения шестерен с корпусом. Также отмечено повышение давления в запертом объеме и его понижение при раскрытии объема в полости всасывания.

Представленные на рис. 10 результаты дают наглядное представление о численном значении величины скорости и направлении / характере движения РЖ. Также можно отметить, что в камере нагнетания наблюдается значительное изменение направления вектора абсолютной скорости: имеются области как положительного, так и отрицательного значений проекции скорости V_{xy} . Полученные результаты свидетельствуют о неравномерности / пульсации скорости на выходе из НШ, что в свою очередь вызовет прямо пропорциональное изменение расхода.

Можно констатировать, что имеют место пульсации скорости на выходе из НШ для двух вариантов рассмотренной конструкции, что совпадает с теоретическим обоснованием пульсации подачи на выходе НШ [13].

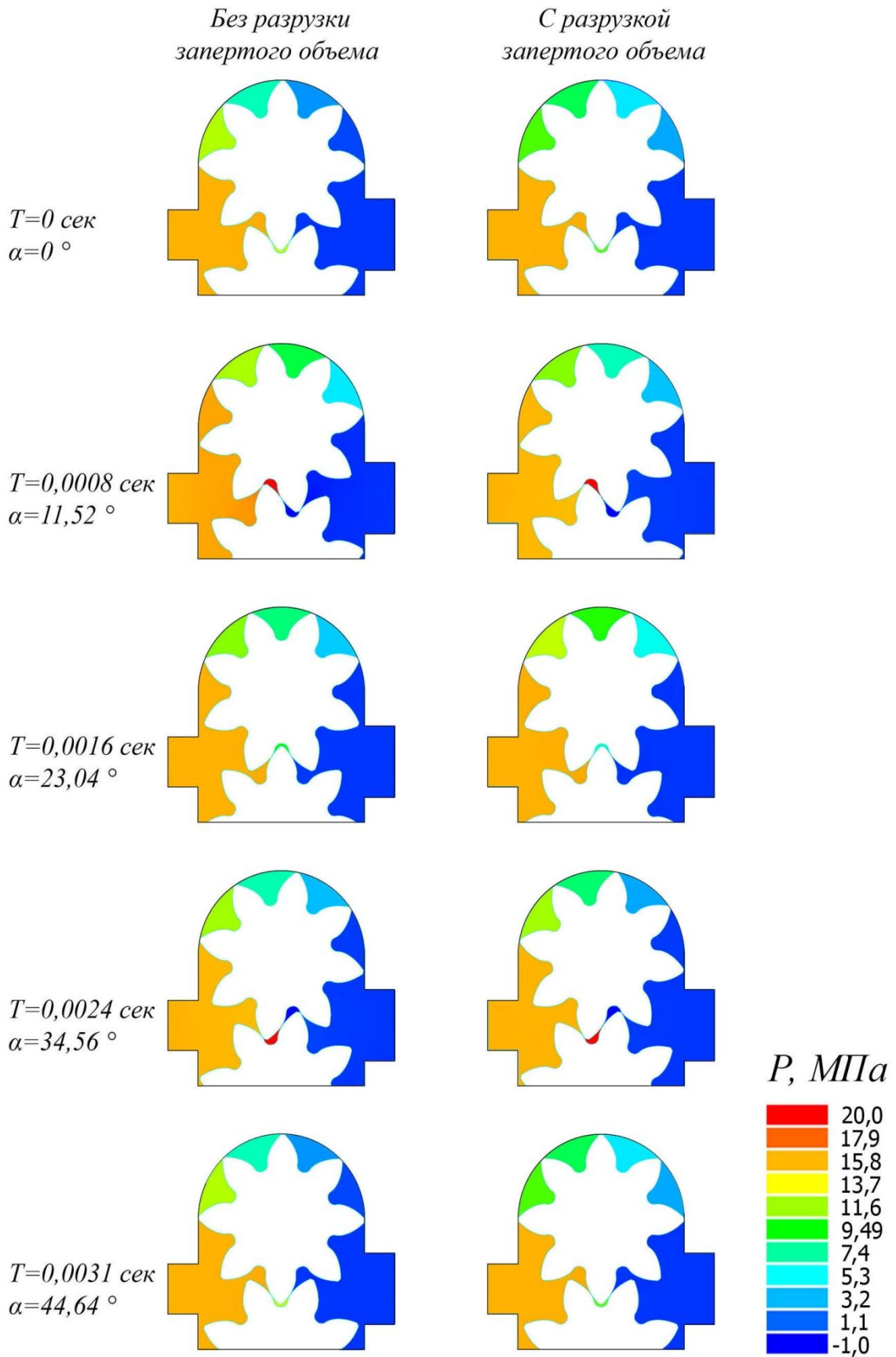


Рис. 9. Изменение давления в НШ в зависимости от времени T (угла поворота α)

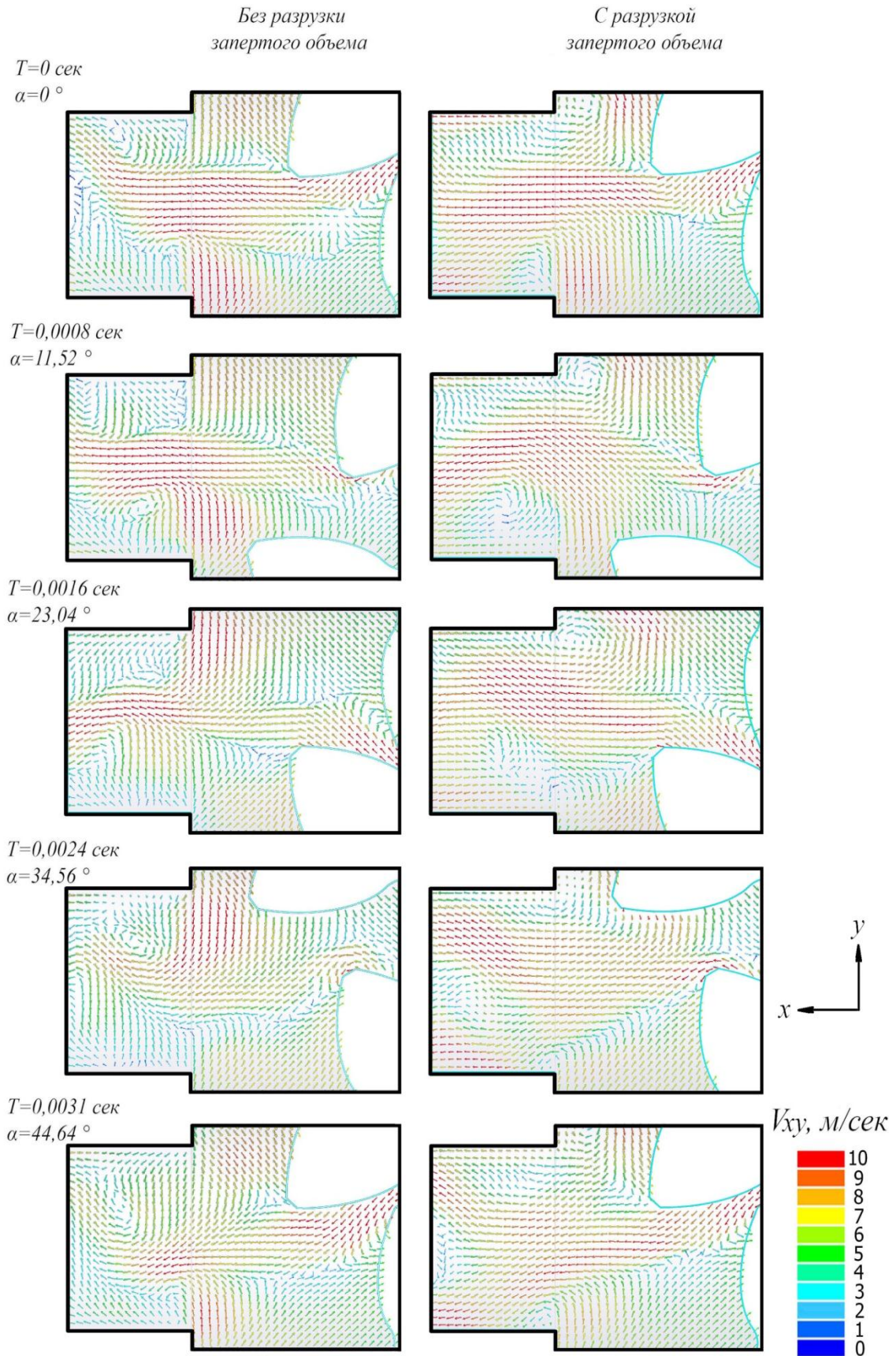


Рис. 10. Изменение проекции вектора абсолютной скорости V_{xy} в зависимости от времени T (угла поворота α)

При получении более точных численных значений, дополнительно, для двух вариантов НШ, были определены значения скорости V_{x_2} на поверхности выхода в зависимости от угла поворота шестерен (рис. 11).

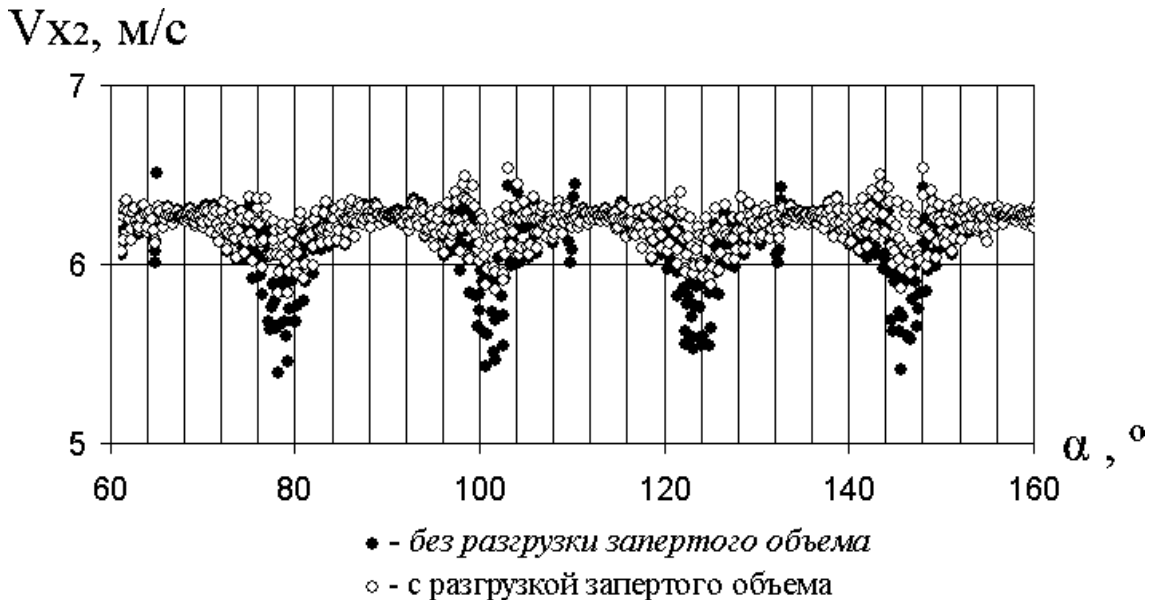


Рис. 11. Изменение численного значения скорости V_{x_2} на поверхности выхода в зависимости от угла поворота шестерен

Для представленных на рис. 11 результатов был использован алгоритм осреднения на основе формулы:

$$V_{x_2, \text{средн}} = \sum_{i=1}^{69} \frac{V_{x_{2,i}, \text{min}} + V_{x_{2,i}, \text{max}}}{2}, \quad (13)$$

где i – номер точки, полученной путем выборки из каждой десятой итерации. Десяти итерациям соответствует промежуток времени $T = 0,0001$ с и поворот шестерен на угол $\alpha = 1,44^\circ$. Также, ввиду явно повторяющегося периода колебаний, для замены полученных осредненных данных ее аппроксимацией, удобно использовать зависимость:

$$V_{x_2} = a + |b \cdot \cos \alpha|, \quad (14)$$

где a, b – коэффициенты, зависящие от геометрии и режима работы НШ. Полученные результаты осреднения и аппроксимации представлены на рис. 12.

Анализ результатов, представленных на рис. 12, показывает снижение величины амплитуды пульсаций V_{x2} от 0,59 м/с для варианта НШ без разгрузочных канавок до 0,3 м/с для варианта НШ с разгрузочными канавками, т.е. на 50,8%. При этом осредненная максимальная скорость для двух вариантов составила $V_{x2max} = 6,3$ м/с. В процентном отношении величина пульсации скорости для варианта НШ без разгрузочных канавок составила 9,4%, с разгрузочными канавками 4,76%.

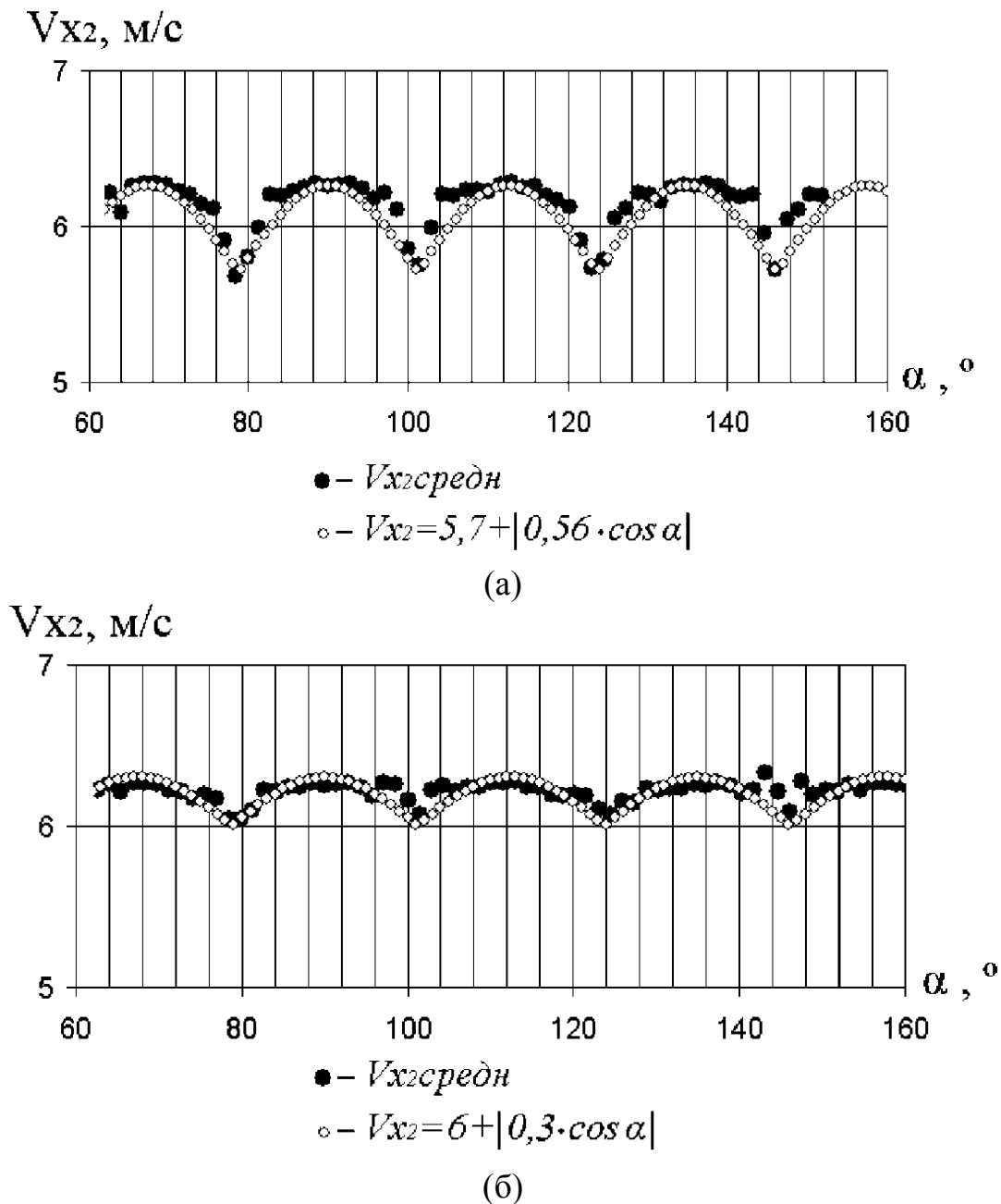


Рис. 12. Результат осреднения и аппроксимации скорости V_{x2} для НШ:
а – без разгрузки запертого объема; б – с разгрузкой запертого объема.

Также можно отметить, что при повороте шестерен на один период:

$$T = \frac{2\pi}{Z} = 45^\circ$$

имеется два пика падения скорости.

Проведем анализ изменения геометрических площадей условно разделенных объемов НШ, для чего удобно использовать схему, представленную на рис. 13.

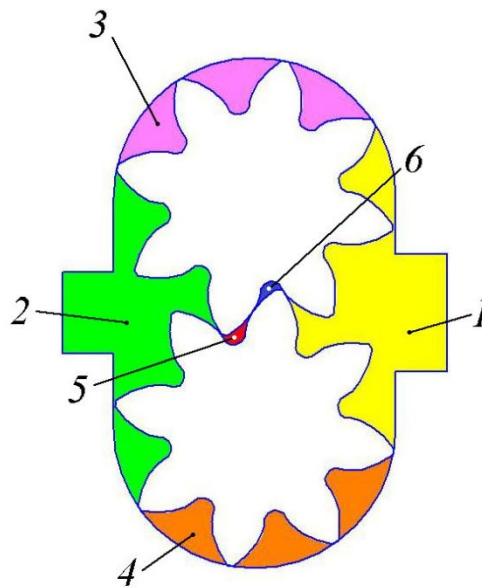


Рис. 13. Разделенные площади продольной плоскости сечения НШ: 1 – полость всасывания; 2 – полость нагнетания; 3 – верхний объем; 4 – нижний объем; 5 – закрытый объем; 6 – раскрывающийся объем.

Результат изменения геометрических площадей S на продольной плоскости сечения НШ для каждого условно изолированного объема представлен на рис. 14.

Было установлено, что между периодом изменения скоростей V_{x_2} на выходе из НШ (как с разгрузочными канавками, так и без них) и характером изменения геометрической площади S_2 (объема) на выходе из НШ прослеживается определенная корреляция, визуализация которой представлена на рис. 15.

Анализ представленных на рис. 15 данных показывает, что на участке, равном углу поворота на один период, равный 45° , величина изменения площади S_2 (объема) на выходе из НШ имеет два пика, а изменение скорости V_{x_2} имеет два соответствующих снижения. Таким образом, с увеличением объема полости нагнетания происходит соот-

ветствующее уменьшение величины проекции V_{x_2} вектора скорости V , что физически объяснимо.

В угловом выражении отставание падений скорости от пиков максимальных объемов составляет порядка $\alpha \approx 5^\circ$, что соответствует

$$1/9 \text{ периода } \Delta\alpha = \frac{1}{9} \cdot \frac{2\pi}{Z}.$$

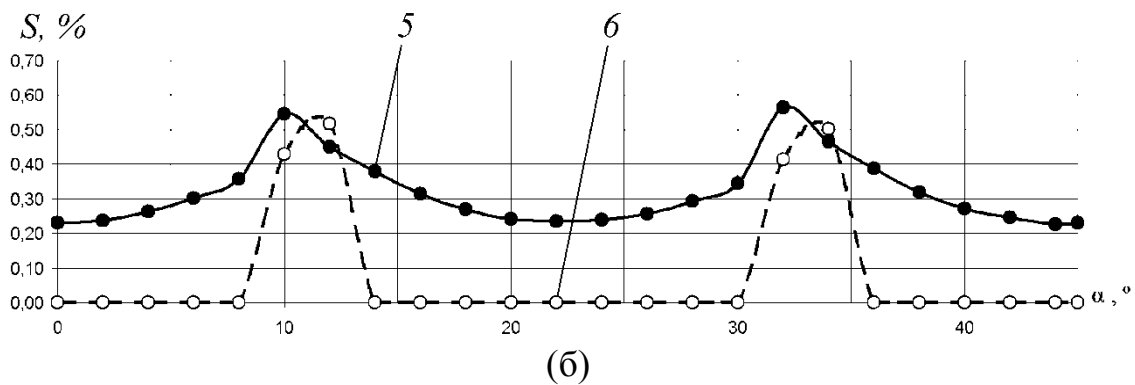
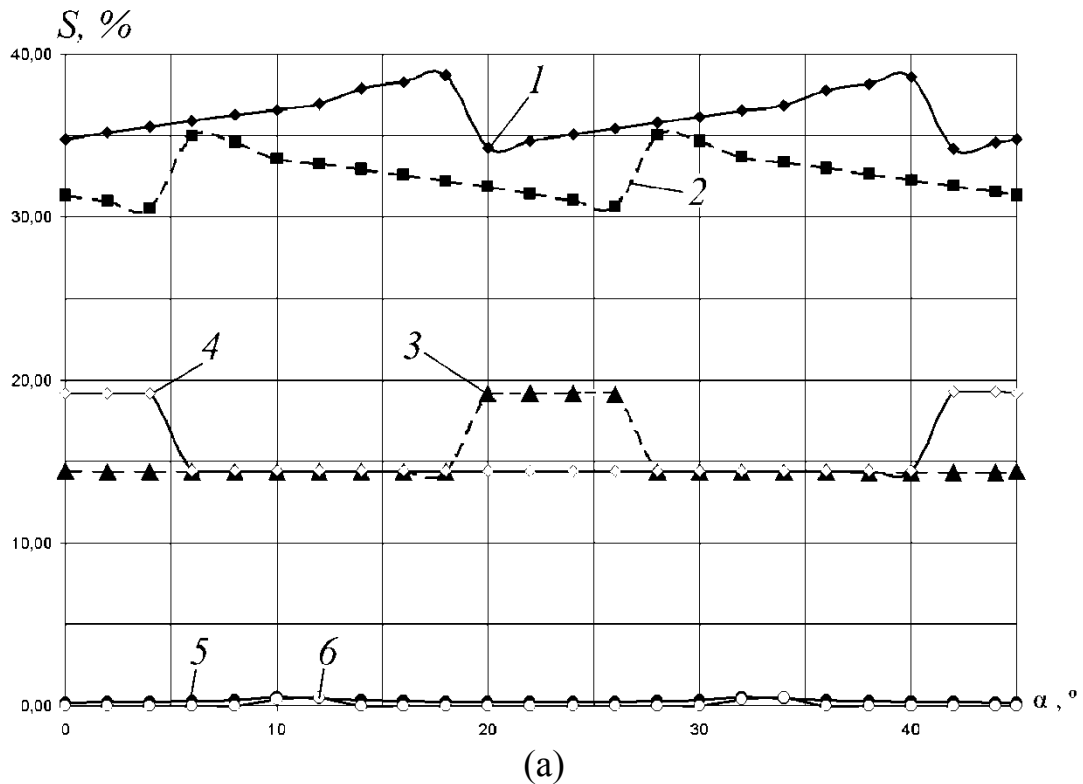


Рис. 14 Характер изменения геометрических площадей S на продольной плоскости сечения НШ в зависимости от угла поворота шестерен: (а) – для каждого условно изолированного объема; (б) – укрупненное изображение характера изменения площадей S_5 и S_6 : 1 – полость всасывания; 2 – полость нагнетания; 3 – верхний объем; 4 – нижний объем; 5 – закрытый объем; 6 – раскрывающийся объем.

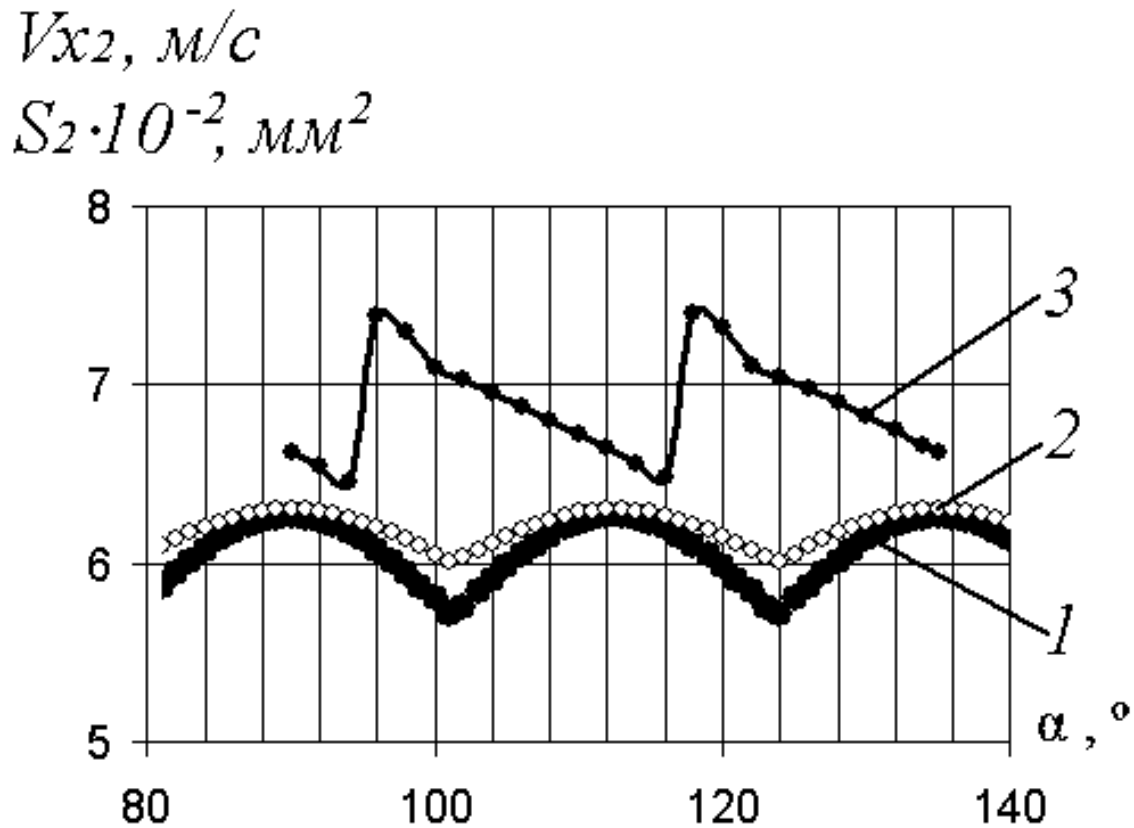


Рис. 15. Визуализированное представление корреляции характера изменения площади (объема) и пульсацией скорости на выходе из НШ:
1 – аппроксимация V_{x2} для НШ без разгрузки запертого объема;
2 – аппроксимация V_{x2} для НШ с разгрузкой запертого объема;
3 – изменение площади S_2 (объема) на выходе из НШ.

Выводы.

1. Проведенный обзор работ показывает, что решение задач многокритериального проектирования и численного исследования гидродинамических характеристик потока вязкой несжимаемой жидкости в шестеренных насосах является одним из актуальных научных направлений в теории и практике разработки современных шестеренных насосов.

2. На основе предложенной математической модели шестеренного насоса (с рабочим объемом 32 см^3 и давлением 16 МПа) с вводом в исходные данные значений бокового зазора и коэффициента высоты ножки поставлена и решена задача многокритериальной оптимизации с учетом параметрических, функциональных и критериальных ограничений.

3. Результат численного моделирования изменения проекции вектора абсолютной скорости V_x , показал наличие пульсации скорости (подачи) на выходе насоса, которая составила для варианта НШ без разгрузочных канавок $9,4\%$, с разгрузочными канавками – $4,76\%$. Ре-

зультат моделювання показав, що для варіанта конструкції НШ без разгрузочних канавок величина пульсації швидкості становила 0,59 м/с, а для варіанта НШ з запропонованою конфігурацією разгрузочних канавок – 0,3 м/с. Слід передбачити, що форма разгрузочної канавки впливає на нерівномірність подачі НШ.

4. Визначено характер величин змін окремих, умовно ізольованих геометричних площей S (а відповідно, і об'ємів) в НШ (для порожнин всмоктування і нагнітання, верхнього і нижнього об'ємів, закритого і відкриваючого об'ємів), в залежності від кута повороту шестерень. Це дозволило виявити наявність двох піків збільшення площі (об'єму) при повороті шестерень на один період (45°) для порожнини нагнітання.

5. Теоретично встановлено і обґрунтовано зв'язок змін об'єму і величини пульсації швидкості в порожнині нагнітання НШ. В кутовому відношенні зсув піків зростання об'єму і зменшення величини швидкості становить порядку 5° або $1/9$ періода.

Література:

1. *Casoli P.* A numerical model for the simulation of external gear pumps / *P. Casoli, A. Vacca, G. Franzoni* // Dipartimento di Ingegneria Industriale Università degli Studi di Parma Parco Area delle Scienze 181/A, 43100 Parma, Italy.

2. Многокритериальная оптимизация и численное моделирование рабочего процесса шестеренного насоса внешнего зацепления / *З.Я. Лурье, А.И. Панченко, В.М. Соловьев, А.И. Гасюк* // Праці Таврійського державного агротехнологічного університету. – 2014. – Вип. 14, Т. 4. – С. 103 – 127.

3. *Лурье З.Я.* Математическая модель качающего узла шестеренного насоса внешнего зацепления как объекта многокритериальной оптимизации / *З.Я. Лурье, И.В. Коваленко* // Вибрации в технике и технологиях. – 2003. – №3 (29). – С. 9 – 13.

4. *Соболь И.М.* Выбор оптимальных параметров в задачах со многими критериями / *И.М. Соболь, Р.Б. Статников.* – М.: Дрофа. – 2006. – 175 с.

5. *Статников Р.Б.* Многокритериальное проектирование машин / *Р.Б. Статников, И.Б. Матусов.* – М.: Знание (Новое в жизни, науке, технике. Серия: Математика, кибернетика). – 1989. – №5. – 48 с.

6. Шестеренные насосы с асимметричной линией зацепления шестерен. Теория конструкция и расчет / *Ю.В. Кулешков, М.И. Черновол, О.В. Бевз, Ю.А. Титов.* – Кировоград: Код, 2009. – 243 с.

7. *Кулешков Ю.В.* Оценка методов определения объемной подачи шестеренных насосов НШ / *Ю.В. Кулешков* // Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин: Загальнодер-

жавний міжвідомчий науково-технічний збірник. – Кировоград, 2004. – №34. – С. 178 – 186.

8. *Jianshou Z.* Optimizing Technique of design parameters for quied internal pump / *Z. Jianshou, D. Xingen, X. Weixian* // Shanghai Univiversity. – 1990. N3. – P. 70 – 76.

9. *Лурье З.Я.* Многокритериальная оптимизация основных параметров качающих узлов шестеренных насосов внутреннего зацепления / *З.Я. Лурье, А.И. Жерняк* // Вестник машиностроения. – 1995. – №8. – С. 3 – 8.

10. *Magnusson J.* Numerical analysis the lubricant gap in external gear pumps considering microsurface features / *J. Magnusson* // Department of Applied Mechanics Chalmers University of technology Gothenburg Sweden. Masters thesis. – 2011. – 69 p.

11. *Vierendeels J.* Simulation of flow through complex shaped moving / *J. Vierendeels, K. Riemslogh* // Mechanical and Thennal Eng. Universiteit Gent Belgium. Fluid dynamics. – 1996. – P. 499 – 504.

12. *Hyun K.* Two-dimensional CFD analysis of a hydraulic gear pump / *K. Hyun, M. Hazel, P. Suresh* // American society Eng. – 2007. – 18 p.

13. *Юдин Е.М.* Шестеренные насосы / *Е.М. Юдин.* – М.: Машиностроение, 1964. – 236 с.

14. Цилиндрические эвольвентные передачи внешнего зацепления. Расчет геометрии: Справочное пособие / *И.А. Болотовский, В.И. Гурьев, В.Э. Смирнов, В.И. Шендерей.* – М.: Машиностроение. – 1974. – 160 с.

15. Словарь-справочник по зубчатым передачам: русско-англо-немецко-французский / *В.Е. Старжинский, В.Е. Антонюк, М.М. Кане* [и др.]. – Гомель-Минск: БелГИСС, 2005. – 99 с.

16. Visualition research of the flow processes in the outlet chamber-outlet bridge-inlet chamber zone of gear pumps / *J. Stryczek, P. Antoniak, O. Jakhno* [et al] // Archives of Civil and Mechanical Engineering. – 2014. – P. 1 – 14.

17. Математическое моделирование ламинарного течения вязкой несжимаемой жидкости в линии нагнетания шестеренного насоса / *Я. Стричек, Д.В. Костюк, Н.В. Ногин, О.М. Яхно* // Промислова гідравліка і пневматика. – 2013. – №3 (41). – С. 37 – 43.

18. DIN 3960 Begriffe und Bestimmungsgroben fur Stirnrader (Zylinderrader) und Stirnradpaare (Zylinderradpaare) mit Evolventenverzahnung. – 1987. – 59 p.

19. *Кулагин А.В.* Основы теории и конструирования гидропередач / *А.В. Кулагин, Ю.С. Демидов, Л.А. Кондаков;* под ред. *В.Н. Прокофьева* // М.: Высшая школа. – 1968. – 400 с.

20. *Оксененко А.Я.* Диалоговая система решения инженерных задач многокритериальной оптимизации / *А.Я. Оксененко, З.Я. Лурье, Г.С. Левитин* // Управляющие системы и машины. – К.: Техника. – 1988. – 33. – С. 101 – 103.

21. Соловьев В.М. Численное моделирование потока в решетке реактора гидротрансформатора / В.М. Соловьев, П.С. Завьялов, Ю.А. Подвойский // Проблемы машиностроения. – Харків, 2009. – Т. 12, №3. – С. 11 – 20.

22. Руководство пользователя Flow Vision, версия 2.2.

ТРИВИМІРНЕ ЧИСЕЛЬНЕ МОДЕЛЮВАННЯ РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ ОПТИМАЛЬНОГО ШЕСТЕРЕННОГО НАСОСА

Лур'є З.Я., Панченко А.І., Соловйов В.М., Гасюк О.І

Анотація – в статті обговорюється питання формування наукового напрямку в області проектування шестеренних насосів зовнішнього зачеплення, заснованого на сполученні багатокритеріальної оптимізації параметрів зубчастої передачі (вузла, котрий качає) та тривимірного чисельного моделювання гідродинамічних процесів. Запропоновано математичну модель із використанням у якості вхідних даних бічного зазору та коефіцієнту висоти ніжки зуба, на основі якої виконується багатокритеріальна оптимізація. Для насоса з робочим об'ємом 32 см^3 та з максимальним тиском 16 МПа наведені результати оптимізації геометричних параметрів зубчастого зачеплення та результати чисельного моделювання руху робочої рідини, зафіксовані та проаналізовані пульсації швидкості на виході з насоса.

THREE-DIMENSIONAL NUMERICAL MODELING OF OPTIMUM GEAR PUMP WORKING

Z. Lurye, A. Panchenko, V. Solovyov, A. Gasyuk

Summary

The formation of scientific trend in the of external gear pumps design based on a combination of multi-criteria optimization of gear pump parameters and three-dimensional numerical modeling of hydrodynamic processes are described. A multi-criteria optimization based on the mathematical model with backlash and addendum coefficients is provided. The results of gears geometrical parameters optimization, numerical modeling the working fluid motion and velocity fluctuations found and analyzed at the pump outlet for gear pump with a working volume of 32 cm^3 and maximum pressures of 16 MPa are presented.

УДК 532.528

АНАЛІЗ ОСНОВНИХ МАТЕМАТИЧНИХ МОДЕЛЕЙ КАВІТАЦІЇ

Анісімов В.В., к.т.н.,

Єрмаков П.П., д.т.н.

ДВНЗ «Український державний хіміко-технологічний університет»

Тел. (066) 632-06-70

Анотація – виконано порівняльний аналіз найбільш відомих математичних моделей кавітації. Виділено обмеження та припущення, які стосуються кожної моделі, а також їх переваги. Описано моделі: Релея, Релея-Плессета, Нолтінга-Нейпараса, Джилмора та ін. Окрему увагу приділено кінцево-елементному моделюванню кавітації на прикладі однорідної рівноважної моделі.

Ключові слова – математична модель кавітації, рівняння Релея-Плессета, рівняння Нолтінга-Нейпараса, однорідна рівноважна модель кавітації.

Постановка проблеми. На даний момент існує багато математичних моделей, що описують кавітацію в рідині. Більшість з них описує поведінку поодинокі сферичної бульбашки, зокрема зміну її розмірів під дією зниженого тиску. Ці моделі базуються на теорії пульсацій поодинокі сферичної бульбашки [1].

Припущення, що накладаються теорією пульсацій поодинокі сферичної бульбашки:

- 1) бульбашка розташована так далеко від інших бульбашок, що взаємодією між ними можна знехтувати;
- 2) бульбашка розташована так далеко від наявних в рідині мікрочасток, що взаємодією між ними можна знехтувати;
- 3) бульбашка розташована так далеко від стінок ємності, що взаємодією між ними можна знехтувати;
- 4) бульбашка розташована так далеко від поверхні розділу фаз, що взаємодією між ними можна знехтувати;
- 5) форма бульбашки є сферичною;
- 6) Теплообміном на границі фаз при схлопуванні можна знехтувати.

Аналіз останніх досліджень.

Основні математичні моделі кавітації

Вперше математичне описання процесу стискання кавітаційної бульбашки отримано Релеєм. Ця модель описує стискання вакуумної, тобто пустої бульбашки. При цьому модель враховує тільки інерціальні сили і нехтує в'язкістю, поверхневим натягом та тиском парогазової суміші в бульбашці (розглядається стискання пустої бульбашки).

Нижче наведено загальний вигляд рівняння Релея:

$$R\ddot{R} + \frac{3}{2}\dot{R}^2 = -\frac{P_0}{\rho} \quad (1)$$

де R – функція радіуса бульбашки від часу t ; P_0 – статичний тиск в рідині;

ρ – густина рідини.

Формулювання цілей статті (постановка завдання). Навідміну від інших математичних моделей, рівняння Релея має загальний розв'язок. Але при цьому воно нехтує важливими параметрами, такими як тиск газу та пари в бульбашці, зовнішнім змінним тиском та ін. Тому рівняння Релея має вузьку область застосування і фактично застосовується тільки як основа для більш складних моделей та для визначення часу схлопування бульбашки за допомогою безпосереднього розв'язання цього рівняння.

Фактично модифікацією рівняння Релея є рівняння Релея-Плессета:

$$R\ddot{R} + \frac{3}{2}\dot{R}^2 = \frac{1}{\rho} \left(P_g - P_0 - P(t) - \frac{2\sigma}{R} - \frac{4\mu\dot{R}}{R} \right) \quad (2)$$

де P_g – тиск парогазової суміші в бульбашці; P_0 – статичний тиск в рідині; $P(t)$ – зовнішній змінний тиск; μ – коефіцієнт динамічної в'язкості рідини; σ – коефіцієнт поверхневого натягу рідини.

Рівняння Релея-Плессета (2) дозволяє додатково врахувати тиск газової суміші в бульбашці, змінний зовнішній тиск, в'язкість та поверхневий натяг рідини.

Незважаючи на те, що рівняння Релея-Плессета не має загального розв'язку, його чисельний розв'язок не являє собою значної проблеми. Для цього необхідно визначити граничні умови та значення тиску парогазової суміші та функції зовнішнього змінного тиску від часу.

Тиск парогазової суміші в бульбашці складається з тисків газів та пари. Тиск пари, як правило приймають постійним та рівним тиску насиченої пари при даній температурі. Тиск газової суміші залежить від виду термодинамічного процесу, який в свою чергу приймається в кожній конкретній моделі бульбашки. Як правило, процес стискання бульбашки вважається адіабатичним, що гарно корелюється з результатами експериментальних досліджень (рисунок 1).

В вищеописаному випадку тиск парогазової суміші визначається за формулою:

$$P_g = P_s + \left(P_0 + \frac{2\sigma}{R} \right) \left(\frac{R_0}{R} \right)^{3\gamma} \quad (3)$$

де P_s – тиск пари в бульбашці; γ – показник адіабати.

Основна частина. Зовнішній змінний тиск може бути функцією від часу будь-якого виду. Для акустичної кавітації це буде періодична функція, наприклад синусоїда. Для гідродинамічної кавітації вигляд функції зовнішнього змінного тиску визначається умовами руху рідини. При однократних ударних навантаженнях фронт та спад ударного імпульсу описується експоненціальними функціями.

Рівняння Релея-Плессета є порівняно простим, але в той же час воно досить точно описує процес росту та схлопування бульбашки. Це підтверджується дослідженнями розсіювання світла від кавітаційної бульбашки.

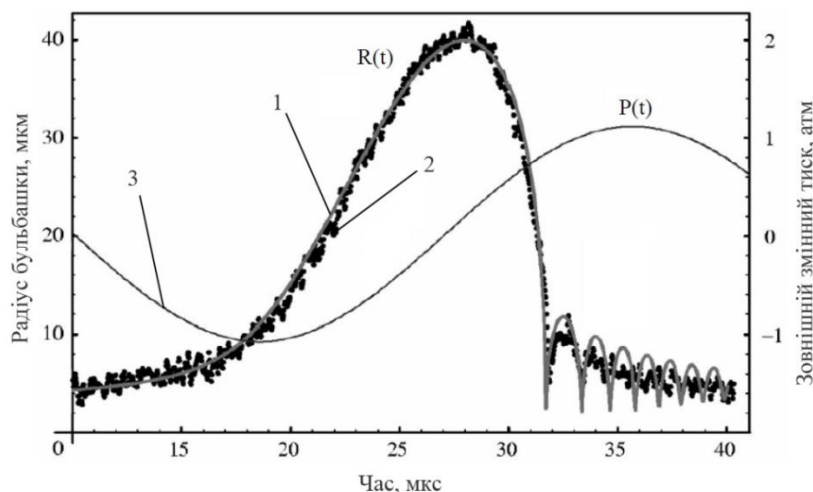


Рис. 1. Порівняння розрахунку пульсації парогазової бульбашки за допомогою рівняння Релея-Плессета та експериментальних даних:

- 1 – за рівнянням Релея-Плессета;
- 2 – за експериментальними даними;
- 3 – графік зовнішньої змінної сили.

Як видно з графіків на рис. 1, результати розрахунку за рівнянням Релея-Плессета практично співпадають з експериментальними даними. Виключенням є проміжок часу після закінчення першого періоду стискання. Цей недолік не є принциповим, оскільки значний фізичний інтерес представляють тільки процеси під час першого періоду стискання.

Також часто використовується для розрахунків рівняння Нолтінга-Нейпараса [2], призначене для описання пульсації та схлопування кавітаційної бульбашки в акустичному полі:

$$R\ddot{R} + \frac{3}{2}\dot{R}^2 + \frac{1}{\rho} \left[P_0 + P_{\max} \sin \omega t + \frac{2\sigma}{R} - P_s - \left(P_g + \frac{2\sigma}{R_0} \right) \left(\frac{R_0}{R} \right)^{3\gamma} \right] = 0 \quad (4)$$

де P_{\max} – амплітуда зовнішньої змінної сили; ω – кутова частота зовнішньої змінної сили.

Рівняння Нолтінга-Нейпараса призначене тільки для моделювання акустичної кавітації та кавітаційних процесів, що зводяться до циклічних. Це виражено тим, що в самому рівнянні вже закладено дію змінної зовнішньої сили у вигляді $P_{\max} \sin(\omega t)$. Проте необхідно відмітити, що при заміні цього виразу на функцію $P(t)$ в загальному вигляді можна застосовувати рівняння Нолтінга-Нейпараса для будь-якого виду кавітації. Те саме стосується і багатьох інших математичних моделей кавітації.

Рівняння Нолтінга-Нейпараса не враховує стискуваність рідини, тому погано описує процес стискання бульбашки на кінцевих стадіях.

Існують більш складні моделі, що описують процес кавітації. В рівнянні Херінга-Фліна додатково враховано стискуваність та в'язкість рідини:

$$R\ddot{R} \left(1 + \frac{2\dot{R}}{c_0} \right) + \frac{3}{2} \dot{R}^2 \left(1 - \frac{4}{3} \frac{\dot{R}}{c_0} \right) + \frac{R\dot{R}}{\rho \cdot c_0} \left(1 - \frac{\dot{R}}{c_0} \right) \frac{dP(r,t)}{dr} + \frac{1}{\rho} \left(P_0 - P_{\max} \sin \omega t + \frac{2\sigma}{R} + \frac{4\mu\dot{R}}{R} - P_s - \left(P_g + \frac{2\sigma}{R_0} \right) \left(\frac{R_0}{R} \right)^{3\gamma} \right) = 0 \quad (5)$$

де c_0 – швидкість звуку в рідині.

Рівняння Херінга-Фліна гарно описує процес стискання бульбашки тільки при швидкостях руху стінки значно менше швидкості звуку c_0 . При наближенні швидкості руху стінки бульбашки до швидкості

звуку рівняння Херінга-Фліна дає лише якісну оцінку цього процесу. Як і рівняння Нолтінга-Нейпараса, рівняння Херінга-Фліна призначено для моделювання процесів акустичної кавітації.

Недоліки рівняння Херінга-Фліна, пов'язані з швидкістю руху стінки бульбашки, враховані у методі Кірквуда-Бете та відповідно у рівнянні Кірквуда-Бете:

$$R\ddot{R}\left(1-\frac{\dot{R}}{c_0}\right)+\frac{3}{2}\dot{R}^2\left(1-\frac{\dot{R}}{3c_0}\right)-\frac{R\dot{R}}{c_0}\frac{H}{dR}\left(1-\frac{\dot{R}}{c_0}\right)-H\left(1+\frac{\dot{R}}{c_0}\right)=0 \quad (6)$$

де H – вільна ентальпія на поверхні бульбашки.

В рівнянні Кірквуда-Бете входить вільна ентальпія на поверхні бульбашки, яка визначається за формулою:

$$H = \int_{P_0}^{P(r,t)} \frac{dp}{\rho} \quad (7)$$

При малих швидкостях переміщення стінки бульбашки, коли $\dot{R} \ll c_0$ або $c_0 \rightarrow \infty$ (випадок нестискуваної рідини) рівняння (6) зводиться до рівняння Релея.

Таким чином, існує декілька математичних моделей кавітаційної бульбашки. Незважаючи на значну різницю в складності, загальному вигляді та врахованих факторах, всі моделі мають спільну частину, виражену функцією радіусів (спільне математичне походження). Інакше кажучи, будь-яке вищеописане рівняння, що описує стискання кавітаційної бульбашки, можна представити у вигляді:

$$R\ddot{R} \cdot a + \frac{3}{2}\dot{R}^2 \cdot b = \frac{1}{\rho} \sum_i P_i \quad (8)$$

де a, b – коефіцієнти, що залежать від області призначення та способу отримання рівняння.

В рівнянні (8) ліва частина представляє собою кінематичні параметри руху стінки кавітаційної бульбашки, а права частина представляє собою суму всіх врахованих в моделі факторів, виражених в одиницях вимірювання тиску, віднесених до густини рідини. Саме з виразу (8) видно важливість рівняння Релея для моделювання кавітаційних процесів.

Існує багато ускладнених моделей, які базуються на рівняннях Релея-Плессета, Нолтінга-Нейпараса, Кірквуда-Бете. Проте ускладнення математичної моделі не завжди сприяє її точності. Це пов'язано зі

збільшенням кількості припущень та напівемпіричних залежностей, які не завжди достатньо точно описують процеси стискання кавітаційної бульбашки або мають дуже вузьку область застосування.

Врахування додаткових факторів при моделюванні процесів кавітації

Рівняння Релея-Плессета, Нолтінга-Нейпараса, Херінга-Фліна, Кірквуда-Бете можна назвати класичними, ґрунтуючись на широті їх застосування. Проте вони не при всіх умовах якісно описують поведінку кавітаційної бульбашки. Тому актуальною проблемою стало врахування додаткових факторів при побудові моделі.

Одним з найважливіших таких факторів є теплообмін з оточуючим середовищем.

Динаміка парогазової порожнини з врахуванням теплообміну і, частково, динаміки газу в бульбашці розроблена в роботах Р. І. Нігматуліна та М. А. Маргуліса [2,3,4].

Для описання руху стінки бульбашки застосовано рівняння Релея. Швидкість газу в бульбашці визначалась з рівняння нерозривності. Маса газу в бульбашці вважалась незмінною. Тоді тиск в бульбашці визначається з формули [2]:

$$P(t) = \frac{R_{\max}^3 P_0}{3T_0} \left(\int_0^{R_{\max}} \frac{R^2}{T(R, t)} dR \right)^{-1} \quad (9)$$

де $P(t)$ – тиск газу в бульбашці; T_0 – температура в початковий момент часу; $T(R, t)$ – функція температури, R – поточний радіус бульбашки, R_{\max} – максимальний радіус бульбашки.

Нижче представлено рівняння теплопровідності для газу всередині кавітаційної бульбашки [2]:

$$\frac{\partial T}{\partial t} = \frac{1}{\rho_{\bar{a}} c_p} \operatorname{div}(\lambda_{\bar{a}} \operatorname{grad} T) - \bar{V}_{\bar{a}} \operatorname{grad} T + \frac{1}{\rho_{\bar{a}} c_i} \frac{dP}{dt} \quad (10)$$

де $\rho_{\bar{a}}$ – густина газу; c_p – теплоємність газу при постійному тиску; $\lambda_{\bar{a}}$ – коефіцієнт теплопровідності газу; T – температура; $V_{\bar{a}}$ – швидкість газу в бульбашці, P – тиск в бульбашці.

При цьому зміна коефіцієнта температуропровідності враховувалась за допомогою наступного співвідношення [2]:

$$\rho_a c_p = \frac{P(t)}{T(R, t)} \frac{\gamma}{\gamma - 1} \quad (11)$$

де γ – показник адиабати.

За результатами чисельного розв'язання рівняння (9) разом з рівнянням Релея зроблено висновок, що теплообмін в процесі схлопування бульбашки є досить важливим фактором. Врахування теплообміну значно знижує максимальні параметри парогазової суміші в середині кавітаційної бульбашки: температуру – більше ніж в 2 рази, тиск – більше ніж на порядок в порівнянні з адиабатичним схлопуванням. Час схлопування з врахуванням теплообміну мало відрізняється від часу адиабатичного схлопування та від часу релеєвського схлопування пустої бульбашки.

Іншим важливим фактором є взаємодія кавітаційних бульбашок. В більшості випадків, особливо це стосується теоретичних досліджень, розглядають поведінку поодинокі кавітаційної бульбашки. В реальних умовах досить важко отримати таку бульбашку. Крім того, на практиці застосовують саме багатобульбашкову кавітацію. Причина виникнення саме багатобульбашкової кавітації в тому, що в об'ємі, до якого прикладається змінний тиск, вже існує багато кавітаційних зародків та мікронеоднорідностей. Навіть при прикладенні тиску, який лише трохи перевищує порог кавітації, в рідині одразу ж утворюється певна кількість кавітаційних бульбашок, що займають певну частину простору, яку називають кавітаційною областю [5] або зоною. При виникненні розтягуючих напружень в рідині всі зародки кавітації починають зростати майже одночасно, утворюючи кавітаційний кластер. Якщо всі зародки досягають максимального розміру одночасно, то середовище може вважатися практично монодисперсним, тобто такою, що складається з бульбашок одного розміру [6].

Якщо відстань між кавітаційними бульбашками в кластері мала, то бульбашки взаємодіють одна з одною під час їх пульсацій. В такому випадку є необхідність врахування взаємодії кавітаційних бульбашок. Як правило, для цього в рівняння динаміки кавітаційної бульбашки доданок, що виражає тиск, який генерується сусідніми кавітаційними бульбашками. Наприклад, рівняння Релея-Плессета при цьому отримає наступний вигляд [6]:

$$R\ddot{R} + \frac{3}{2}\dot{R}^2 + \frac{1}{\rho} \left[P_\infty - P_i - P_a + P_{\text{еаа}} + \frac{2\sigma}{R} + \frac{4\mu}{R} \frac{dR}{dt} - \left(P_\infty + \frac{2\sigma}{R_0} \right) \left(\frac{R_0}{R} \right)^{3\gamma} \right] = 0 \quad (12)$$

де $P_{\text{кав}}$ – тиск, створений сусідніми кавітаційними бульбашками.

Як вже зазначалося, не завжди ускладнення математичної моделі призводить до уточнення отриманого розв'язку. Позбуваючись одного тільки спрощення про те, що кавітаційна бульбашка не взаємодіє з іншими, необхідно вводити спрощення про те, що:

- 1) Всі бульбашки мають однаковий розмір;
- 2) Зовнішні умови однакові для всіх бульбашок.

Як наслідок цих умов:

- 1) Всі бульбашки кластера схлопуються одночасно;
- 2) Всі бульбашки генерують однакові хвилі тиску.

В реальному досліді досягти виконання цих умов значно важче, ніж виділити одну пульсуючу бульбашку.

Крім того, для моделювання кавітаційного кластера необхідно розв'язати систему рівнянь виду (12), з кількістю рівнянь рівній кількості бульбашок в кластері. Ця задача є складною навіть з чисто технічної точки зору.

Математичні моделі ударної хвилі при схлопуванні

Всі вищеописані математичні моделі призначені для опису руху стінки кавітаційної бульбашки. Проте окремий інтерес представляє собою силова сторона процесу схлопування. При схлопуванні кавітаційної бульбашки в середовище випромінюється сферична хвиля. Рівняння цієї хвилі носить назву рівняння Джилмора і має наступний вигляд [7]:

$$\Pi(r, t) = \frac{P(r, t) - P_0}{P_0 - P_g} = \frac{R}{3r} \left[\frac{R_0^3}{R^3} - 4 \right] - \frac{R^4}{3r^4} \left[\frac{R_0^3}{R^3} - 1 \right] \quad (13)$$

де $\Pi(r, t)$ – функція поля безрозмірного тиску; r – відстань до центру бульбашки.

При великій швидкості схлопування кавітаційної бульбашки вищеописана хвиля може перейти в ударну.

Метод кінцевих елементів при моделюванні кавітації.

В останній час отримали розвиток методи кінцево-елементного моделювання, які застосовують для опису самих різноманітних процесів, в тому числі і гідродинамічних. Яскравим прикладом даного виду моделей є однорідна рівноважна модель кавітації [8].

В рамках даної моделі рідина вважається однорідною газорідинною сумішшю з постійними в об'ємі параметрами та з газовою фазою, що містить водяну пару та розчинений газ. Кількість водяної пари по відношенню до кількості газу обумовлено місцевими рівноваж-

ними термодинамічними умовами. При розрахунках масова доля несконденсованого газу у відповідності до [8] дорівнює 10^{-5} . Це типове значення при нормальних умовах для більшості розрахункових випадків.

Однорідна рівноважна кавітаційна модель не описує структури кавітаційної області, руху окремих парогазових бульбашок. Швидкості та температури парогазової та рідинної фаз вважаються однаковими. Основні рівняння моделі описані в [8]. Зупинимось лише на рівняннях, які безпосередньо описують кавітацію.

Густина парогазової суміші розраховується за формулою [8]:

$$V = y_g \frac{R_{univ} T}{P \mu_g} + (1 - y_g - y_v) V_1(T, P) + y_v \frac{R_{univ} T z_v(T, P)}{P \mu_v}, \quad (14)$$

$$\rho = \frac{1}{V}$$

де V – питомий об'єм газорідинної суміші, V_1 – питомий об'єм рідини, $z_v(T, P)$ – стискуваність пари, P – локальний статичний тиск, T – локальна температура; y_v – масова доля пари; y_g – масова доля розчиненого газу, μ_v – молярна маса пари; R_{univ} – універсальна газова постійна.

Масова доля пари y_v обчислюється чисельно з наступного нелінійного рівняння для повної ентальпії газорідинної суміші [8]:

$$H = y_g h_g(T, P) + (1 - y_g - y_v) h_l(T, P) + y_v h_v(T, P) + \frac{I_c V^2}{2} \quad (15)$$

де h_g, h_l, h_v , - ентальпії нерозчиненого газу, рідини та пари, відповідно; $I_c = \rho v_x^2 + (\rho v_y)^2 + (\rho v_z)^2$ – квадратичний імпульс.

Описана модель має наступні обмеження та припущення [8]:

1. кавітація виникає у нестискуваній рідині, для інших рідин та сумішей розрахунок неможливий;
2. властивості несконденсованого газу однакові з властивостями газу з повітря;
3. температура та тиск в зоні фазового переходу повинен знаходитись в межах $T = 277,15 - 583,15$ К, $P = 800 - 10^7$ Па;
4. модель не описує детальну структуру кавітаційної області, тобто параметри кавітаційних бульбашок;
5. кавітаційна область має бути добре заповнена розрахунковою сіткою;

- б. параметри течії на вхідних граничних умовах мають бути такими, щоб об'ємна доля рідкої фази на вході в розрахункову область була не менше 0,1.

Висновки. На даний час існують розвинені математичні моделі кавітаційних процесів. Домінуючі позиції серед них займають моделі, що описують рух окремої бульбашки на основі теорії пульсації поодинокі сферичної бульбашки. До них відносять рівняння Релея, Релея-Плессета, Нолтінга-Нейпараса, Херінга-Фіка, Кірквуда-Бете. Ці рівняння, за виключенням рівняння Релея, не мають загального розв'язку, проте досить легко розв'язуються чисельними методами для умов кожної конкретної наукової або інженерно-технічної задачі.

Серед вищеописаних рівнянь слід виділити рівняння Релея-Плессета, яке з однієї сторони враховує значну кількість факторів, а з іншої сторони записується в лаконічній математичній формі. Через це рівняння Релея-Плессета вважається оптимальною серединою між простотою і точністю і рекомендоване до широкого використання в розрахунках [9].

Крім вищеописаних моделей, існують ускладнені, які враховують теплообмін або взаємодію бульбашок. Проте вони є порівняно складними та приймають велику кількість припущень, тому використовуються тільки в окремих випадках.

Для повного описання процесу кавітації необхідно врахування наступних факторів: взаємодія бульбашок, деформація бульбашок, розщеплення бульбашок, утворення кумулятивних струменів, тепло-масообмін та фазові переходи, неідеальність парогазової суміші та зміна її складу та ін.

Узагальнюючи все, потрібно зазначити, що на даний момент не існує такої математичної моделі, яка б одночасно враховувала всі фактори, що впливають на процес кавітації.

Література:

1. Смородов Е.А. Физика и химия кавитации / Смородов Е.А., Галиахметов Р.Н., Ильгамов М.А. – М.: Наука, 2008. – 228 с.
2. Маргулис М. А. Звукохимические реакции и сонолюминисценция / М. А. Маргулис. – М. : Химия, 1986. – 288 с.
3. Маргулис М.А. Основы звукохимии (химические реакции в акустических полях): Учеб. пособие для хим. и хим.-технол. спец. вузов. – М.: Высш. шк., 1984. – 272 с.
4. Маргулис М. А., Дмитриева А. Ф. // ЖФХ. – 1981. – т. 55, с. 159; 323.

5. Розенберг Л.Д. Кавитационная область // Мощные ультразвуковые поля / Под ред. Л.Д. Розенберга. – М.: Наука, 1968. – Ч. 6. – С. 221 – 266.
6. Новицкий Б.Г. Применение акустических колебаний в химико-технологических процессах. – М.: Химия, 1983. – 192 с
7. Jean-Pierre Franc. Fundamentals of cavitation / Jean-Pierre Franc, Jean-Marie Michel. – Cluwer Academic Publishments, 2005. – 321 p.
8. COSMOS FloWorks Fundamentals / COSMOS Analysis Products, 2008. – 238 p.
9. Luca d'Agostino. Fluid Dynamics of Cavitation and Cavitating Turbopumps / Luca d'Agostino, Maria Vittoria Salvetti. – SpringerWienNewYork, 2007. – 354 p.

АНАЛИЗ ОСНОВНЫХ МАТЕМАТИЧЕСКИХ МОДЕЛЕЙ КАВИТАЦИИ

Анисимов В. В., Ермаков П. П.

Аннотация – выполнен сравнительный анализ наиболее известных математических моделей кавитации. Выделены ограничения и предположения, касающиеся каждой модели, а также их преимущества. Описаны модели: Рэлея, Рэлея-Плессета, Нолтинга-Нейпараса, Джилмора и др. Особое внимание уделено конечно-элементному моделированию кавитации на примере однородной равновесной модели.

ANALYSIS OF BASIC MATHEMATICAL MODELS OF CAVITATION

V. Anisimov, P. Ermakov

Summary

A comparative analysis of the most well-known mathematical models of cavitation is done. Limitations and assumptions relating to each model, as well as their benefits are highlighted. Described models: Rayleigh, Rayleigh-Plesset, Noltinh-Neyparas, Gilmor and others. Special attention to the finite-element modeling of cavitation on the example of a homogeneous equilibrium model is paid.

УДК 621.9

ПОБУДОВА СТОХАСТИЧНОЇ МОДЕЛІ ЕЛЕКТРОГІДРАВЛІЧНОГО МЕХАТРОННОГО МОДУЛЯ РУХУ

Андренко П.М., д.т.н.,
Дмитрієнко О.В., к.т.н.
Національний технічний університет
“Харківський політехнічний інститут”
Тел. (057) 707-61-28

Анотація – в статті наведена розроблена стохастична математична модель робочого процесу електрогидравлічного мехатронного модуля лінійного переміщення. Запропоновані рівняння, що описують зміну випадковим чином параметрів робочої рідини гідравлічної системи. Встановлені закони розподілення та межі відхилення випадкових характеристик та параметрів структурних елементів мехатронного модуля руху, їх математичне очікування і дисперсія.

Ключові слова – мехатронний модуль, стохастична модель, випадкові відхилення, математичне очікування, дисперсія.

Постановка проблеми. Однією з основних тенденцій розвитку сучасних гідроприводів є інтенсивне зрощування гідроприводів з електронними системами керування, застосування “інтелектуальних” гідроапаратів з вбудованою електронікою та стандартними комунікаційними засобами з відкритою структурою [1]. Використання блочно-модульного принципу побудови гідроприводів з електронними системами керування свідчить про високий технічний рівень останніх. Для сучасних гідроприводів такими модулями є мехатронні модулі руху (ММР). В [2] встановлено, що перспективний електрогидравлічний ММР крім електричного блоку керування і гідравлічного виконавчого механізму містить гідророзподільник (ГР) з пропорційним електричним керуванням з нульовим перекриттям встановленим у першому каскаді, безпосередньо біля виконавчого механізму. Розробка досконалих моделей робочого процесу ММР, які є базою їх аналізу та синтезу, є актуальним науково-технічним завданням.

Аналіз останніх досліджень. Розробки математичних моделей мехатронних систем та їх структурних елементів присвячена робота

[3]. В ній наведені математичні моделі окремих елементів та методики синтезу систем. Однак, в цій роботі розглядаються виключно ММР побудовані на електричних елементах. В роботах [4, 5] описані принципи побудови та тенденції розвитку мехатронних систем, наведено схеми ММР. Досить докладно розглянуті математичні моделі робочих процесів гідравлічних елементів мехатронних систем у роботі [6]. В статті [7] наведена математична модель робочого процесу ММР з регулятором витрат та дроселем. В роботі [8] описано нову концепцію моделювання і проектування мехатронних систем з пристроями гідроавтоматики, які розкривають механізм формування системи та їх моделей, що відображає закономірності процесу функціонування, будови і властивості об'єкта. Слід зазначити, що існує два основних підходи до побудови математичних моделей елементів та пристроїв: ймовірнісний і детерміністський. Більш загальним є ймовірнісний підхід, який припускає статистичний (ймовірнісний) характер їх характеристик. В роботах розглянутих вище, не розглядаються стохастичні математичні моделі ММР та їх елементів.

При описі та дослідженні складних технічних систем ефективно застосовувати ієрархічний підхід який передбачає розбиття системи на вертикальні супідрядні підсистеми різних рівнів, розробку модульних моделей кожної з підсистем, введення пріоритетів для підсистем старших рівнів по відношенню до підсистем молодших рівнів, певну автономність кожної з підсистем [9]. Оскільки кожен з підсистем можна в свою чергу розбити на нові підсистеми, внаслідок чого отримують багаторівневу ієрархічну систему моделей. Застосування ієрархічного підходу дозволяє використовувати аналітичні, стохастичні та моделі ідентифікації, що підвищує точність моделей реальному процесу. В роботі [10] наведено основи декомпозиції багаторівневих ієрархічних моделей. Однак в цій роботі не розглядаються ієрархічні моделі електрогідравлічних та гідравлічних систем та пристроїв. Розробці ієрархічної моделі аксіально-поршневої гідромашини, на базі якої розроблена методологія її проектування присвячена робота [11]. Наведені в ній загальні принципи та підходи жорстко прив'язані до конструкції аксіально-поршневої гідромашини, а отже також не можуть бути цілком використані при побудові ієрархічних моделей гідравлічних систем та пристроїв.

Методика динамічного синтезу сучасного електрогідравлічного ММР з ГР з нульовим перекриттям та пропорційним електричним керуванням розглядається в статті [2]. В ній наведено принципову схему такого модуля та детерміністську математичну модель його робочого процесу. Ієрархічна математична модель такого ММР наведена в [12]. Однак в даних роботах, як і у усіх розглянутих вище нами не виявлено робіт в яких розглядаються стохастичні математичні моделі ММР.

Розгляду стохастичних процесів у гідроприводах присвячені роботи [13–16] й інші. В роботі [13] розглядаються стохастичні процеси у гідроприводах верстатів, а у статті [14] гідравлічного регулювання швидкості виконавчого механізму з регулюванням на вході. Причому у роботі [13] розглядаються лінеаризовані рівняння які описують динамічні процеси у гідроприводах з використання трансформуючих функцій при малих відхиленнях параметрів, що значно звужує область використання отриманих результатів. В роботі [15] розглянуті математичні моделі випадкових коливальних процесів динамічної системи верстатів. У роботі [16] встановлено, що випадкові зміни характеристик регулюючої гідроапаратури лежать в межах смуги, ширина якої становить 5 ... 15 % від їх номінальних значень та в межах цієї смуги випадкові змінні характеристик, зазвичай, відповідають нормальному закону розподілення. Нормальній закон розподілення описує більшість процесів, що відбуваються у гідроприводі [17]. Отже цілком обґрунтовано можна прийняти, що зміна випадкових характеристик гідроприводів та їх елементів відповідає нормальному розподілення. За аналітичним оглядом літературних джерел проведеному нами встановлено, що стохастичні математичні моделі електрогідравлічного ММР з пропорційним ГР з нульовим перекриттям встановленим у першому каскаді в них не розглядаються. Отже розробка стохастичної математичної моделі такого модуля руху є актуальним науковим завданням.

Формулювання цілей статті (постановка завдання). Розробка стохастичної математичної моделі робочого процесу електрогідравлічного ММР.

Основна частина. Стохастичну математичну модель електрогідравлічного ММР проводили за його схемою, рис. 1. При її розробці, враховуючи його блочно модульне компонування ММР, приймали наступні припущення:

- ГР – ідеальний: його перекриття нульове; гідравлічні провідності G_1 і G_2 , а також G_3 і G_4 утворені дроселюючими кромками, при рівних значеннях переміщення запірно-регулюючого елемента (ЗРЕ) однакові; радіальний зазор, перетоки робочої рідини (РР) і опір внутрішніх каналів настільки малий, що йми можна знехтувати;

- пружини ГР мають малу жорсткість та працюють у межах де їх характеристики лінійні і не відбувається відрив їх кінців від поверхонь контакту, це дозволяє знехтувати силою від їх дії на ЗРЕ;

- корпуса гідроциліндра (ГЦ), ГР, каналів та трубопроводів – абсолютно жорсткі, а їх пружні властивості враховуються приведеним модулем об'ємної пружності РР;

- довжина трубопроводів мала, а їх діаметр у порівнянні з довжиною великий, це дозволяє знехтувати хвильовими процесами, що

відбуваються в них. Нехтуємо також початковими ділянками трубопроводів;

- у ММР відсутні: кавітація – $p_i(t) \geq p_{\text{пар}}$, $p_{\text{пар}}$ – тиск насичених парів РР; гідравлічний удар і виконується умова нерозривності РР. Швидкість звуку в РР, з урахуванням пружних властивостей трубопроводів, є сталою та значно більшою за швидкість руху РР;

- розглядаємо моделі у зосереджених параметрах, процес зміни випадкових величин відбувається згідно нормального закону, є марківським та задовольняє умові стаціонарності і ергодичності.

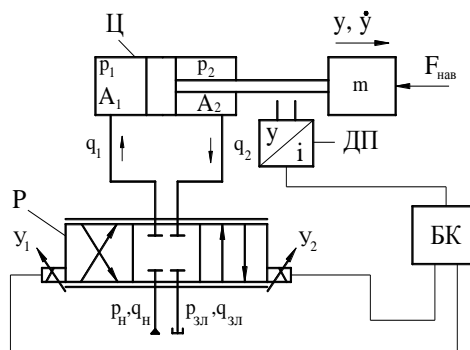


Рис. 1. Схема електрогідравлічного мехатронного модуля руху:
 Р – пропорційний гідророзподільник; Ц – гідроциліндр;
 ДП – датчик переміщень; БК – блок керування.

Стохастична математична модель електрогідравлічного ММР.

Зміна стану РР. Точність моделювання робочих процесів у гідравлічних пристроях і системах, в тому числі і ММР, залежить від правильного визначення параметрів РР. При дослідженні таких процесів використовують диференціальні рівняння, до складу яких входять густина, в'язкість, модуль об'ємної пружності які в свою чергу залежать від її температури. Зі збільшенням тиску та розширенням діапазону робочих температур гідросистем значимість параметрів РР зростає [18]. Так при збільшенні температури РР на кожні 10°C в діапазоні $30 \dots 70^{\circ}\text{C}$ відбувається зменшення енергоспоживання гідросистеми на величину від 1,7 % до 6 %, а рівень навантаження на виконавчому механізмі впливає на тривалість часу виходу її на сталий режим теплового балансу [19]. Температура РР у гідросистемах з водяним охолодженням знаходиться в межах $50 \dots 60^{\circ}\text{C}$, а з повітряним – $70 \dots 80^{\circ}\text{C}$ [20]. Тому на першому етапі моделювання робочих процесів у гідросистемах приймають значення температури РР постійною – рівною її середньому значенню у даному температурному діапазоні.

Значний вплив на параметри РР має нерозчинене повітря, що міститься в ній. У роботі [13] встановлено, що бульбашки повітря рівномірно розподілені по усьому об'єму РР, їх випадкові радіуси стано-

влять 0,065 ... 0,075 мм, середньоквадратичне відхилення яких складає 0,032 ... 0,037 мм, та в одному кубічному міліметрі РР знаходиться в середньому 7 ... 8 бульбашок повітря. Це відповідає концентрації газоповітряної фази 1,4 ... 1,6 % та співпадає з даними концентрації нерозчиненого повітря у відкритих гідросистемах (1 ... 2 %) наведених в різних літературних джерелах, наприклад [20]. Таким чином далі розглядаємо бульбашкову, згідно класифікації [21], течію рідини у якій газова фаза у вигляді окремих бульбашок різної величини і форми рівномірно розподілена у середовищі рідини, яке є дисперсним. Зазначимо, що при зміні тиску у гідросистемі нерозчинене повітря переходить у розчинене і навпаки. Зміну об'єму розчиненого повітря у РР на окремих ділянках гідросистеми, приймаючи постійним значення об'єму рідинної фази, визначають за залежністю

$$W_{r0}(t) = \alpha_p W_p p(t) / p_0, \quad (1)$$

де α_p – коефіцієнт розчинності повітря у робочій рідині; W_p – об'єм рідинної фази РР, см³; $p(t)$ – тиск у гідросистемі, кгс/см²; p_0 – абсолютне значення атмосферного тиску, кгс/см².

З урахуванням формули (1) об'єм нерозчиненого повітря у РР визначають за залежністю

$$W_r(t) = W_{r\Sigma} - W_{r0}(t), \quad (2)$$

де $W_{r\Sigma}$ – сумарний об'єм розчиненого та нерозчиненого повітря у РР.

Для визначення характеристик двофазної рідини використовують аналітичні залежності з роботи [22], які наведені у такому вигляді:

- модуль об'ємної пружності:

$$E_c(t) = k[p(t)+1] \frac{[Ap(t)+B] \left[(1-m_0) \sqrt{\frac{Ap_0+B}{Ap(t)+B}} + m_0 k \sqrt{\frac{p_0+1}{p(t)+1}} \right]}{k[p(t)+1] (1-m_0) \sqrt{\frac{Ap_0+B}{Ap(t)+B}} + m_0 [Ap(t)+B] k \sqrt{\frac{p_0+1}{p(t)+1}}}; \quad (3)$$

- густина:

$$\rho_c(t) = \rho_{p0} \left\{ (1-m_0) \left\{ 1 + \frac{p(t)-p_0}{E_c(t)} \right\} \frac{1}{1 + \alpha[T(t)-T_0]} \right\} + \rho_{r0} m_0 \frac{p(t)T_0}{p_0 T(t)}; \quad (4)$$

- коефіцієнт динамічної в'язкості:

$$\mu_c(t) = \mu_0 (1 + 1,5m_0) \left\{ 1 + a[p(t)-p_0]/p_0 \right\} e^{-\lambda_T(T(t)-T_0)}; \quad (5)$$

- коефіцієнт кінематичної в'язкості:

$$\nu_{tc}(t) = \mu_c(t) / \rho_c(t). \quad (6)$$

У наведених вище формулах позначено: t – час; k – показник політропи; p_0 , $p(t)$ – відповідно початковий і робочий абсолютні тиски РР у гідросистемі; A , B – параметри рідини залежно від її температури і марки, визначені з статті [23]; $m_0 = W_{г0}/W_{с0}$ – відношення фази нерозчиненого повітря $W_{г0}$ до повного об'єму суміші $W_{с0}$; ρ_{p0} і $\rho_{г0}$ – густина РР і газової складової при нормальних умовах відповідно; α – температурний коефіцієнт об'ємного розширення РР; μ_0 – коефіцієнт динамічної в'язкості РР при нормальних умовах; T_0 і $T(t)$ – абсолютна початкова і змінна температура РР в гідросистемі відповідно; a , λ_T – коефіцієнти ($a = 0,003$, λ_T , залежить від типу РР та для мастил гідросистем знаходиться в межах 0,023...0,028).

Модуль пружності РР у гідросистемі з урахуванням матеріалу труб і їх конструктивних розмірів розраховують за залежністю:

$$E_{\text{пр}}(t) = E_c(t) / \left\{ 1 + \left[d_{\text{тр}} E_c(t) \right] / \left(\delta_{\text{тр}} E_{\text{тр}} \right) \right\}, \quad (7)$$

де $E_{\text{пр}}(t)$ – приведений модуль пружності РР; $d_{\text{тр}}$ і $\delta_{\text{тр}}$ – відповідно діаметр і товщина стінки труби; $E_{\text{тр}}$ – модуль пружності матеріалу труби.

Витрата на виході з насоса. Використовували зміну випадкової степеневі функції виду [24]

$$Z_j(t) = B_{c_j} t^{\beta_j} + \Delta Z_{e_j} + \Delta \Pi_{Z_j}, \quad (8)$$

де Z_j – структурний параметр насоса; B_{c_j} – швидкість зміни j -го функціонального параметра від часу; β_j – показник ступеня; ΔZ_{e_j} – випадкове відхилення фактичної зміни параметра від теоретичної реалізації під впливом варіації зовнішніх експлуатаційних факторів; $\Delta \Pi_{Z_j}$ – значення параметра, який залежить від припрацювання.

Застосовували метод оснований на середній статистичній зміні подачі групи однотипних насосів. Подача q_n є основним параметром насоса який визначає його ресурс до першого капітального ремонту і міжремонтний ресурс. Зменшення подачі насоса Δq_n при експлуатації є наслідком зміни структурних параметрів його вузлів та окремих деталей внаслідок зношення. Встановлено, що основними причинами зниження подачі насоса Δq_n є збільшення внутрішніх витоків у ньому $\Delta q_{\text{вит}}$ та зміна початкових кінематичних співвідношень Δq_k , тобто

$$\Delta q_n = \Delta q_{\text{вит}} + \Delta q_k. \quad (9)$$

Сумарну зміну подачі насоса залежно від його конструкції розбивали на ряд складових:

$$\Delta q_n = \Delta q_{n_1} + \Delta q_{n_2} + \Delta q_{n_3} + \dots + \Delta q_{n_i} + \dots + \Delta q_k, \quad (10)$$

де Δq_{H_i} – складові зменшення подачі насоса внаслідок зміни його структурних параметрів його окремих вузлів (1 – вузол який качає; 2 – вузол регулятора подачі; 3 – вузол розподілення тощо).

Використовували випадкову степеневу функцію (8) та отримали аналітичний вираз для зміни подачі насоса:

$$q_{\text{H}}^*(t) = q_{\text{H}0}^*(t_0) + B_q t^\beta, \quad (11)$$

де $q_{\text{H}0}^*(t_0)$ – подача насоса після завершення процесу припрацювання який визначається з паспорта насоса; B_q – коефіцієнт, що характеризує середню швидкість зміни подачі насоса; β – показник ступеня який визначають за даними експериментів.

Зазначимо, що тут і далі * – позначено величини які змінюються випадковим чином. Так як тиск у гідросистемі визначається залежно від витрати за відомими залежностями, то він як і витрата змінюється випадковим чином. Таким чином параметри РР розраховані за формулами (1), (3)–(7), які залежать від тиску в гідросистемі, також змінюються випадковим чином. Це ми будемо мати на увазі та зірочку біля них для скорочення запису опускаємо.

На підставі аналізу статистичних даних зміни подачі насосів визначаємо експериментальну залежність зміни подачі насоса від часу $q_{\text{H}_i}^* = f(t)$, крива 1 на рис. 2, (індекс i означає практичну реалізацію). Використовуючи стандартний пакет підпрограм наближених функцій методом найменших квадратів, на ПК визначаємо значення параметрів B_q і β , виразу (11). Отримана таким шляхом математична модель $q_{\text{H}}^*(t)$ є математичним очікуванням зміни подачі насосів даного типу, які знаходяться у експлуатації (крива 2, рис. 2).

Для розрахунку показників розподілення експериментальних реалізацій подачі насоса розбиваємо експериментальні дані на $(N+1)$ групу залежно від t . Нульову групу становить значення подачі насоса при $t = 0$. Для кожної з груп розраховуємо значення математичного очікування $m_{q_{\text{H}}}$, дисперсії $D_{q_{\text{H}}^*}$ і середнього квадратичного відхилення

$\sigma_{q_{\text{H}}^*}$:

$$m_{q_{\text{H}}} = \frac{1}{K} \sum_{i=1}^K q_{\text{H}_i}^*; D_{q_{\text{H}}^*} = \frac{1}{K} \sum_{i=1}^K (q_{\text{H}_i}^* - q_{\text{H}_i}^*)^2; \sigma_{q_{\text{H}}^*} = \sqrt{D_{q_{\text{H}}^*}}, \quad (12)$$

де K – кількість насосів у групі яка розглядається.

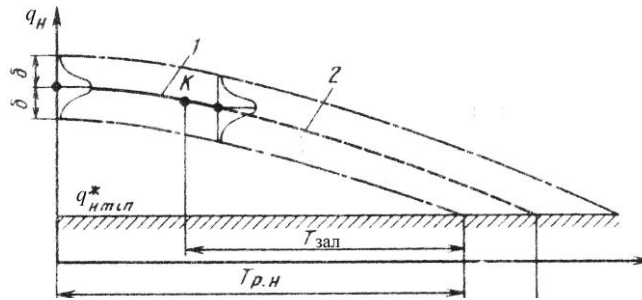


Рис. 2. Залежність подачі насоса від часу:
1 – за даними експлуатації; 2 – за даними прогнозування
($T_{\text{зал}}$ і $T_{\text{р.н}}$ – залишковий і призначений ресурс).

Приймаємо, що експериментальна реалізація подачі насоса всередині окремих груп відбувається за нормальним законом розподілення, визначаємо верхню і нижню границі статистичного розподілення яке розглядається. Довірче відхилення δ отриманої математичної моделі статистичного розподілення у вигляді (11) визначається як

$$\delta = \sigma_{q'} k_q,$$

де $\sigma_{q'} = \frac{1}{N+1} \sum_{j=0}^N \sigma_{q'_j}$; k_q – параметр який знаходять з таблиць функцій Лапласа.

На графік $q_n^*(t)$ наносять верхню та нижню довірчі границі. По мірі накопичення статистичних даних значення коефіцієнтів B_q і β які входять до формули (5), та довірче відхилення прогнозованої кривої можуть уточнюватися.

Рух РР у трубопроводах і каналах. Він описується рівняннями які базуються на зосередженні параметрів каналу чи трубопроводу за Т- і Г-подібними схемами, наприклад Т-подібною:

$$\left. \begin{aligned} d q_{i \text{ вх}}^* / d t &= [p_{i \text{ вх}}^* (t) - p_{i \text{ ср}}^* (t)] / L_i^* (t) - q_{i \text{ вх}}^* (t) R_i^* (t) / L_i^* (t), \\ d p_{i \text{ ср}}^* (t) / d t &= q_{i \text{ ст}}^* (t) / C_i^* (t) = [q_{i \text{ вх}}^* (t) - q_{i \text{ вих}}^* (t)] / C_i^* (t), \\ d q_{i \text{ вих}}^* (t) / d t &= [p_{i \text{ ср}}^* (t) - p_{i \text{ вих}}^* (t)] / L_i^* (t) - q_{i \text{ вих}}^* (t) R_i^* (t) / L_i^* (t) \end{aligned} \right\}, \quad (13)$$

де $q_{i \text{ вх}}^*$, $q_{i \text{ вих}}^*$ і $q_{i \text{ ст}}^*$ – відповідно витрати на вході, виході і стискання i -го каналу; $p_{i \text{ вх}}^*$, $p_{i \text{ вих}}^*$ і $p_{i \text{ ср}}^*$ – відповідно тиски на вході, виході і середній i -го каналу; $L_i^* (t) = \rho_{ic} (t) l_i / 2 A_i$ – відіграє роль індуктивного опору i -го каналу; $R_i^* (t) = 8 v_{tc} (t) \rho_{ic} (t) l_i / 2 A_i r_i^2$ – роль активного опору i -го

каналу; $C_i^*(t) = A_i l_i / E_{\text{пр}}(t)$ – роль ємності i -го каналу, A_i і r_i – відповідно площа і гідравлічний радіус каналу (трубопроводу), $A_i = \pi r_i^2$.

Зазначимо, що випадкові збурення тиску ініціюють виникнення резонансних автоколиваний у гідросистемі, які є однією із причин виникнення випадкових вібраційних процесів у гідросистемі [13]. У загальному випадку зміна вихідних параметрів каналу може бути представлена у вигляді постійної та випадкової складової, причому випадкова складова складає 1 ... 2 % від номінальної, тобто нею у першому наближенні можна знехтувати. Дисперсія вихідних параметрів каналу мало змінна в часі. Таким чином випадковий характер зміни тиску у каналі чи трубопроводі обумовлений випадковими пульсаціями витрати на виході із насоса.

Робочі процеси в пропорційному ГР. Вони описуються рівняннями:

- руху ЗРЕ

$$m_{\text{ЗРЕ}} \ddot{x}_{\text{ЗРЕ}} = F_{\text{емГР}}(t) - F_{\text{терЗРЕ}}(t) - F_{\text{гдЗРЕ}}(t); \quad (14)$$

- витрати РР через дроселюючі щілини

$$\left. \begin{aligned} q_{\text{ГР1}}^*(t) &= q_{\text{щ1}}^*(t) - q_{\text{ст1}}(t) + q_{\text{осц1}}(t), \\ q_{\text{ГР2}}^*(t) &= q_{\text{щ2}}^*(t) - q_{\text{ст2}}(t) + q_{\text{осц2}}(t) \end{aligned} \right\}; \quad (15)$$

- обмеження переміщення ЗРЕ

$$x_{\text{ЗРЕ}} < x_{\text{ЗРЕ}}(t) \leq x_{\text{ЗРЕmax}}. \quad (16)$$

Стохастичні процеси у ГР обумовлені збуреннями викликаними течією РР в ньому які приводять до випадкових змін його характеристик. У реальному ГР всі параметри мають невеликі випадкові зміни. Це приводить до зміни витрати РР через дроселюючі отвори внаслідок чого його змінні характеристики знаходяться в межах смуг, ширина якої сягає деякого відсотка номінального значення характеристики та являють собою сукупність математичних сподівань відповідних функціональних залежностей. Зазначимо, що за даними з роботи [13] випадкові зміни характеристик ГР і його коефіцієнта витрати не перевищують 5 ... 10 %.

Випадкове значення витрати РР $q_{\text{щ}}^*(t)$ в формулі (15) розраховуємо за залежністю

$$q_{\text{щ}}^*(t) = \mu(\text{Re}, x_{\text{ЗРЕ}}) A_{\text{щ}}^*(t) \sqrt{2\Delta p / \rho_c}, \quad (17)$$

де $\mu(\text{Re}, x_{\text{ЗРЕ}})$ – коефіцієнт витрати ГР і $A_{\text{щ}}^*(t)$ – випадкове значення площі щілини які розраховуємо за залежностями:

$$\mu(\text{Re}, x_{\text{ЗРЕ}}) = \mu_c \sqrt{\text{Re}(t)} / \sqrt{\text{Re}_k + \text{Re}(t)}; \quad (18)$$

$$A_{\text{щ}}^*(t) = \left(\sqrt{x_{\text{ЗРЕ}}^2 + \Delta^2} / x_{\text{ЗРЕ}} \right) \int_0^{2\pi} [d_{\text{ЗРЕ}}(\bar{x}_{\text{ЗРЕ}} - \bar{x}_r)/2] d\varphi. \quad (19)$$

В формулах (14) – (19): $m_{\text{ЗРЕ}}$ – маса ЗРЕ ГР разом з приведеними до нього масами рухомих частин; $x_{\text{ЗРЕ}}$ – переміщення ЗРЕ ГР; $F_{\text{емГР}}(t)$, $F_{\text{терЗРЕ}}(t)$ і $F_{\text{гдЗРЕ}}(t)$ – відповідно сили пропорційного електромагніта ГР, тертя ЗРЕ і гідродинамічна, що діє на ЗРЕ; $q_{\text{щ1}}^*(t)$ і $q_{\text{щ2}}^*(t)$, $q_{\text{ст1}}(t)$ і $q_{\text{ст2}}(t)$, $q_{\text{осц1}}(t)$ і $q_{\text{осц2}}(t)$ – відповідно витрати через 1 і 2 дроселюючі щілини, стиску РР в правій і лівій порожнинах ГР, осциляції; μ_c – коефіцієнт витрат у статичному режимі; $\text{Re}(t)$ і Re_k – відповідно число Рейнольдса і коефіцієнт корекції, [25]; Δ – зазор між гільзою і ЗРЕ; $d_{\text{ЗРЕ}}$ – діаметр ЗРЕ; $\bar{x}_{\text{ЗРЕ}}$ і \bar{x}_r – відповідно осереднені значення координат країв ЗРЕ і гільзи. Зазначимо, що сили $F_{\text{терЗРЕ}}(t)$ і $F_{\text{гдЗРЕ}}(t)$ у загальному випадку є функціями $F_{\text{терЗРЕ}}(t) = F_{\text{терЗРЕ}}(x_{\text{ЗРЕ}}, \dot{x}_{\text{ЗРЕ}})$ і $F_{\text{гдЗРЕ}}(t) = F_{\text{гдЗРЕ}}(x_{\text{ЗРЕ}}, \dot{x}_{\text{ЗРЕ}})$, що треба мати на увазі при розв’язку рівняння (14). Сила пропорційного електромагніта ГР містить осциляційну складову, яка надає осциляцію ЗРЕ, мала у порівнянні з силою керування ЗРЕ і швидкість зміни якої в часі щонайменше на два порядки більша від першої. Розрахунок всіх сил, що діють на ЗРЕ проводили за залежностями наведеними у роботі [6]. Зазначимо, що витрати стиску та осциляції які входять до рівняння (15) у порівнянні з витратою через дроселюючі щілину пропорційного ГР малі і при нехтування ними похибка не перевищить 1 %.

Робочий процес ГЦ. Він описується наступними рівняннями:

- витрати РР в правій і лівій порожнині ГЦ

$$\left. \begin{aligned} q_1^*(t) &= A_1 \dot{y}^* + \frac{W_{\text{пор}} + A_1 \dot{y}^* dp_1^*(t)}{E_{\text{пр}} dt}, \\ q_2^*(t) &= A_2 \dot{y}^* - \frac{W_{\text{шт}} - A_2 \dot{y}^* dp_2^*(t)}{E_{\text{пр}} dt} \end{aligned} \right\}; \quad (20)$$

- руху штока ГЦ разом з приведеними до нього масами рухомих частин

$$m \ddot{y}^* = A_1 p_1^*(t) - A_2 p_2^*(t) - F_{\text{тер}}^*(t) - F_{\text{нав}}(t); \quad (21)$$

- обмеження переміщень поршня ГЦ

$$y < y^*(t) \leq y_{\text{max}}. \quad (22)$$

У рівняннях (20)–(22): m – маса штока ГЦ разом з приведеними до нього масами рухомих частин; y – переміщення штока ГЦ; A_1 і A_2 – відповідно площі безштокової і штокової порожнин ГЦ; $p_1^*(t)$ і $p_2^*(t)$

– відповідно випадковий тиск у безштоковій і штоковій порожнинах ГЦ; $F_{\text{тер}}^*(t)$ і $F_{\text{нав}}(t)$ – відповідно сили тертя, яку розраховуємо згідно залежності з роботи [6], і сила зовнішнього навантаження; $W_{\text{пор}}$ і $W_{\text{шт}}$ – відповідно об'єми безштокової і штокової порожнин ГЦ. Слід зазначити, що максимальне значення тиску у штоковій порожнині ГЦ обмежують $p_{2\text{max}} \leq p_{2\text{гр}}^*$, де $p_{2\text{гр}}^*$ визначають з умови міцності ГЦ. Приймають, що $p_{3\text{л}} = 0$.

Залежність переміщення штока ГЦ від тиску в його порожнині є суттєво нелінійною. Воно має яскраво виражені гістерезисні властивості [13]. Це обумовлено в першу чергу нелінійністю сили тертя та релаксаційними явищами, що мають місце при стисненні РР, а також втратами рідини в ущільненнях штока і поршня.

Зміна в часі сили навантаження $F_{\text{нав}}(t)$ залежить від технологічного процесу який виконує ММР. На першому етапі визначення стохастичних характеристик модуля руху її можна прийняти постійною. Стохастичну силу тертя в рівнянні (21) записували у вигляді детермінованого значення, розрахованого за методикою з роботи [6], та випадкового відхилення. Стохастична сила тертя моделювалась у пакеті прикладних програм згідно методики наведеною у статті [26]. Випадкові значення коефіцієнта при силі сухого тертя задавались генератором випадкових чисел з нормальним законом розподілення. Задавався часовий інтервал його зміни та середньоквадратичне відхилення.

Пропорційний електромагніт. Він відрізняється від звичайного наявністю керуючого конуса, виготовленого з немагнітного матеріалу, який змінює форму магнітного поля та забезпечує практично постійне зусилля на якорі, пропорційне струму керування, незалежно від його положення. Силу, що розвиває лінійний пропорційний електромагніт обчислюємо за залежністю [6]

$$F_{\text{ем}}(t) = [K_1 K_2 K_3 \mu_{\text{ем}} A_{\text{ем}} n_{\text{ем}}^2 i_{\text{ем}}(t)^2] / [2x_{\text{ем}}(t)^2], \quad (23)$$

де K_1 – постійний коефіцієнт, який враховує розмірність величин, що входять до формули (23); $\mu_{\text{ем}}$ – магнітна провідність середовища, Гн/м, ($\mu_{\text{ем}}$ повітря – $1,26 \cdot 10^{-6}$ Гн/м); $A_{\text{ем}}$ – площа торцевої поверхні якоря, м²; $n_{\text{ем}}$ – кількість витків у котушці; $i_{\text{ем}}(t)$ – струм в обмотці електромагніту, А; $x_{\text{ем}}(t)$ – переміщення якоря, мм; K_2 – коефіцієнт, який враховує залежність сили пропорційного електромагніту від переміщення якоря і його геометричних розмірів,

$$K_2 = (\text{th}x_{\text{ем}})^2 e^{b_1(1 - |(x_{\text{ем}}^{\text{max}} - x_{\text{ем}})/x_{\text{ем}}^{\text{max}}|)}, \quad (24)$$

K_3 – коефіцієнт, який враховує залежність сили пропорційного електромагніту від струму в котушці,

$$K_3 = e^{-[1-b_2((i_{\text{ем max}} - i_{\text{ем}})/i_{\text{ем max}})]}, \quad (25)$$

b_1 та b_2 – сталі коефіцієнти, характерні для даної конструкції лінійного пропорційного електромагніту; $x_{\text{ем max}}$ та $i_{\text{ем max}}$ – максимальні значення відповідно переміщення якоря та струму в котушці.

Слід зазначити, що через залишковий магнетизм та сили тертя в електромагнітах наявний гістерезис який формула (23) не враховує. Стохастичну силу пропорційного електромагніта розраховували за залежністю

$$F_{\text{ем}}^*(t) = F_{\text{ем}}(t) + \delta F_{\text{ем}}(t), \quad (26)$$

де $\delta F_{\text{ем}}(t)$ - випадкове відхилення сили пропорційного електромагніта.

Оцінку математичного очікування і дисперсії випадкових функцій $J_j^*(t)$ (де J_j – функції які описують параметри модуля) при t_k – фіксованому часі випадкового процесу, проводили за формулами [27]:

$$m_{J_j}(t_k) = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n J_{j_i}(t_k), \quad (27)$$

$$D_{J_j}(t_k) = \frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n [J_{j_i}(t_k) - m_{J_j}(t_k)]^2, \quad (28)$$

де $J_{j_i}^*(t_k)$ – реалізація випадкової функції $J_j^*(t_k)$; n – кількість експериментів.

Точність наближення оцінок $m_{J_j}(t_k)$ і $D_{J_j}(t_k)$ до правдивих значень математичного очікування $\tilde{m}_{J_j}(t_k)$ і дисперсії $\tilde{D}_{J_j}(t_k)$ оцінювали ймовірністю попадання їх значень в задані інтервали, які для нормального розподілення чи близького до нього, розраховували за формулами [27]:

$$\alpha_1 = P\left(|m_{J_j}(t_k) - \tilde{m}_{J_j}(t_k)| < \varepsilon_1\right) = 2 \Phi(\varepsilon_1 / \sigma_{m_{J_j}}), \quad (29)$$

$$\alpha_2 = P\left(|D_{J_j}(t_k) - \tilde{D}_{J_j}(t_k)| < \varepsilon_2\right) = 2 \Phi(\varepsilon_2 / \sigma_{D_{J_j}}), \quad (30)$$

де α_1 і α_2 – довірчі імовірності; $\Phi(\varepsilon_1 / \sigma_{m_{J_j}})$ і $\Phi(\varepsilon_2 / \sigma_{D_{J_j}})$ – функції Лапласа, які визначали за таблицями з роботи [28]; $2 \varepsilon_1$ і $2 \varepsilon_2$ – задані (довірчі) інтервали.

Середні квадратичні відхилення оцінок, що входять до формул (29) і (30) визначали з залежностей:

$$\sigma_{\tilde{m}_p} = \sqrt{\tilde{D}_{J_j} / n}, \quad \sigma_{\tilde{D}_p} = \sqrt{\tilde{D}_{J_j} / (n-1)}.$$

Задавалися довірчими імовірностями α_1 і α_2 (0,9 чи 0,95), визначають довірчі інтервали ε_1 і ε_2 математичного очікування і дисперсії.

Блок керування. У загальному випадку він являє собою слідкуючу систему з зворотним зв'язком по відхиленню реалізованого на мікропроцесорах яка, незважаючи на випадковий характер зміни положення штока ГЦ та ЗРЕ ГР подає на вхід пропорційного електромагніта струм керування відповідно до алгоритму функціонування модуля – закону руху штока ГЦ $y(t) = y_0 + f_y(t)$. При синтезі ММР, в першому наближенні, випадковими складовими зміни струму керування пропорційного електромагніта можна знехтувати.

Слід зазначити, що конструктивні та робочі параметри гідравлічної частини ММР, такі як діаметр умовного проходу каналів та трубопроводів, геометричні розміри ГЦ і маса його рухомих частин, номінальне значення тиску живлення й інші, вибирають з ряду відповідного ДСТУ. Крім того стандартизованими є параметри блоку керування, пропорційного електромагніта та датчиків зворотного зв'язку.

При синтезі електрогідравлічного ММР приймають, що у початковий момент часу ЗРЕ ГР знаходиться у нейтральному положенні і швидкість поршня, тиск в порожнинах ГЦ та витрата РР дорівнюють нулю. Задають початкові умови: $y(0) = y_0$; $\dot{y}(0) = 0$; $\ddot{y}(0) = 0$; $x_{ЗРЕ}(0) = x_{ЗРЕ0}$; $\dot{x}_{ЗРЕ}(0) = 0$; $\ddot{x}_{ЗРЕ}(0) = 0$; $A_{щ}(x_{ЗРЕ0}) = 0$; $q_{щ1}(0) = 0$; $q_1(0) = 0$; $q_{щ2}(0) = 0$; $q_2(0) = 0$ та значення $\rho(t)$ і $\mu_{щ}(Re)$ – які на попередньому етапі розрахунку приймали рівними їх середньому значенню під час функціонування модуля руху.

Висновки. Вперше розроблена стохастична математична модель робочого процесу електрогідравлічного ММР, яка є підґрунтям його динамічного синтезу, дозволяє поліпшити його динамічні властивості та отримати бажані характеристики. Запропоновані рівняння, що описують випадкову зміну параметрів РР гідравлічної системи, робочі параметри та характеристики структурних елементів ММР. Встановлено, що зміна параметрів гідравлічної частини ММР може бути описана нормальним законом розподілення, причому випадкові зміни характеристик не перевищують 5 ... 10 % від їх середнього значення. Наведені залежності для розрахунку математичного очікування і дисперсії даних параметрів та середні квадратичні їх відхилення.

Література:

1. Андренко П.Н. Тенденции развития объемных гидроприводов / П.Н. Андренко, З.Я Лурье // Промислова гідравліка і пневматика. – Вінниця : ВДАУ, 2013. – № 3 (41). – С. – 3–12.

2. Андренко П.М. Динамічний синтез мехатронного модуля руху / П.М. Андренко, О.В. Дмитрієнко // Вісник НТУ «ХПІ». – 2014. – № 1 (1044). – С. 157–163.

3. Герман-Галкин С.В. Matlab & Simulink. Проектирование мехатронных систем на ПК. / С.В. Герман-Галкин – СПб. : КОРОНА. Век, 2008. – 368 с.

4. Введение в мехатроннику: учеб. пособ. / О.М. Яхно, А.В. Узунов, А.Ф. Луговской и др. – К. : НТУУ «КПИ», 2008. – 528 с.

5. Подураев Ю.В. Принципы построения и современные тенденции развития мехатронных систем / Ю.В. Подураев, В.С. Кулешов // Мехатронника. – М. : Машиностроение, 2000. – № 1. С. 5–10.

6. Андренко П.М. Гідравлічні пристрої мехатронних систем : навч. посіб. / П.М. Андренко. – Х. : Видавничий центр НТУ «ХПІ», 2014. – 188 с.

7. Лурье З.Я. Динамика дросельного гидроагрегата с регулятором расхода, нагрузочным дросселем и гидродвигателем прямолинейного движения / З.Я. Лурье, И.А. Чекмасова // Вісник НТУ «ХПІ». – 2002. – № 9, Т. 12, – С. 129–135.

8. Узунов О.В. Розвиток теорії циклічно-модульного моделювання і проектування мехатронних систем та пристроїв : автореф. дис. док. техн. наук: 05.02.102 / Узунов Олександр Васильович. – К., 2011. – 39 с.

9. Месарович М. Теория иерархических многоуровневых систем. / М. Месарович, Д. Мако, И. Такараха. Перевод с англ. И.Ф. Шахного. – М.: Мир, 1973. – 344 с.

10. Чуян Р.К. Методы математического моделирования двигателей летательных аппаратов: учеб. пособ. / Р.К. Чуян – М.: Машиностроение, 1988. – 288 с.

11. Ніколенко І.В. Методологічні основи проектування аксіально-поршневих гідромашин високого технічного рівня : автореф. дис. док. техн. наук : 05.02.102 / Ніколенко Ілля Вікторович. – Одеса, 2006. – 36 с.

12. Андренко П.М., Визначення параметрів мехатронного модуля руху за його ієрархічною моделлю / П.М. Андренко, О.В. Дмитрієнко // Промислова гідравліка і пневматика. – Вінниця: ВДАУ, 2014. – № 4 (42). – С. – 3–12.

13. Струтинській В.Б. Стохастичні процеси у гідроприводах верстатів : монографія / В.Б. Струтинській, В.М. Тіхенко. – Одеса : Астопринт, 2009. – 456 с.

14. Струтинський В.Б. Стохастична математична модель гідравлічного приводу металорізального верстата / В.Б. Струтинський,

В.К. Даниленко // Весник НТУУ «КПІ». – 1999. – Т. 1, Вып. 36. – С. 14–19.

15. *Струтинський В.Б.* Статистична динаміка шпиндельних вузлів на гідростатичних опорах : монографія / *В.Б. Струтинський, Д.Ю. Федориненко.* – Ніжин : ТОВ «Видавництво «Аспект-Поліграф», 2011. – 464 с.

16. *Колот О.В.* Наукові основи підвищення ефективності систем приводів шляхом врахування стохастичності їх характеристик : автореф. дис. док. техн. наук : 05.02.03 / *Колот Олександр Володимирович.* – Х., 2005. – 31 с.

17. *Сырицын Т.А.* Надежность гидро- и пневмопривода / *Т.А. Сырицын.* – М.: Машиностроение, 1981. – 216 с.

18. Рабочие жидкости систем гидропривода: учеб. пособие / *Трофимов В.А., Яхно О.М. и др.* – К. : НТУУ «КПІ», 2009. – 184 с.

19. *Губарев О.П.* Вплив температурного режиму роботи багатопривідних циклових систем об'ємного гідроприводу на рівень енергоспоживання / *О.П. Губарев. і ін.* // Вісник НТУУ «КПІ». – 2009. – № 59 – С. 216–219.

20. *Свешников В.К.* Станочные гидроприводы : справочник / *В.К. Свешников.* – М.: Машиностроение, 1995. – 448 с.

21. *Евтушенко А.А.* Турбомашини для перекачування газожидкостних смесей / *А.А. Евтушенко, Э.В. Колисниченко, С.В. Сапожников* // Вісник СумДУ. – 2004. – № 13 (72). – С. 45–49.

22. *Лурье З.Я.* Исследование рабочего процесса мехатронного гидроагрегата системы смазки металлургического оборудования с учетом характеристик двухфазной жидкости / *З.Я. Лурье, И.М. Федоренко* / MOTROL, 2012. – № 12 С. – Р. 10–25.

23. *Прокофьев В.Н.* Экспериментальное исследование упругих свойств двухфазных рабочих жидкостей гидроприводов объемного типа / *В.Н. Прокофьев, И.А. Лузанова и др.* / Известия ВУЗов. Машиностроение. 1968. – № 2. – С. 87–93.

24. Техническая диагностика гидравлических приводов / *Т.В. Алексеева, В.Д. Бабанская, Т.М. Башта и др.*; под ред. Т.М. Башты. – М. : Машиностроение, 1989. – 264 с.

25. *Данилов Ю.А.* Аппаратура объемных гидроприводов: Рабочие процессы и характеристики / *Ю.А. Данилов, Ю.Л. Кирилловский, Ю.Г. Колпаков.* – М. : Машиностроение, 1990. – 272 с.

26. *Лурье З.Я.* Дослідження впливу стохастичної сили тертя за пірно-регулюючого елемента гідроапарата з осциляцією на характеристики гідроприводу / *З.Я. Лур'є, П.М. Андренко* / Праці Таврійського державного агротехнологічного університету. – Мелітополь: ТДАУ, 2009. – Вип. 9. – Т. 5. С 38–46.

27. Теория автоматического управления : учеб. / Санковский Е.А. и др. ; под ред. А.С. Шаталова. – М.: Высшая школа, 1977. – 448 с.

28. Пугачев В.С. Теория случайных функций и ее применение к задачам автоматического управления / В.С. Пугачев. – М.: Гос. изд. технико-теоретической лит., 1957. – 659 с.

ПОСТРОЕНИЕ СТОХАСТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ЭЛЕКТРОГИДРАВЛИЧЕСКОГО МЕХАТРОННОГО МОДУЛЯ ДВИЖЕНИЯ

Андренко П.Н., Дмитриенко О.В.

Анотация – в статье приведена разработанная стохастическая математическая модель рабочего процессу электрогидравлического мехатронного модуля линейного перемещения. Приведены уравнения, описывающие изменение случайным образом параметры рабочей жидкости гидравлической системы. Установлены законы распределения и границы отклонения случайных характеристик и параметров структурных элементов мехатронного модуля движения, их математические ожидания и дисперсия.

CONSTRUCTION OF STOCHASTIC MODEL OF THE ELECTRO-HYDRAULIC MECHATRONIC MODULE OF MOTION

P. Andrenko, O. Dmitrienko

Summary

The developed stochastic mathematical model of working process of the electro-hydraulic mechatronic module of the linear moving has been resulted at the article. The equations describing the variation of random parameters of working liquid of hydraulic system have been proposed. The laws of distribution and borders of deviation of random characteristics and parameters of the structural elements of mechatronic module of motion have been established, their expectations and dispersions.

УДК 621.891:631.361.02

МЕТОДИКА РОЗРОБКИ КОМПЛЕКСНОГО СПОСОБУ ЗМІЦНЕННЯ ТОНКИХ РІЗАЛЬНИХ ІНСТРУМЕНТІВ НА ПРИКЛАДІ БУРЯКОРІЗАЛЬНИХ НОЖІВ

Фабричнікова І.А., к.т.н.,

Коломієць В.В., д.т.н.

*Харківський національний технічний університет сільського
господарства імені Петра Василенка*

Тел. (057) 732-54-33

Анотація – в цій роботі приведена методика розробки комплексних способів підвищення зносостійкості ножів із вуглецевої сталі для подрібнення цукрових буряків та порівняння їх характеристик на підставі результатів виробничих випробувань.

Ключові слова – зносостійкість, зміцнення, бурякорізальні ножі, лазерна обробка, твердість, термін експлуатації.

Постановка проблеми. Процес зрізання коренеплоду цукрового буряку в стружку відбувається при великих коливаннях динамічного навантаження на ножі бурякорізок, при активному кавітаційному, абразивному зносу та корозії в клітинному соку що містить органічні кислоти [1]. Тому дослідження нових способів зміцнення різальної частини ножів має важливе народногосподарське значення.

Аналіз останніх досліджень. Форма різальної частини ножа має складну, чітко визначену конфігурацію та товщину леза 0,6...0,8 мм. Швидкість зрізання бурякової стружки від 4 до 8,3 м/с. Відповідно, якість таких ножів визначається, перш за все, зносостійкістю, корозійною стійкістю, ударною в'язкістю та шорсткістю поверхонь робочої частини, чітким дотриманням конфігурації, гостротою різальної кромки, малою схильністю до заїдань та ін. Для підвищення цих показників існує декілька методів [2...4]. Підвищення зносостійкості і роботоздатності ножів пов'язано з поліпшенням якості металу, забезпеченням підвищеного опору його руйнуванню та підвищенням фізико-механічних властивостей поверхневого шару.

Формулювання цілей статті (постановка завдання). Мета роботи – показати методику розробки комбінованих способів підвищення зносостійкості різальної частини бурякорізальних ножів врахувавши переваги та недоліки існуючих способів зміцнення.

Основна частина. На сьогодні фрезеровані безреберні бурякорі-зальні ножі типу 1011В вітчизняного виробництва виготовляються з високо вуглецевої інструментальної сталі марок У7, У7А, У8, У8А, згідно ОСТ 27-31-304-84. На машинобудівних заводах України при виробництві ножів широко використовують обробку їх робочих поверхонь струмом високої частоти (СВЧ) до 46...52 НРСэ .

Так на Луганському виробничому підприємстві «Суперблок» ріжучі частини ножів загартовували на високочастотній установці та відпускали в камерній електричній печі згідно узгодженого технологічного процесу до твердості 42...50 НРСэ, (HV 412...542).

Загальновідоме поверхневе загартовування СВЧ високопродуктивне, швидке, легко автоматизується, підвищує механічні властивості ножа та інші переваги, але допускає деформацію ріжучої частини ножа. Враховуючи складну конфігурацію ножа, цей недолік недопустимий, бо впливає на форму поперечного перерізу бурякової стружки та на відсоток браку.

Достатньо відомі способи підвищення зносостійкості різальних ножів із загартованих інструментальних сталей за рахунок застосування потужної лазерної обробки [5] особливо у випадках, коли загартовування іншими методами унеможливлене внаслідок складності конфігурації деталі і можливістю її значного короблення.

Перевагою такого способу підвищення стійкості є отримання ультра-дрібного зерна матеріалу інструмента. Недоліком – залишкові субмілікі тріщини на поверхні інструмента, які призводять до поступового підвищення швидкості зносу інструменту.

Відомі також способи підвищення стійкості різальних ножів із інструментальних сталей шляхом застосування хіміко-термічної їх обробки, плазмового напилення нітриду та карбонітриду титану [6].

Катодно-дугове осадження активно використовується для синтезу на поверхні різального інструменту твердих зносостійких і захисних покриттів, що значно подовжують термін його служби. За допомогою цієї технології може бути синтезований широкий спектр надтвердих і нанокompозитних покриттів, включаючи TiN, TiAlN, CrN, ZrN, AlCrTiN і TiAlSiN.

Дифузійне насичення тугоплавкими металами із парів – спосіб нанесення поверхневого шару з простих та складних оксидів алюмінію, хрому та ін. на вироби з металів [7], розроблений науковцями ХНАЗТ під керівництвом проф. Тимофєєвої Л.А. При цьому методі виникає ефект «заліковування» мікротріщин і дефектів, одержаних при заточуванні ножів абразивними і кубонітовими кругами, підвищуються тріботехнічні та механічні властивості робочих поверхонь, але зберігається основа будови крупнозернистих інструментальних сталей, що призводить до підвищення зносу, особливо для тонких де-

талей.

Враховуючи недоліки термообробки ножів вітчизняних виробників, ми розробили декілька варіантів комплексних способів підвищення зносостійкості безреберних ножів, намагаючись поєднати переваги різних видів покриттів, що зміцнюють.

Обробку робочої зони ножа пучком потужного лазера проводили в лабораторії ННІ Технічного сервісу ХНТУСГ на лазерній CO_2 установці постійної дії «Комета – 2» із технологічним модулем ЛТК – 3 «Клімат». Обробці підлягала саме різальна частина ножа (20...22 мм). Охолодження – на повітрі.

Покриття нітриду та карбонітриду титану на бурякорізальні ножі наносили в Харківському національному науковому центрі «Український фізико-технічний інститут». Нанесення TiN робили в спеціальних камерах термодифузійним методом в три етапи: 1) імпульсне очищення шляхом іонного бомбардування протягом 5 хвилин при постійному контролі температури, щоб не допустити нагріву до температури відпущення; 2) нанесення шару чистого Ti товщиною $\approx 0,3$ мкм при від'ємному потенціалі – 200 V протягом 5 хвилин; 3) дифундування титану і азоту в саму структуру металу.

Для формування TiCN на третьому етапі до азоту додавали пропан-бутанову суміш у співвідношенні 50:50% які подавалися дозовано через два окремих клапана. Спочатку N під тиском $2 \cdot 10^{-3}$ мм. рт. ст., а потім пропан-бутанову суміш і тиск доводиться до $4 \cdot 10^{-3}$ мм. рт. ст. в межах технологічно допустимих параметрів.

Дифузійне насичення проводили в лабораторії Харківської національної академії залізничного транспорту. Для виключення короблення ножа насичення проводили спочатку при кімнатній температурі – зануренням у ванну з 5...8 % водним розчином алюмохромофосфатного зв'язуючого, далі нагрів в електричній печі та витримка при температурі $100^\circ \text{C} \pm 20^\circ$ протягом 10 хвилин з наступним охолодженням на повітрі до кімнатної температури.

Для участі в експерименті ми підготували сім груп ножів моделі 1011В: 1) базові ножі, зміцнені СВЧ; 2) альтернативна термообробка «Булат»; 3) лазерна обробка + плазмове напилення нітриду титану; 4) лазерна обробка + плазмове напилення карбонітриду титану + дифузійне насичення тугоплавкими металами із парів; 5) лазерна обробка + плазмове напилення нітриду титану + дифузійне насичення тугоплавкими металами із парів; 6) лазерна обробка + дифузійне насичення тугоплавкими металами із парів; 7) СВЧ + дифузійне насичення тугоплавкими металами із парів. Для дотримання умов чистоти експерименту всі дослідні групи ножів повинні працювати одночасно на одній відцентровій бурякорізці, при однакових технологічних режимах та якості бурякової сировини. Оскільки для формування якісного перері-

зу стружки необхідно мінімум три послідовно закріплених ножових рами, то на 24-рамній бурякорізці маємо сім груп ножів, відповідно до рис. 1. Для заточування ножів використовували сучасні станки-напівавтомати – вся лінія фірми «Корунд». Геометрія заточки всіх ножів була однаковою.

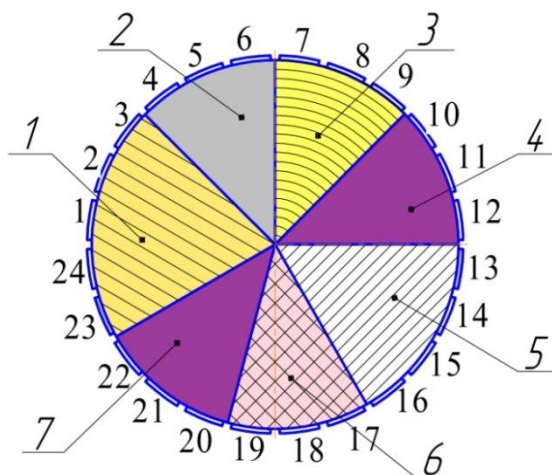


Рис. 1. Схема одночасної установки семи груп ножів

Контроль за якістю бурякової стружки проводився кожну годину за трьома основними параметрами, загально прийнятими на цукрових заводах: довжина 100г стружки в метрах, відсоток браку і шведський фактор. Тривалість експлуатації – це сумарна тривалість роботи бурякорізалних ножів між переточками при постійному контролі величини зносу. Результати зведені в таблицю 1.

Таблиця 1 – Порівняльні характеристики видів покриття ножів

№№ групи ножів	Тривалість експлуатації, години	Величина зносу, мм (без сколу)	Швидкість зносу (сер.), мкм/годину	Середні показники якості стружки		
				Довжина, м	% браку	Швед. фактор
1	52,5	1,54-2,25	29,27-42,9	9,42	4,06	23,09
2	78,8	1,93-2,43	21,98-30,82	9,39	3,84	22,66
3	77,75	2,18-2,6	28,04-33,38	9,79	3,80	22,66
4	52,25	1,0-4,26	19,23-81,57	9,27	3,96	25,18
5	74,8	1,18-2,35	15,79-31,42	9,47	4,21	24,36
6	79,75	1,16-1,56	14,63-19,63	9,50	3,77	27,80
7	78,75	1,04-1,62	13,17-20,55	9,80	4,03	25,81

Для більшої наочності результати експериментальних дослідів

джені представлені на рис. 2 для всіх дослідних груп ножів: 1 – з вакуумно-плазмовим покриттям TiCN + дифузійне насичення; 2 – із серійним методом зміцнення СВЧ; 3 – лазерна обробка + плазмове напилення TiN; 4 – альтернативна термообробка «Булат»; 5 – лазерна обробка + плазмове напилення TiN + дифузійне насичення; 6 – лазерна обробка + дифузійне насичення; 7 – дифузійне насичення тугоплавкими металами із парів.

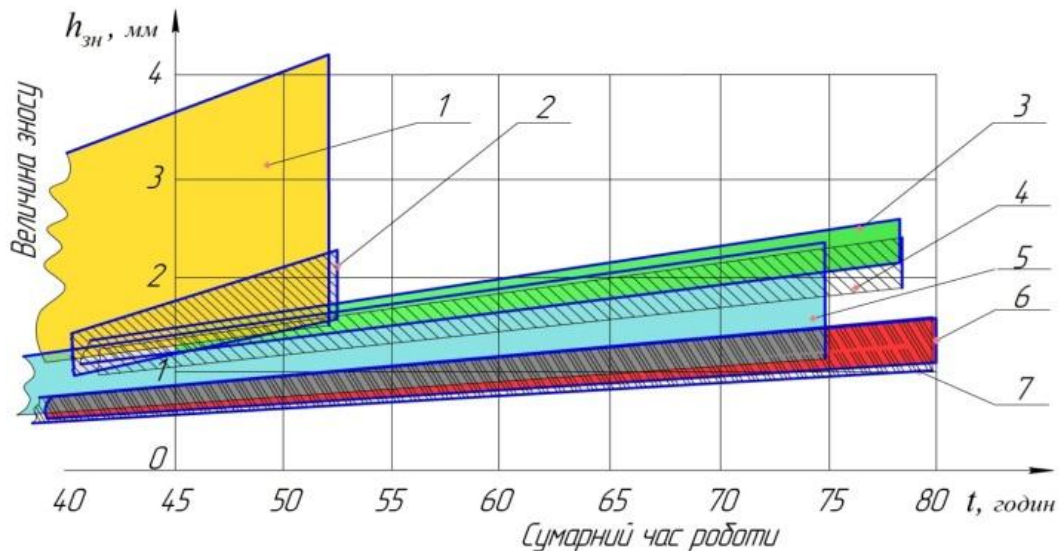


Рис. 2. Залежність лінійного зносу ножів від часу їх роботи

Звичайно ці залежності не носять такий прямолінійний характер, що обґрунтовано попередніми дослідженнями.

Таким чином найбільш перспективним для подальших досліджень з метою вдосконалення і майбутнього практичного застосування є поєднання лазерної обробки з хіміко-термічною обробкою тугоплавкими металами із парів, що не пошкоджується під час переточок ножа. Запропоноване рішення прийнятне для промислового використання та захищене патентом [8], але у нього є суттєвий недолік – обробці підлягають усі поверхні.

В основу нового способу поставлена задача підвищення стійкості саме різальної частини бурякорізальних ножів за рахунок застосування комплексного способу підвищення їх стійкості, який об'єднує швидко лазерну обробку з одночасною хіміко-термічною обробкою матеріалами у вигляді наддрібного порошку.

В якості насичуючого середовища застосовують оксиди металів, що складають не менше 80% усіх вироблюваних нанопорошків. Найпоширеніші оксиди – кремнезему SiO₂ (40% від загального обсягу виробництва), титану TiO₂ (30%) і глинозему Al₂O₃ (21%) [9].

Попередні виробничі випробування бурякорізальних ножів, змі-

цнених з використанням наддрібного порошку SiO_2 , ферохрому (50% Fe та 50% Cr) і двох варіантів сумішей, проводились при щогодинному контролі якості стружки протягом восьми годин на 12-ти рамній відцентровій бурякорізці СЦ2Б-12 продуктивністю 1200 тон/добу. За результатами експерименту найкращим виявився варіант з використанням наддрібного порошку SiO_2 . Далі експеримент проводили на 24-рамній відцентровій бурякорізці А2-ПРБ-24 (при потужності 120...125 тон/годину). Експериментальні дані порівняльних характеристик нового покриття ножів зведені в табл. 2.

Таблиця 2 – Порівняльні характеристики нового покриття ножів

Вид покриття ножа	Тривалість експлуатації години	Величина зносу, мм	Швидкість зносу, мкм/годину	Середні показники якості стружки		
				Довжина, м	% браку	Шведс. фактор
Базовий СВЧ	21,5	0,74-0,97	34,37-45	7,7	3,8	23,69
Лазер + SiO_2	21,0	0,14-0,35	14,17-16,6	7,9	3,1	27,11

Результати випробувань доводять перспективність запропонованого зносостійкого покриття, отримано патент на корисну модель [10]. Результати виробничих випробувань – параметри зносостійкості ножів для різних видів зміцнення та середні показники якості стружки – наведені в табл. 3, хоча одночасно ножі з цими варіантами зміцнення не випробовувалися.

Таблиця 3 – Порівняльні характеристики запатентованих методів зміцнення ножів

Вид зміцнення ножа	Швидкість зносу, мкм/год.	Середні показники якості стружки		
		Довжина, м	% браку	Шведський фактор
Обробка СВЧ	29,27-42,9	9,42	4,06	23,09
Лазерне зміцнення + газодиф. насич.	14,63-19,63	9,50	3,77	27,80
Лазерне зміцнення + порошок SiO_2	14,17-16,6	7,9	3,1	27,11

Із даних табл. 3 та графіків на рис. 2 видно, що найменшу швидкість зносу та найкращі показники якості бурякової стружки мають ножі зміцнені розробленими комбінованими методами.

Таким чином ми отримуємо матеріал з ультра-дрібним зерном, значно підвищеною ударною в'язкістю, зносостійкістю, та твердістю

НРА 57...59 (HV 189...200). При цьому остаточна стійкість ножів підвищується до трьох разів, що дозволяє збільшити їх економію.

Висновки. Комбінований спосіб підвищення зносостійкості бурякорізальних ножів вирішує три важливих питання. По-перше, він значно підвищує зносостійкість і ресурс ножа, по-друге, він виключає короблення ножа, тобто забезпечує чітке дотримання конфігурації, по-третє, підвищує гостроту ріжучої кромки, покращує шорсткість поверхонь робочої частини ножа та зменшує схильність до заїдань, що покращує якість бурякової стружки.

Вдосконалений комплексний спосіб є більше ефективний з точки зору підвищення зносостійкості ножа і має меншу собівартість, що приведе до швидкої окупності його застосування при масовому виробництві і використанні ножів в цукровій промисловості України.

Таки чином методика створення комбінованих способів підвищення зносостійкості різальних ножів дозволяє поєднати переваги та нейтралізувати недоліки існуючих способів зміцнення.

Література:

1. *Фабричнікова, І.А.* Теоретичне визначення впливу сил тертя на миттєві сили різання, які викликають зношення бурякорізальних ножів [Текст] / І.А. Фабричнікова // Проблеми трибології (Problems of Tribology). – Хмельницький: 2012. – № 3(65). – С.94-100.
2. *Фабричнікова, І.А.* Аналіз способів підвищення довговечності свеклорезних ножей [Текст] / І. А. Фабричнікова. – Харків: Вісник ХНТУСГ ім. П. Василенка «Сучасні напрямки технології та механізації процесів переробних і харчових виробництв». – 2005г. вип. 38 – С.105-111.
3. Повышение износостойкости ножей для переработки сахарной свеклы в условиях гидроабразивного изнашивания [Текст] / Д. И. Черных, Т.С. Скобло, А.А. Науменко и др.: materialy vi meznarodn vedesko - prakticka konference «Efektivni nastroje modernich ved - 2010». Di's 21, Technicke vedy, Прага: 2010. – С.118-123.
4. *Фабричнікова, І.А.* Комплексний підхід до підвищення якості бурякорізальних ножів [Текст] / І.А. Фабричнікова, В.В. Коломієць. – Харків: Вісник ХНТУСГ ім. П. Василенка «Механізація сільськогосподарського виробництва», 2005. вип. 41. – С.468-474.
5. *Коваленко, В.С.* Лазерні технології: завоювання нових позицій [Текст] / В.С. Коваленко // Вісн. НАН України. – 2000. – № 1. – С.11-22.
6. А.с. RU 2062817 С1 РФ, С 23 С 14/00, 14/26. Способ повышения износостойкости режущих инструментов [Текст] / Г.В. Костин, А.М. Гордон, Э.Л. Федоров (RU), В.Д. Гречка, О.Ю. Данилов, В.В. и др. (UA). – № 5030949/10 ; заявлено 11.02.92 ; опубл. 27.06.96, Бюл. № 18. – 3 с.

7. Спосіб хіміко-термічної обробки деталей із металів та сплавів. [Текст]: пат. 45841А Україна: В22F3 / Тимофєєва Л.А. та ін.; заявник та патентовласник УкрДАЗТ. – № 2001075170; заявл. 19.07.2001; опубл. 15.04.2004, Бюл. № 4. – 4 с.

8. Комплексний спосіб підвищення зносостійкості бурякорізальних ножів [Текст] : пат.42467 України. МПК С21D 1/09 (2006.01), С23С14/00 (2006.01) / Фабричнікова І.А., Коломієць В.В., Тимофєєва Л.А., Лук'яненко В.М ; заявник НТУСГ ім. П. Василенка; u 2009 0076 ; заявл. 05.01.2009 ; опубл. 10.07.2009, Бюл. № 13 – 2 с.

9. Лазарев, В.Б. Химические и физические свойства простых оксидов металлов [Текст] / В.Б. Лазарев, В.В. Соколов, И.С. Шаплыгин. – М.: Наука, 1983. – 239 с.

10. Спосіб підвищення зносостійкості бурякорізальних ножів [Текст] : пат.66679 UA України. МПК С21D 1/09(2006.01) С23С 14/00 / Фабричнікова І.А., Скобло Т.С., Коломієць В.В., Мартиненко О.Д. ; заявник ХНТУСГ ім. П. Василенка, u2011 08198 ; заявл. 30.06.2011; опубл. 10.01.2012, Бюл. № 1. – 3 с.

МЕТОДИКА РАЗРАБОТКИ КОМПЛЕКСНОГО СПОСОБА УПРОЧНЕНИЯ ТОНКИХ РЕЖУЩИХ ИНСТРУМЕНТОВ НА ПРИМЕРЕ СВЕКЛОРЕЗНЫХ НОЖЕЙ

Фабричнікова І.А., Коломієць В.В.

Аннотація – в даній роботі приведена методика розробки комплексних способів підвищення зносостійкості ножів із углеродистого сталі для измельчення сахарної свеклы и сравнение их характеристик на основании результатов производственных испытаний.

THE METHODOLOGY FOR DEVELOPING A COMPREHENSIVE METHOD OF HARDENING A THIN CUTTING TOOLS ON THE EXAMPLE BEET-CUTTING KNIFES

I. Fabrichnikova, V. Kolomiets

Summary

This paper presents a methodology to develop integrated methods for increasing the wear resistance of carbon steel knives for grinding sugar beet and comparison of their characteristics on the basis of the results of the field tests.

УДК 621.225.001.4

ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИКИ ГИДРАВЛИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ НАСОС-КЛАПАН-ГИДРОВРАЩАТЕЛЬ

Панченко А.И., д.т.н.,

Волошина А.А., д.т.н.

Таврический государственный агротехнологический университет

Тел. (0619) 42-04-42

Аннотация – работа посвящена моделированию рабочих процессов, происходящих в гидравлической системе «насос-клапан-гидровращатель» с серийным и модернизированным гидравлическими вращателями, с помощью пакета имитационного моделирования Vissim, а так же исследованию динамики изменения функциональных параметров серийного и модернизированного гидровращателей с учетом конструктивных особенностей их вытеснительной и распределительной систем, взаимосвязи всех элементов исследуемой гидравлической системы и их взаимодействия с рабочей жидкостью.

Ключевые слова – гидравлическая система, гидравлический вращатель, нерегулируемый шестеренный насос, клапан прямого действия, динамика, вытеснительная система, распределительная система.

Постановка проблемы. Повышение эффективности эксплуатации мобильной техники в настоящее время определяется степенью гидрофикации ее активных рабочих органов, а также рациональным выбором режимов работы элементов гидравлической системы и номенклатурой гидроагрегатов. В мировой и отечественной практике создания гидравлических систем определилась тенденция применения высокомоментных низкооборотных гидромоторов вместо высокооборотных гидромоторов с редукторами.

При этом, в качестве высокомоментного гидромотора используются различные типы гидромашин, в том числе и гидравлические вращатели планетарного типа. Использование гидравлических вращателей планетарного типа в приводах активных рабочих органов мобильной техники ограничено невысокими выходными параметрами существующих гидравлических вращателей серии РПГ [1,2]. Основным недостатком рассмотренного серийного гидровращателя плане-

тарного типа РПГ-6300, являються низкі значення його вихідних характеристик (особенно КПД).

На сьогоднішній день, практично відсутні дослідження динаміки змінення функціональних параметрів гідровращателя планетарного типу, працюючого в складі гідроагрегата приводу активних робочих органів мобільної техніки, що не дозволяє покращити його вихідні характеристики.

Аналіз останніх досліджень. Розроблена математична модель [3-5] робочих процесів, описуюча роботу серійного і модернізованого гідровращателей планетарного типу в складі гідроагрегата, яка передбачає порівняльне проведення досліджень з урахуванням конструктивних особливостей витеснювальної і розподільної систем планетарного гідровращателя, а також проведені параметричні дослідження [6] дозволили виявити особливості змінення вихідних характеристик гідровращателя планетарного типу в залежності від змінення його геометричних параметрів з урахуванням конструктивних особливостей, а так же провести моделювання перехідних процесів, що відбуваються в гідравлічній системі «насос-кран-гідровращатель», як з серійним, так і з модернізованим гідровращателями.

Таким чином, для покращення вихідних характеристик гідравлічних вращателей планетарного типу, працюючих в складі гідроагрегата приводу активних робочих органів і більш раціонального їх використання, необхідно дослідити динаміку гідравлічної системи «насос-кран-гідровращатель».

Формулювання цілей статті (постановка завдання). Покращення вихідних характеристик гідравлічного вращателя, працюючого в складі гідроагрегата приводу активних робочих органів шляхом дослідження динаміки змінення його функціональних параметрів з урахуванням конструктивних особливостей витеснювальної і розподільної систем, а також взаємозв'язки всіх елементів гідравлічної системи «насос-кран-гідровращатель» і їх взаємодії з робочою рідиною.

Основна частина. Однією з важливих завдань дослідження впливу конструктивних особливостей гідравлічних вращателей на змінення їх вихідних характеристик є динамічні дослідження гідравлічної системи «насос-кран-гідровращатель», що дозволяють обґрунтувати і вивчити максимальні коливання вихідних параметрів досліджуваного гідровращателя.

Моделювання робочих процесів, що відбуваються в гідравлічній системі «насос-кран-гідровращатель», включаючої в себе нерегульований шестеренний насос, захисний кран непрямого впливу і гідравлічний вращатель планетарного типу

позволили обосновать и исследовать динамику изменения выходных характеристик гидровращателя в реальных условиях эксплуатации.

Для исследования динамики гидравлической системы «насос-клапан-гидровращатель» были обоснованы и приняты необходимые начальные условия, ограничения и допущения [7,8], позволяющие моделировать рабочие процессы, происходящие в исследуемой системе, с помощью пакета имитационного моделирования Vissim, как с серийным, так и с модернизированным гидравлическими вращателями.

Для моделирования работы гидравлического вращателя планетарного типа приняты следующие исходные данные [8]:

– насос шестеренный нерегулируемый, с возможностью изменять подачу при «запредельном» возрастании нагрузки: рабочий объем насоса постоянный и равен $V_{н0} = 24 \text{ см}^3$ – для гидроагрегата с серийным и $V_{н0} = 31 \text{ см}^3$ – для гидроагрегата с модернизированным гидровращателем; угловая скорость вала насоса поддерживается регулятором ДВС и равна $\omega_n = 225 \text{ с}^{-1}$; для нерегулируемого насоса параметр регулирования равен $e = 1$; давление в сливной магистрали равно $p_{сл} = 0$; момент инерции вращающихся масс насоса равен $J = 0,066 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$; объемный КПД равен $\eta_{об} = 0,95$, гидромеханический КПД - $\eta_{г.м} = 0,85$;

– гидровращатель планетарного типа: рабочий объем гидровращателя постоянный и равен $V_{гв} = 6300 \text{ см}^3$; момент сопротивления постоянен и равен $M_c = 7587 \text{ Н}\cdot\text{м}$ – для серийного и $M_c = 11316 \text{ Н}\cdot\text{м}$ – для модернизированного гидровращателя; среднестатистический момент инерции вращающихся масс нагрузки гидровращателя, для данных моментов сопротивлений, равен $J = 250 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$; максимальный момент инерции вращающихся масс нагрузки гидровращателя, для данных моментов сопротивлений, равен $J = 1500 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$; объемный КПД равен $\eta_{об} = 0,819$ – для серийного и $\eta_{об} = 0,929$ – для модернизированного гидровращателя; гидромеханический КПД - $\eta_{г.м} = 0,605$ – для серийного и $\eta_{г.м} = 0,705$ – для модернизированного гидровращателя;

– клапан непрямого действия: жесткость пружины равна $C = 200 \text{ Н/см}$; величина предварительного сжатия пружины $x_0 = 0,12 \text{ см}$; положительное перекрытие щели равно $x_z = 0,55 \text{ см}$;

– рабочая жидкость: параметры рабочей жидкости, зависящие от типа масла и рабочей температуры гидравлической системы равны $A = 12,62$, $B = 1740$; показатель политропы $K = 1,2$; начальное

(атмосферное) давление равно $p_0 = 0,1 \text{ МПа}$; содержание нерастворенного воздуха в рабочей жидкости в относительных единицах $m_0 = 0,025$.

При моделировании переходных процессов, происходящих в гидравлической системе «насос-клапан-гидровращатель», насос имел постоянную угловую скорость, а подачу. Насос выбирался нерегулируемый, шестеренного типа, с приведенным рабочим объемом, который соответствует расходам рабочей жидкости, как для серийного, так и для модернизированного гидровращателей. Нагрузка гидравлического вращателя имела среднестатистическое значение инерционного момента для соответствующих моментов сопротивления серийного и модернизированного гидровращателей.

Моделирование работы гидравлической системы «насос-клапан-гидровращатель» заключалось в подключении к нерегулируемому шестеренному насосу гидровращателя, не заполненного рабочей жидкостью («сухого») во время пуска, но при этом с полной нагрузкой на его «валу».

Исследованиями изменения выходных характеристик (рис. 1) серийного и модернизированного гидровращателей планетарного типа при разгоне установлено, что «забросы» давления рабочей жидкости (рис. 1, а) в момент пуска серийного и модернизированного гидровращателей (не заполненных рабочей жидкостью («сухих»)) находятся в допустимых пределах и не превышают значений 33 МПа для модернизированного и 30 МПа для серийного гидровращателей. Далее на протяжении $0,1 \text{ с}$ (время работы предохранительного клапана) давление рабочей жидкости устанавливается на значении 27 МПа . В период времени с $0,5 \text{ с}$ по $2,5 \text{ с}$ значения давления рабочей жидкости для серийного гидровращателя постепенно уменьшаются, по отношению к модернизированному и с затухающими колебаниями значений давления рабочей жидкости для обоих гидровращателей, выходят на номинальный режим 16 МПа для модернизированного и $12,5 \text{ МПа}$ для серийного гидровращателей. Таким образом, номинальное значение давления рабочей жидкости у модернизированного гидровращателя на 22% выше, чем у серийного. Необходимо так же отметить, что амплитуда максимальных колебаний давления рабочей жидкости у серийного гидровращателя на 12% больше, чем у модернизированного и находится в диапазоне от 8 МПа до 23 МПа для модернизированного и от $4,9 \text{ МПа}$ до 22 МПа для серийного гидровращателей.

Зависимости изменения частоты вращения «валов» гидровращателей (рис. 1, б) показывают, что в момент пуска «сухих» гидровращателей, в течение $0,2 \text{ с}$ происходит заполнение их рабочих камер рабочей жидкостью (в этот момент гидровращатели выполняют роль

пассивных гасителей пульсации (рис. 1, а)) и «валы» гидровращателей неподвижны. В течение времени с 0,2 с по 0,25 с происходит разгон гидровращателей с максимальным всплеском значений частоты вращения равным 15 мин^{-1} для модернизированного и $11,8 \text{ мин}^{-1}$ для серийного гидровращателей. В период времени с 0,5 с по 2,5 с значения частоты вращения для серийного гидровращателя интенсивно уменьшаются по сравнению с модернизированным, и с затухающими колебаниями значений частот вращения для обоих гидровращателей выходят на номинальный режим 9 мин^{-1} для модернизированного и 6 мин^{-1} для серийного гидровращателей. Таким образом, номинальное значение частоты вращения у модернизированного гидровращателя на 33% выше, чем у серийного. Необходимо так же отметить, что амплитуда максимальных колебаний частоты вращения у обоих гидровращателей практически одинакова и находится в диапазоне от 15 мин^{-1} до $3,8 \text{ мин}^{-1}$ для модернизированного и от $11,9 \text{ мин}^{-1}$ до $0,6 \text{ мин}^{-1}$ для серийного гидровращателей.

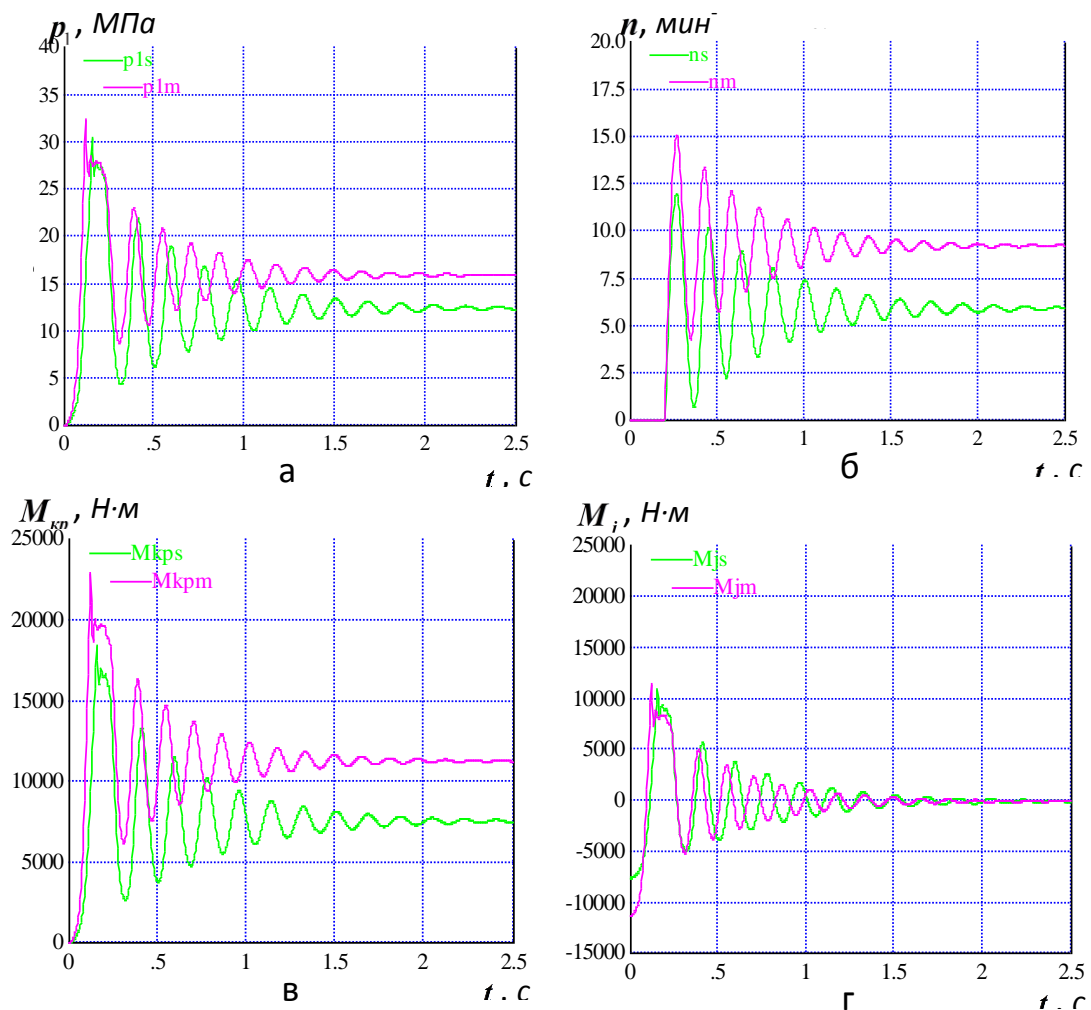


Рис. 1. Зависимости изменения давления (а), частоты вращения (б),

крутящего (в) и инерционного (г) моментов гидровращателей, при разгоне гидросистемы «насос-клапан-гидровращатель»:

— серийный гидровращатель

— модернизированный гидровращатель

Анализ результатов изменения крутящих моментов (рис. 1, в) серийного и модернизированного гидровращателей показывает, что в момент пуска «сухих» гидровращателей зависимости изменения крутящих моментов аналогичны зависимостям изменения давления рабочей жидкости (рис. 1, а), а «забросы» не превышают значений $23000\text{ Н}\cdot\text{м}$ и $18000\text{ Н}\cdot\text{м}$, соответственно, для модернизированного и серийного гидровращателей. На протяжении $0,1\text{ с}$ (время работы предохранительного клапана) крутящие моменты устанавливаются на значениях $19500\text{ Н}\cdot\text{м}$ для модернизированного и $16500\text{ Н}\cdot\text{м}$ для серийного гидровращателей. В период с $0,5\text{ с}$ по $2,5\text{ с}$ значения крутящих моментов для серийного гидровращателя интенсивно уменьшаются, по сравнению с модернизированным, и с затухающими колебаниями значения крутящих моментов обоих гидровращателей выходят на номинальный режим $11300\text{ Н}\cdot\text{м}$ и $7500\text{ Н}\cdot\text{м}$, соответственно для модернизированного и серийного гидровращателей. Таким образом, номинальное значение крутящего момента у модернизированного гидровращателя на 34% выше, чем у серийного, а амплитуда максимальных колебаний крутящих моментов у серийного гидровращателя на 3 % больше, чем у модернизированного и находятся в диапазоне от $19800\text{ Н}\cdot\text{м}$ до $6300\text{ Н}\cdot\text{м}$ для модернизированного и от $16350\text{ Н}\cdot\text{м}$ до $2500\text{ Н}\cdot\text{м}$ для серийного гидровращателей.

Анализ результатов изменения инерционных моментов (рис. 1, г) серийного и модернизированного гидровращателей показывает, что в момент пуска «сухих» гидровращателей зависимости изменения инерционных моментов, так же аналогичны зависимостям изменения давления рабочей жидкости (рис. 1, а), а «забросы» не превышают значений $11000\text{ Н}\cdot\text{м}$ и $10700\text{ Н}\cdot\text{м}$, соответственно, для модернизированного и серийного гидровращателей. На протяжении $0,1\text{ с}$ (время работы предохранительного клапана) значения инерционных моментов устанавливаются на значениях $8700\text{ Н}\cdot\text{м}$ для модернизированного и $9200\text{ Н}\cdot\text{м}$ для серийного гидровращателей. В период с $0,5\text{ с}$ по $2,5\text{ с}$ значения инерционных моментов для обоих гидровращателей, с затухающими колебаниями уменьшаются до нулевого значения.

Исследования изменения расходов рабочей жидкости (рис. 2) гидровращателей при разгоне в гидравлической системе «насос-клапан-гидровращатель» с подключением к насосу «сухого» гидровращателя с полной нагрузкой на его «валу» показывают, что подача насосов (рис. 2, а) для обеспечения работы модернизированного и серийного гидровращателей, в исследуемой системе, не изменяется в

процессе разгона, и соответственно, равна 63 л/мин для модернизированного и 49,5 л/мин для серийного гидровращателей. Таким образом, можно заключить, что номинальное значение подачи насосов для обеспечения работы модернизированного гидровращателя на 21,5 % выше, чем для серийного.

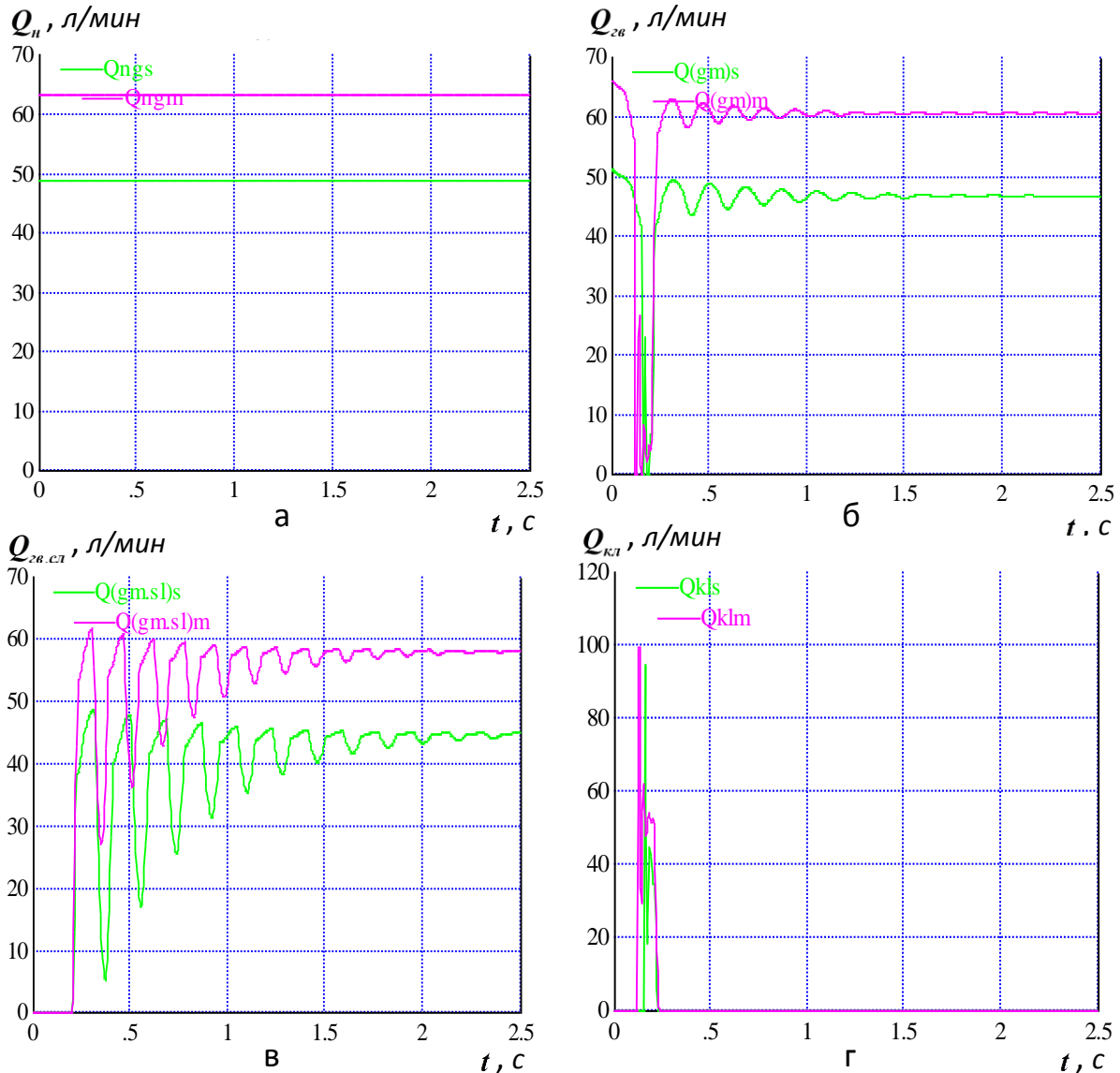


Рис. 2. Зависимости изменения подачи насосов (а), обеспечивающих работу серийного и модернизированного гидровращателей, расходов, подводимых (б) и выходящих (в) из гидровращателей, расходов, проходящих через предохранительный клапан (г) при разгоне гидросистемы «насос-клапан-гидровращатель»:

- серийный гидровращатель
- модернизированный гидровращатель

Зависимости изменения расходов, подводимых к гидровращателям (рис. 2, б), в исследуемой системе показывают, что в начальный момент времени к гидровращателям подводится вся рабочая жид-

кость, подаваемая насосами, и ее расход равен 63 л/мин для модернизированного и $49,5 \text{ л/мин}$ для серийного гидровращателей. В период времени от $0,05 \text{ с}$ и до $0,125 \text{ с}$ происходит резкое падение расходов рабочей жидкости, подводимой к гидровращателям, вплоть до нулевого значения (срабатывание предохранительного клапана). Далее в течение $0,075 \text{ с}$ для модернизированного и $0,035 \text{ с}$ для серийного гидровращателей рабочая жидкость к ним практически не поступает. Начиная с $0,2 \text{ с}$ количество рабочей жидкости, подводимой к гидровращателям, резко возрастает и с затухающими гармоническими колебаниями к $2,0 \text{ с}$ выходит на номинальные значения расходов $60,5 \text{ л/мин}$ для модернизированного и 48 л/мин для серийного гидровращателей. Таким образом, номинальное количество рабочей жидкости, подводимой к гидровращателям, для модернизированного гидровращателя на 21% выше, чем для серийного.

Анализ зависимостей изменения расходов рабочей жидкости, выходящей из гидровращателей (рис. 2, в), в исследуемой системе показывает, что в период времени от $0,0 \text{ с}$ и до $0,2 \text{ с}$ рабочая жидкость не поступает на слив, что свидетельствует о том, что в рассматриваемый период времени, в гидровращателях отсутствует рабочая жидкость (следовательно, он «сухой»). Это согласуется с отсутствием вращения «валов» гидровращателей (рис. 1, б) в рассматриваемый промежуток времени. Начиная с $0,2 \text{ с}$ количество рабочей жидкости, поступающей из гидровращателей на слив, резко возрастает и со значительными затухающими пилообразными колебаниями, ограниченными количеством подводимой рабочей жидкости к $2,0 \text{ с}$ выходит на номинальные значения 59 л/мин для модернизированного и 45 л/мин для серийного гидровращателей. Таким образом, номинальное значение расходов жидкости, поступающей из гидровращателей на слив, у модернизированного гидровращателя на 24% выше, чем у серийного, а амплитуда максимальных колебаний расходов жидкости, поступающей на слив из серийного гидровращателя на 24 % больше, чем из модернизированного и находится в диапазоне от $61,5 \text{ л/мин}$ до 28 л/мин для модернизированного и от 49 л/мин до 5 л/мин для серийного гидровращателей.

Анализ зависимостей изменения расходов рабочей жидкости, проходящей через предохранительный клапан (рис. 2, г) показывает, что для модернизированного гидровращателя в период времени от 0 до $0,125 \text{ с}$ предохранительный клапан закрыт, т.е. рабочая жидкость через него не проходит. При достижении времени разгона модернизированного гидровращателя $0,125 \text{ с}$, происходит резкое срабатывание предохранительного клапана с мгновенным всплеском расхода рабочей жидкости через него и в течение $0,015 \text{ с}$ расход жидкости через клапан устанавливается на значении близком к 52 л/мин . При дости-

жении времени разгона модернизированного гидровращателя 0,2 с, происходит резкое отключение предохранительного клапана, т.е. расход через предохранительный клапан отсутствует, и весь поток рабочей жидкости направляется к модернизированному гидровращателю.

Аналогично срабатывает предохранительный клапан и для серийного гидровращателя (рис. 1, г), но с учетом того, что производительность насоса у системы с серийным гидровращателем на 21% ниже, открытие клапана происходит на 0,01 с позже и в течение 0,01 с расход рабочей жидкости через клапан устанавливается на значении близком к 45 л/мин. При достижении времени разгона серийного гидровращателя 0,2 с, так же как и у модернизированного, происходит резкое отключение предохранительного клапана, а следовательно, весь поток рабочей жидкости направляется к серийному гидровращателю.

Исследованиями изменения КПД гидровращателей при разгоне (рис.3) в системе «насос-клапан-гидровращатель» с подключением к насосу «сухого» гидровращателя с нагрузкой на его «валу», установлено, что в период времени от 0,0 с и до 0,2 с изменение объемного КПД (рис. 3, а) не происходит, так как в рассматриваемый период времени, в гидровращателях отсутствует рабочая жидкость и происходит их заполнение. Начиная с 0,2 с значения объемного КПД гидровращателей резко возрастают, и со значительными затухающими пилообразными колебаниями, ограниченными максимальными значениями объемного КПД, к 2,5 с выходят на номинальные показатели равные 0,93 для модернизированного и 0,82 для серийного гидровращателей. Исходя из этого, можно заключить, что номинальное значение объемного КПД у модернизированного гидровращателя на 12% выше, чем у серийного, а амплитуда максимальных колебаний объемного КПД у серийного гидровращателя на 42 % больше, чем у модернизированного и находится в диапазоне от 0,98 до 0,45 для модернизированного и от 0,98 до 0,07 для серийного гидровращателей.

Анализ зависимостей изменения гидромеханического КПД гидровращателей при разгоне (рис. 3, б) в гидравлической системе «насос-клапан-гидровращатель» показывает, что в период времени от 0 до 0,2 с изменения гидромеханического КПД не происходит, так как в рассматриваемый период времени, в гидровращателях отсутствует рабочая жидкость и происходит их заполнение. Начиная с 0,2 с значения гидромеханического КПД гидровращателей резко возрастают, и со значительными затухающими колебаниями к 2,5 с выходят на номинальные показатели равные 0,71 для модернизированного и 0,61 для серийного гидровращателей. Исходя из этого, номинальное значение гидромеханического КПД у модернизированного гидровращателя на 14% выше, чем у серийного, а амплитуда максимальных коле-

баний механического КПД у серийного гидровращателя на 39 % больше, чем у модернизированного и находится в диапазоне от 0,98 до 0,28 для модернизированного и от 0,98 до 0 для серийного гидровращателей.

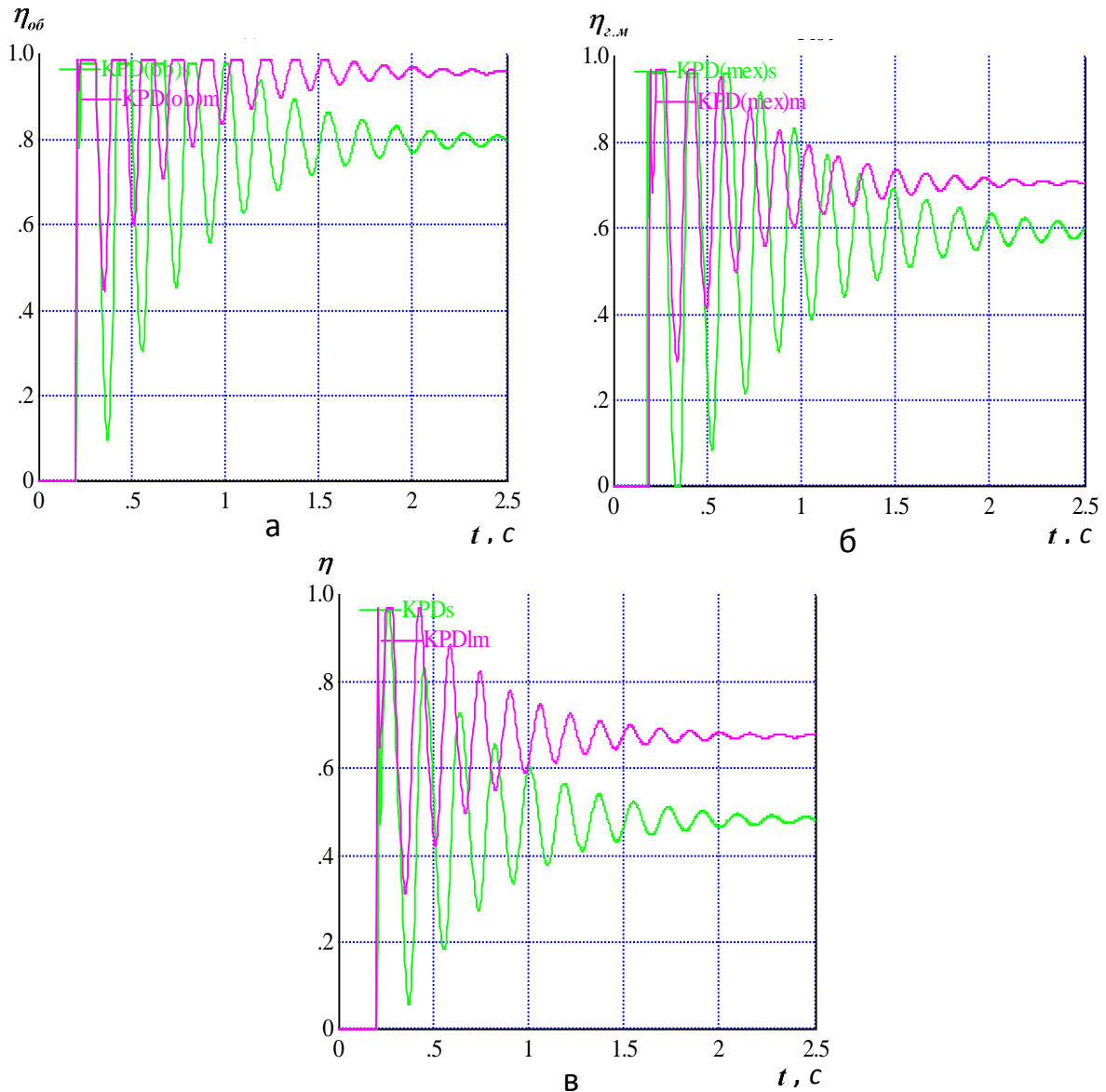


Рис. 3. Зависимости изменения объемного (а), гидромеханического(б) и общего (в) КПД гидровращателей при разгоне гидросистемы «насос-клапан-гидровращатель»:

- серийный гидровращатель
- модернизированный гидровращатель

Анализ результатов моделирования изменения общего КПД гидровращателей при разгоне (рис. 3, в) показывает, что в период времени от 0,0 с и до 0,2 с изменений общего КПД не происходит, так как в рассматриваемый период, в гидровращателях отсутствует рабочая жидкость и происходит их заполнение. Начиная с 0,2 с значения

общего КПД гидровращателей резко возрастают, и со значительными затухающими пилообразными колебаниями, ограниченными максимальными значениями общего КПД, к 2,5 с выходят на номинальные показатели равные 0,66 для модернизированного и 0,5 для серийного гидровращателей. Таким образом, номинальное значение общего КПД модернизированного гидровращателя на 14% выше, чем серийного, а амплитуда максимальных колебаний общего КПД серийного гидровращателя на 29% больше, чем модернизированного и находится в диапазоне от 0,98 до 0,32 для модернизированного и от 0,98 до 0,05 для серийного гидровращателей.

Зависимости изменения мощностей гидровращателей при разгоне (рис.4) в гидравлической системе «насос-клапан-гидровращатель» с подключением к насосу «сухого» гидровращателя с нагрузкой на его «валу» показывают, что «забросы» затраченных мощностей (рис. 4, а) в момент пуска «сухих» гидровращателей значительно превышают свои номинальные значения и находятся в пределах 27,5 кВт для модернизированного и 21,5 кВт для серийного гидровращателей. В период времени с 0,1 с для модернизированного и 0,125 с для серийного гидровращателей (время работы предохранительного клапана) и до 0,2 с значения затраченных мощностей резко падают практически до нулевой отметки. По истечению 0,2 с, значения затраченных мощностей резко возрастают до 25 кВт для модернизированного и 18,5 кВт для серийного гидровращателей и со значительными затухающими колебаниями, устанавливаются равными 16 кВт для модернизированного и 10 кВт для серийного гидровращателей. Таким образом, можно заключить, что установившееся значение затраченной мощности у модернизированного гидровращателя на 37% выше, чем у серийного, а амплитуда максимальных колебаний затраченной мощности у серийного гидровращателя на 22 % меньше, чем у модернизированного и находится в диапазоне от 27,5 кВт до 0,0 кВт для модернизированного и от 21,5 кВт до 0,0 кВт для серийного гидровращателей.

Анализ моделирования процесса изменения полезной мощности гидровращателей (рис. 4, б) показывает, что в момент пуска «сухих» гидровращателей, в течение 0,2 с происходит заполнение их рабочих камер (в этот момент гидровращатели выполняют роль пассивных гасителей пульсации (рис. 1, а) и «валы» гидровращателей неподвижны. Начиная с 0,2 с происходит разгон гидровращателей с максимальным всплеском значений полезной мощности равных 22,5 кВт для модернизированного и 13,7 кВт для серийного гидровращателей. В период с 0,2 с по 2,5 с, значения полезной мощности серийного и модернизированного гидровращателей с затухающими колебаниями уменьшаются и выходят на номинальный режим 11 кВт для модернизированного и 5 кВт для серийного гидравлических вращателей. Таким образом, можно констатировать, что номинальное

значение полезной мощности у модернизированного гидровращателя на 54% выше, чем у серийного, а амплитуда максимальных колебаний полезной мощности у серийного гидровращателя на 25 % меньше, чем у модернизированного и находится в диапазоне от 22,5 кВт до 4,9кВт для модернизированного и от 13,7 кВт до 0,5 кВт для серийного гидровращателей.

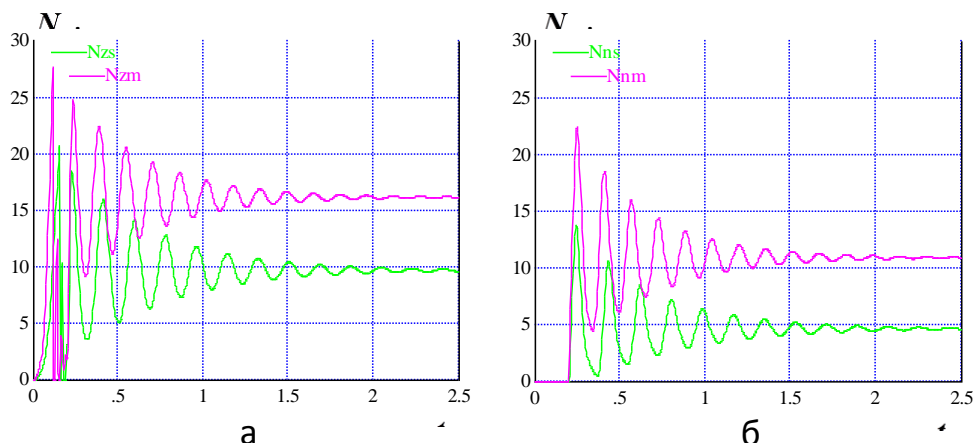


Рис. 4. Зависимости изменения затраченной (а) и полезной (б) мощностей при разгоне системы «насос-клапан-гидровращатель»:

— серийный гидровращатель

— модернизированный гидровращатель

Результаты моделирования работы гидравлической системы «насос-клапан-гидровращатель» (рис. 1...4) с подключением к нерегулируемому шестеренному насосу «сухого» гидровращателя, не заполненного рабочей жидкостью, во время пуска с полной нагрузкой на его «валу», подтверждают результаты теоретических и параметрических исследований по обоснованию геометрических параметров вытеснительной и распределительной систем модернизированного гидровращателя.

Выводы. Разработанная математическая модель рабочих процессов, происходящих в гидравлической системы «насос-клапан-гидровращатель», включающей нерегулируемый шестеренный насос, предохранительный клапан непрямого действия и гидравлический вращатель планетарного типа, а также проведенные параметрические исследования позволили выявить особенности изменения выходных характеристик гидровращателя планетарного типа в зависимости от изменения его геометрических параметров с учетом конструктивных особенностей вытеснительной и распределительной систем, а также взаимосвязи всех элементов гидравлической системы «насос-клапан-гидровращатель» и их взаимодействия с рабочей жидкостью. Принятые начальные условия, ограничения и допущения позволили прове-

сти моделирование рабочих процессов, происходящих в исследуемой системе, с помощью пакета имитационного моделирования Vissim, как с серийным, так и с модернизированным гидравлическими вращателями с рабочим объемом $V_{26} = 6300 \text{ см}^3$, а так же обосновать и исследовать динамику изменения выходных характеристик гидровращателя в реальных условиях эксплуатации.

Исследования динамики изменения выходных характеристик гидровращателя планетарного типа в составе гидравлической системы «насос-клапан-гидровращатель» с учетом конструктивных особенностей вытеснительной и распределительной систем, а также взаимосвязи всех элементов гидравлической системы и их взаимодействия с рабочей жидкостью показывают, что номинальные значения давления рабочей жидкости у модернизированного гидровращателя на 22% выше, чем у серийного; частоты вращения – на 33% выше, чем у серийного; крутящего момента – на 34% выше, чем у серийного; подачи насосов для обеспечения работы гидровращателей – на 21,5 % выше, чем для серийного; расхода рабочей жидкости, подводимой к гидровращателям – на 21% выше, а поступающей из гидровращателей на слив – на 24% выше, чем у серийного; полезной мощности – на 54% выше, чем у серийного; объемного КПД – на 12% выше, а гидромеханического и общего КПД – на 14% выше, чем серийного.

Результаты моделирования работы гидравлической системы «насос-клапан-гидровращатель» с подключением к нерегулируемому шестеренному насосу «сухого» гидровращателя, не заполненного рабочей жидкостью, во время пуска с полной нагрузкой на его «валу», подтверждают результаты теоретических и параметрических исследований по обоснованию геометрических параметров вытеснительной и распределительной систем модернизированного гидровращателя.

Литература:

1. Гидравлические вращатели РПГ [Электронный ресурс]. Режим доступа: <http://gidromash.lipetsk.ru>.
2. *Ерасов Ф.Н.* Новые планетарные машины гидравлического привода / *Ф.Н. Ерасов.* – Киев.: УкрНИИНТИ, 1969. – 55 с.
3. *Панченко А.И.* Математическая модель насосной станции с приводным двигателем // *А.И. Панченко, А.А. Волошина, И.А. Панченко* / Праці ТДАТУ. – Мелітополь. – 2013. – Вип. 13. – т.6. – с. 45-61.
4. *Панченко А.И.* Математическая модель высокомоментного гидромотора с упруго-инерционной нагрузкой // *А.И. Панченко, А.А. Волошина, А.И. Засядько* / MOTROL. – Commission of Motorization and Energetics in Agriculture. – 2014. – Vol. 16. – No 5. – P. 293-298.
5. *Панченко А.И.* Математическая модель рабочих процессов гидравлического вращателя планетарного типа в составе гидроагрегата // *А.И. Панченко, А.А. Волошина, И.А. Панченко* / Промислова гідравліка і пневматика. – 2014. – з №1 (43). – С. 29-41.

6. Волошина А.А. Параметрические исследования вытеснительной и распределительной систем гидравлического вращателя планетарного типа // А.А. Волошина / Науковий вісник ТДАТУ [Електронний ресурс]. – Мелітополь: ТДАТУ, 2014. – Вип.4. – т.1.– с. 30-40.

7. Волошина А.А. Начальные условия моделирования работы гидравлического вращателя планетарного типа // А.А. Волошина / Праці ТДАТУ. – Мелітополь. – 2014. – Вип. 14. – т.4. – С. 81-94.

8. Волошина А.А. Обоснование начальных условий моделирования работы гидровращателя планетарного типа в составе гидроагрегата // А.А. Волошина / Науковий вісник ТДАТУ [Електронний ресурс]. – Мелітополь: ТДАТУ, 2014. – Вип.4. – т.1.– с. 76-87.

ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІКИ ГІДРАВЛІЧНОЇ СИСТЕМИ НАСОС-КЛАПАН-ГІДРООБЕРТАЧ

Панченко А.І., Волошина А.А.

Анотація – робота присвячена моделюванню робочих процесів, що відбуваються в гідравлічній системі «насос-клапан-гідрообертач» з серійним і модернізованим гідравлічними обертачами, за допомогою пакета імітаційного моделювання Vissim, а також дослідженню динаміки зміни функціональних параметрів серійного і модернізованого гідрообертачів з урахуванням конструктивних особливостей їх витискувальної і розподільної систем, взаємозв'язку всіх елементів досліджуваної гідравлічної системи та їх взаємодії з робочою рідиною.

INVESTIGATION OF DYNAMICS OF THE PUMP-VALVE-HYDRAULIC ROTATOR SYSTEM

Panchenko A., Voloshina A.

Summary

The paper is devoted to modeling of the working processes taking place in the hydraulic system, which include a pump, a valve and a serial or modernized hydraulic rotator. The modeling is performed by means of Vissim simulation application. Another point presented in the article is dynamics of changing in functional characteristics of conventional and upgraded hydraulic rotators. The structural features of hydraulic rotators, their displacing and distribution systems, the relationship between all the elements of the studied hydraulic system and their interaction with the working fluid are taken into account during the investigation.

УДК 631.3.06

АНАЛІЗ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ДИНАМІКИ БУКСУВАННЯ РУШІВ ГУСЕНИЧНИХ ТА КОЛІСНИХ ТРАКТОРІВ

Антощенко Р.В., к.т.н.,
Антощенко В.М., к.т.н.,
Кашин Д.В., асп.*

*Харківський національний технічний університет
сільськогосподарства ім. П.Василенка*
Тел. (057) 732-97-95

Анотація – в роботі проаналізований процес буксування рушії мобільних енергетичних засобів. Дослідження процесу відбувалось за допомогою використання вимірювальної системи динаміки та енергетики мобільних машин. Досліджувалось буксування рушіїв тракторів ХТЗ-17224, ХТЗ-200 та ХТЗ-280Т зі змінними ходовими системами. Встановлені закономірності процесу буксування та типу рушіїв

Ключові слова – буксування, рушій, трактор, швидкість.

Постановка проблеми. Численними дослідженнями встановлено вплив буксування коліс трактора на експлуатаційно-технологічні показники роботи машинно-тракторного агрегату (МТА), що полягає в зниженні продуктивності і прохідності, підвищенні питомої витрати палива, зносу шин; негативному впливу на фізико-механічні властивості ґрунту (відхилення від оптимальних характеристик ґрунтів, таких як твердість, пористість, структура, щільність) [1, 2].

Аналіз останніх досліджень. До основних причин, що викликають буксування коліс, відносять тягове навантаження та його коливання [3].

За кількома критеріями: тягово-зчіпним якість, енергетичним витратам на буксування та якісними показниками ґрунту, визначається максимально допустима величина буксування. Його допустимі значення по зазначеним критеріям різні, тому визначення величини буксування трактора є досить складним завданням, що не має однозначного вирішення і вимагає вивчення взаємодії рушіїв з ґрунтом.

© Антощенко Р.В., Антощенко В.М., Кашин Д.В.

* Науковий консультант – д.т.н., проф. Лебедев А.Т.

* Науковий керівник – к.т.н., доц. Антощенко Р.В.

Машини і засоби механізації сільськогосподарського виробництва

Буксування коліс мобільної машини можна визначити за рахунок визначення швидкості обертання коліс та поступової швидкості [4]. Інший спосіб полягає в визначенні швидкості обертання валів трансмісії. Поступова швидкість може визначатись за допомогою п'ятого колеса або по даним навігаційного приймача (RTK-DGPS) [5].

Формулювання цілей статті (постановка завдання). Метою даної роботи є дослідження динаміки процесу буксування рушії мобільних енергетичних засобів.

Основна частина. Системи які є на сьогоднішній день не в змозі виміряти велику кількість параметрів руху машинно-тракторних агрегатів в динаміці при виконанні технологічних процесів у сільському господарстві. Використовуючи результати попередніх досліджень на кафедрі «Трактори і автомобілі» ХНТУСГ ім. П. Василенка створена вимірювальна система для визначення динамічних та тягово-енергетичних показників функціонування мобільних машин [5].

Дана систему, яка включає комп'ютер та аналогово-цифровий перетворювач, що складається з обчислювального модуля та накопичувача інформації, обладнується датчиками прискорень елементів машинно-тракторного агрегату, гіроскопами, електронним динамометром, датчиками обертів колінчастого валу, валів трансмісії, коліс, витрати палива, навігаційним пристроєм, індикатором, пультом керування, модулем бездротового зв'язку та перетворювача напруги з'єднаними з входами обчислювального модулю, який має додаткові аналогові та дискретні входи. Кількість та типи датчиків, якими обладнується машина при випробуваннях залежить від її виду і параметрів, що необхідно визначити. Пристрій для визначення динамічних та тягово-енергетичних показників може обладнуватись інерційними вимірювальними пристроями, що складаються з гіроскопів та датчиків прискорень, кількість яких залежить від кількості елементів мобільної машини або агрегату. Система може обробляти дані з восьми інерційних вимірювальних пристроїв (ІВП). Отримання навігаційної інформації, траєкторії руху, швидкості та висоти над рівнем моря відбувається за допомогою навігаційного пристрою. Датчики витрати палива встановлюються в паливо проводи мобільної машини в прямому та зворотному напрямку подачі палива, тобто система враховує паливо, що зливається в бак. Швидкість обертання коліс, валів трансмісії, двигуна внутрішнього згоряння та ВВП визначається датчиками швидкості обертання. Комунікація між датчиками, ІВП та обчислювальним модулем відбувається по шині CAN. Дана шина має декілька ступенів захисту у тому числі від обриву сигнальних проводів.

Для визначення буксування коліс мобільної машини пропонується спосіб визначення швидкості обертання колеса за допомогою гіро-

скопу та поступової швидкості за рахунок GPS приймача. Схема встановлення датчика швидкості обертання колеса мобільної машини та його принцип дії наведений на рис. 1.

В центр колеса 1 мобільної машини встановлюється датчик швидкості обертання 2, що складається з акселерометру та гіроскопу. Датчик та колесо з'єднанні жорстко. Центри гіроскопу та акселерометру повинні співпадати з центром колеса мобільної машини. Вісь та площина обертання гіроскопу паралельні колесу. Відповідно вісь акселерометра паралельна повздовжньої площини колеса. При русі мобільної машини її поступова швидкість буде дорівнювати v , відповідно колесо мобільної машини, враховуючи буксування, буде мати кутову швидкість обертання ω_k . Кутова швидкість, що вимірюється гіроскопом буде дорівнювати кутовій швидкості обертання колеса $\omega_z = \omega_k$. При обертанні колеса сигнал акселерометра a_z буде змінюватися по синусоїдальному закону, а частота даного сигналу буде дорівнювати швидкості обертання колеса. Кут нахилу колеса до горизонту змінює амплітуду сигналу з акселерометру, але частота сигналу завжди дорівнює швидкості обертання. Величина буксування визначається:

$$\delta = \frac{2 \cdot \pi \cdot \omega \cdot r_d - v_d}{v_d} \cdot 100\% , \quad (1)$$

де ω – дійсна швидкість обертання колеса, що визначається запропонованим датчиком; r_d – радіус колеса, що визначається за ГОСТ 25641.1-94; v_d – дійсна швидкість руху визначена за допомогою GPS приймача.

Варіанти розташування датчиків швидкості обертання рушіїв наведені на рис. 1 б, в, г відповідно для колісного трактору ХТЗ-17224, гусеничного ХТЗ-200 та ХТЗ-280Т трактору зі змінними ходовими системами (резино-металева гусениця).

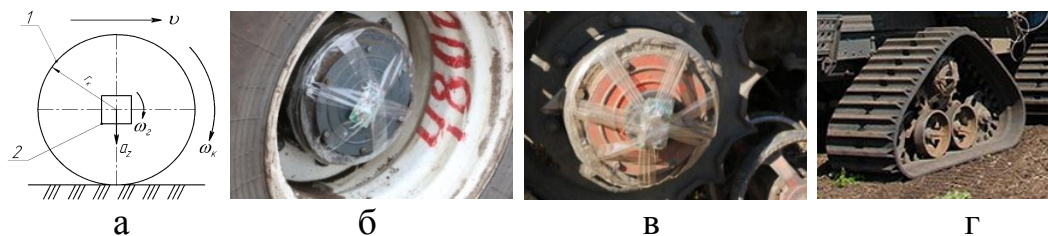


Рис. 1. Схема встановлення датчика швидкості обертання колеса (а) та датчику встановленого на колесо трактору ХТЗ-17224 (б), датчику встановленого ведучу зірочку трактору ХТЗ-200 (в), датчику встановленого ведучу зірочку трактору ХТЗ-280Т (г)

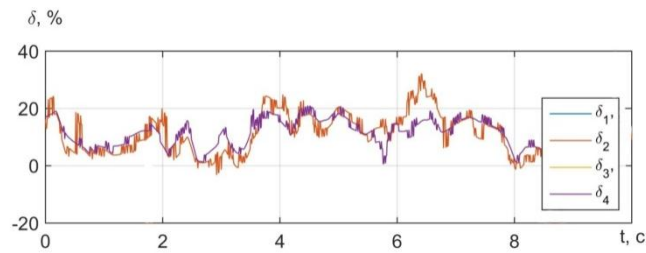


Рис. 2. Буксування коліс δ машинно-тракторного агрегату в складі трактора ХТЗ-17224 і плуга ПЛН-5-35

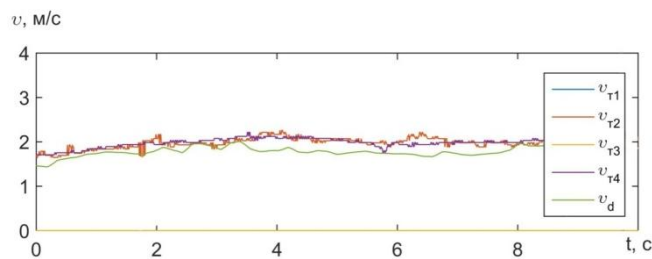


Рис. 3. Теоретичні швидкості рушіїв v_{T_i} та дійсна швидкість v_d машинно-тракторного агрегату в складі трактора ХТЗ-17224 і плуга ПЛН-5-35

Аналізуючи результати експериментальних досліджень середнє значення буксування коліс δ склало 15%, максимальнє досягало 30% (рис. 2). Фізично процес буксування полягає у підвищенні швидкості обертання коліс (рис. 3).

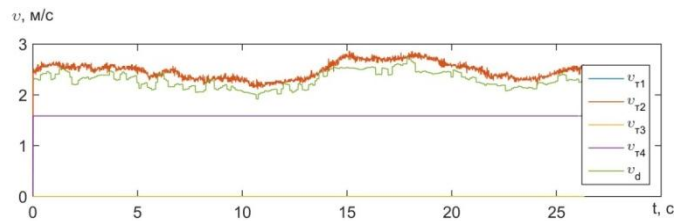


Рис. 4. Теоретичні швидкості рушіїв v_{T_i} та дійсна швидкість v_d машинно-тракторного агрегату в складі трактора ХТЗ-200 і чизельного плуга

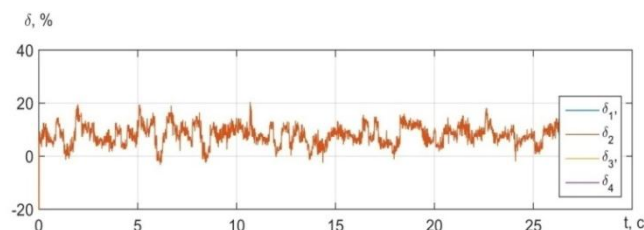


Рис. 5. Буксування δ машинно-тракторного агрегату в складі трактора ХТЗ-200 і чизельного плуга

Сутність процесу буксування рушіїв гусеничного трактора ХТЗ-200 полягає в зниженні поступової швидкості руху трактора (рис. 4) при постійній швидкості обертання ведучих зірочок. Максимальне значення буксування для даного трактора склало 20% (рис. 5).

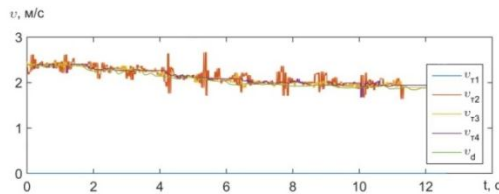


Рис. 6. Теоретичні швидкості рушіїв v_{ti} та дійсна швидкість v_d трактора ХТЗ-280Т під час тягових досліджень

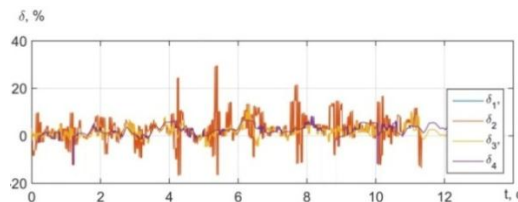


Рис. 7. Буксування δ трактора ХТЗ-280Т під час тягових досліджень

Проаналізувавши результати експериментальних досліджень трактора ХТЗ-280Т ми побачили, що буксування проявляється в зміні швидкості обертання ведучої зірочки, що залишається постійною, але знижувалась поступова швидкість руху (рис. 6), але при значній величині тягового зусилля відбувається зрив ґрунтозачепів гусениці, що призводить до короточасного підвищення швидкості обертання ведучих зірочок.

Висновки. Для трьох типів рушіїв за допомогою вимірної системи динамічних та тягового енергетичних параметрів мобільних машин визначені динамічні процеси буксування.

Буксування коліс трактора ХТЗ-17224 полягає в підвищенні їх швидкості обертання. У гусеничного трактора ХТЗ-200 спостерігається зниження поступової швидкості, а у чотирьох гусеничного трактора ХТЗ-280Т зі зниженням поступової швидкості відбувається зрив ґрунтозачепів гусениці.

Література

1. Гинзбург, Ю.В. Тяговые характеристики гусеничных и колесных промышленных тракторов [Текст] / Ю.В. Гинзбург, А.П. Парфенов, А.И. Швед. – М.: ЦНИИТЭИ тракторосельхозмаш, 1981. – 75 с.

2. Трепененков, И.И. Эксплуатационные показатели сельскохозяйственных тракторов [Текст] / И.И. Трепененков. – М.: Машгиз,

1963. – 271 с.

3. Мочунова, Н.А. К вопросу определения буксования ведущих колес трактора [Текст] / А.К. Тургиев, М.А. Карапетян, Н.А. Мочунова // Естественные и технические науки. – 2010. – № 5. – С. 570–572.

4. Малорацкий, Л.Г. Радиолокационные измерения параметров движения машинно-тракторного агрегата [Текст] / Л.Г. Малорацкий // Механизация и электрификация сельского хозяйства. – 1986. – № 11. – С. 18-20.

5. Антощенко, Р.В. Вимірювальна система динамічних та енергетичних показників орного агрегату [Текст] / Р.В. Антощенко, В.М. Антощенко, Д.В. Кашин // Механізація сільськогосподарського виробництва: Вісник ХНТУСГ. – Х.: ХНТУСГ, 2015. – Вип. 156. – С. 320-326.

АНАЛИЗ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ ДИНАМИКИ БУКСОВАНИЯ ДВИЖИТЕЛЕЙ ГУСЕНИЧНЫХ И КОЛЕСНЫХ ТРАКТОРОВ

Антощенко Р.В., Антощенко В.М., Кашин Д.В.

Аннотация – в работе проанализирован процесс буксования движителей мобильных энергетических средств. Исследование процесса происходило посредством использования измерительной системы динамики и энергетики мобильных машин. Исследовались буксование движителей тракторов ХТЗ-17224, ХТЗ-200 и ХТЗ-280Т со сменными ходовыми системами. Установлены закономерности процесса буксования и типа двигателей.

ANALYSIS OF THE EXPERIMENTAL STUDY OF DYNAMICS OF SLIPPING PROPELLER TRACKED AND WHEELED TRACTORS

Antoshchenkov R.V., Antoshchenkov V.M., Kashin D.V.

Summary

This paper analyzes the process of slipping mobile power propulsion means. The study process takes place through the use of the measuring system dynamics and power of mobile machines. Investigated slipping propulsion tractors ХТЗ-17224, ХТЗ-200 and ХТЗ-280Т with removable wheeled systems. The regularities of the process of slipping and the type of wheels.

УДК 631.22.014

РОЗРОБКА МАТЕМАТИЧНОЇ МОДЕЛІ ОДНОШАРОВОГО ПЕРЕМІЩЕННЯ ЗЕРНОВОГО МАТЕРІАЛУ ПО ПОХИЛІЙ КРУГОВІЙ ВІБРОПОВЕРХНІ

Шацький В.В., д.т.н.,

Дем'яненко Д.В., аспірант*.

Таврійський державний агротехнологічний університет

Тел.: (0619) 42-05-70

Анотація – на основі методу дискретних елементів досліджується рух частинок зернового матеріалу по похилій круговій поверхні, що здійснює кругові горизонтальні коливання з визначеним якісним показником розподілу частинок по поверхні.

Ключові слова – зерно, частинки, шар, структура матеріалу, переміщення, взаємодія, нерівномірність розподілу, мікронізація.

Постановка проблеми. Проблема створення технічних засобів для мікронізації зернового матеріалу, що ефективно вписується в технологічні лінії виробництва комбікормів, полягає у відносно високій енергоємності процесу і відсутності якісного одношарового розподілу зернового матеріалу по поверхні термічної обробки. Тому дослідження, спрямовані на зниження енергоємності процесу за рахунок підвищення якості одношарового розподілу зернового матеріалу з одночасним перевертанням зернин, є актуальним.

Аналіз останніх досліджень. На сьогоднішній день створено цілий ряд мікронізаторів, де процес переміщення здійснюється при вібротранспортуванні або з використанням механічних пристроїв для переміщення і перевертання зернового матеріалу [1] та вимагає технологічного вдосконалення. Проведені раніше теоретичні дослідження спрямовані, в основному, на визначення допустимих відхилень енергетичного потоку для обробки [2] зернового матеріалу [3] і параметрів дозуючих пристроїв [3]. При цьому, питання якісного розподілу при переміщенні оброблюваного матеріалу по поверхні обробки не розглядалися в сукупності з проблемами енергоємності та якості здійснення процесу мікронізації.

Формулювання цілей статті (постановка завдання). Створення математичних моделей процесів формування та одношарового пере-

© Шацький В.В., Дем'яненко Д.В.

* Науковий керівник – д.т.н., проф. Шацький В.В.

міщення зернового матеріалу по похилій круговій поверхні під дією власної ваги є досить перспективним дослідженням для підвищення якості здійснення процесу мікронізації і актуальним – для зниження його енергоємності.

Тому метою цієї роботи є розробка моделі одношарового переміщення зернового матеріалу по похилій круговій поверхні.

Методи досліджень. Для моделювання поведінки твердих тіл, що складають зерновий сипучий матеріал, доцільно використовувати метод дискретних елементів (МДЕ) [4], заснований на додатку законів Ньютона і контактної механіки, висока ефективність якого обумовлена його універсальністю і практично необмеженими можливостями діагностики модельованих явищ [5].

При моделюванні процесу переміщення часток корму по похилій круговій поверхні приймаємо наступні допущення:

- зерновий матеріал являє собою сукупність з N відособлених пружних частинок сферичної форми радіуса R_i ;

- переміщення всієї маси частинок здійснюється при стохастичному взаємному переміщенні частинок зі збільшенням їх кількості в наступних елементарних шарах на шість одиниць кормового матеріалу середнього розміру;

- одна частинка переміщується по поверхні при одночасному переміщенні щодо чотирьох розташованих в зіткненні часток;

- за елементарний шар приймаємо шар матеріалу шириною рівною середньому розміру частинок сипучого матеріалу;

- тиск маси матеріалу, розташованого вище елементарного шару, здійснюється між частинками, що містяться в зоні взаємного перетину частинок сусідніх елементарних шарів.

Основна частина. Якість розподілу часток на поверхні залежить як від форми цієї поверхні, її кінематичних параметрів, так і фізико-механічних властивостей зернового матеріалу, що оброблюється.

Форма кругової похилої поверхні описується системою рівнянь, де, послідовно, починаючи з α_0 кут нахилу поверхні, зменшується на $\Delta\alpha_{hi}$ з кроком h_i

$$\begin{cases} x_{h_i} = 0,5d + \sum_{i=1}^h \left\{ d_{h_i} \cos \left[\alpha_0 - \sum_{i=1}^{h_i} \Delta\alpha (h_i - 1) \right] \right\} \\ y_{h_i} = \sqrt{R_{h_i}^2 - x_{h_i}^2} \\ z_{h_i} = 0,5d + \sum_{i=1}^h \left\{ d_{h_i} \sin \left[\alpha_0 - \sum_{i=1}^{h_i} \Delta\alpha (h_i - 1) \right] \right\} \end{cases} \quad (1)$$

Форма поверхні визначиться виходячи із залежності швидкості переміщення зернового матеріалу по похилій поверхні від кута нахилу цієї поверхні на кожному кроці h_i .

Рух столу описується рівняннями гармонійних коливань ($y=A\sin(\omega t + \phi_0)$), де амплітуда A по осі x становить $R_{hi}(1-\cos\phi)$, а по осі y – $R_{hi}\sin\phi$, тоді рух столу описується системою рівнянь

$$\begin{cases} x_n(t) = R_{hi}(1 - \cos\phi) \cos(\omega t + \phi_0) \\ y_n(t) = R_{hi} \sin\phi \sin(\omega t + \phi_0) \end{cases}, \quad (2)$$

де ω – кругова частота коливань, $\omega=2\pi/T$ (T – період коливань);
 $\omega t + \phi_0$ – фаза коливань;
 ϕ_0 – початкова фаза в момент часу $t = 0$.

Задаючись необхідним прискоренням площини столу, можна знайти амплітуду і частоту коливань кругової похилої поверхні, диференціюючи $y_n(t)$

$$v_n(t) = y'_n(t) = -A\omega \sin(\omega t + \phi_0). \quad (3)$$

На частку зернового матеріалу, що знаходиться на круговій поверхні, та що здійснює кругові горизонтальні коливання, крім квазіпружних сил і сил тертя між частинками, діє сила F_t тертя частинок зернового матеріалу по поверхні столу, яка є зовнішньою силою, що змушує частинки переміщуватися з перекочуванням і змінюється згідно виразу

$$F_t = F_o \cos \omega t. \quad (4)$$

де F_o – сила тертя при куті відхилення ϕ_0 та швидкості переміщення поверхні, що дорівнює $v_{n\phi_0}(t) = -A\omega_t \sin \phi_0$;

ω_t – кругова частота коливань.

Разом з тим відомо, що при невеликих амплітудах і частотах коливань сила тертя обернено пропорційна швидкості руху $F_t = m_q k_v v/t$, де k_v – коефіцієнт тертя, що залежить від швидкості переміщення частинки по поверхні столу.

Рух кожної i -ї частинки повністю визначається координатами її центру ваги x_i (видалення від центру кругової поверхні), z_i (положення по вертикалі щодо центру кругової поверхні) і кутом ψ відхилення від радіальної прямої (умовно визначеним на круговій поверхні), (Рис . 1).

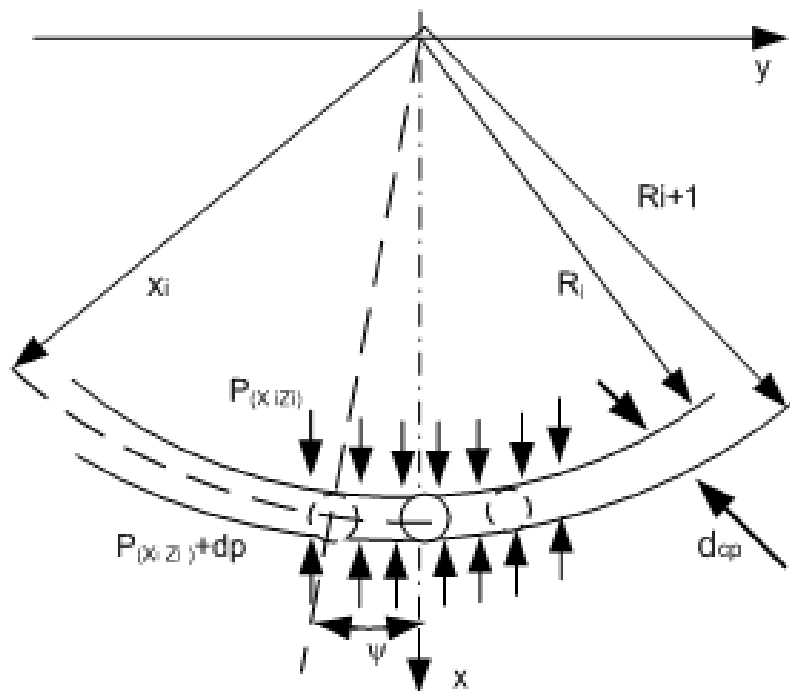


Рис. 1. Схема розташування матеріалу на похилій круговій поверхні.

Останнє залежить від моменту сил, прикладених до кожної частинки та забезпечує їх обертання на кут Θ навколо її центру тяжіння.

Система рівнянь руху для кожного елемента в прямокутній декартовій системі координат має такий вигляд:

$$\begin{cases} m_i \frac{d^2 x_i}{dt^2} = F_{x_i} \\ m_i \frac{d^2 y_i}{dt^2} = F_{y_i} \\ m_i \frac{d^2 z_i}{dt^2} = F_{z_i} \\ J_i \frac{d^2 \theta_i}{dt^2} = M_i \end{cases}, \quad (5)$$

де t – час здійснення процесу, на певному кроці;

m_i – маса i -ї частинки;

J_i – момент інерції i -ї частинки;

F_i – сума сил, що діють на контактах частинок (включаючи силу тертя по похилій круговій поверхні);

M_i – момент сил $F_{ij\Sigma}$ відносно центра i -ї частинки.

Сума сил Σp_{ihi} , діючих на контактах елементарних шарів частинок, що знаходяться на похилій круговій поверхні (Рис. 1), визначається виразом

$$\sum p_{ih_i} = \sum_{i=1}^{n_{hi}} m_q \cos \alpha_i \cos \left(\frac{\alpha_i + \alpha_{i+1}}{2} - \alpha_i \right) + \sum_{i=n_q/6}^{h_{i-1}} \left\{ \sum_{i=1}^{n_{h-1}} \left[p_{ih_i} \cos \left(\frac{\alpha_{i-} - \alpha_{i+1}}{2} \right) - mg \sin \alpha_i f_t - p_{ih_{i-1}} \sin \left(\frac{\alpha_i + \alpha_{i+1}}{2} - \alpha_i \right) f_t \right] \right\}, \quad (6)$$

де $\sum_{i=1}^n p_{ih_i}$ – тиск маси матеріалу, розташованого над h_i шаром;

p_i – питомий тиск на одну частинку;

n_{hi} – кількість частинок h_i шару.

Для визначення сил, діючих на i -ю частинку в шарі від частинок, розташованих вище елементарного шару, необхідно визначити зону контакту суміжних шарів (Рис. 2).

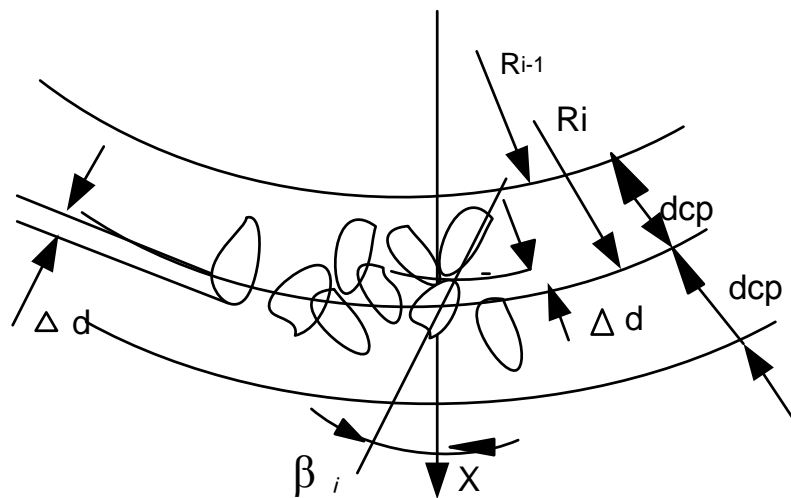


Рис.2 Схема взаємного перетину частинок контактуючих шарів

Для цього розглянемо ймовірність перетину частинками площини, що умовно розділяє суміжні шари шириною d_{cp} .

На підставі завдання Бюффона [3] виявимо ймовірність перетину площиною, перпендикулярної осі X, частинками шару шириною d_{cp} , часток, розмір яких менше ширини d_{cp} .

$$P_{d_i \leq d_{cp}} = \frac{4}{\pi d_{cp}} \int_0^{0,5\pi} d\beta \int_0^{0,5d_i \cos \phi} dx, \quad (7)$$

де β – кут між віссю x і напрямом вектора переміщення матеріалу.

Для випадку, коли довжина частинок перевищує висоту елемен-

тарного шару, ймовірність перетину умовною площиною поділу елементарних шарів частинок суміжних шарів визначається виразом [6,7]

$$P_{d_i \geq d_{cp}} = \frac{4}{\pi d_{cp}} \int_0^{0,5d_{cp}} dx \int_0^{\arccos \frac{2z_i}{d_i}} d\beta. \quad (8)$$

Математичне сподівання кількості n_{ci} частинок h_i шару, що перетинаються площиною, що розділяють суміжні шари сипучого матеріалу, визначається за виразом

$$n_i^c = P_{d_i} n_{h_i}, \quad (9)$$

де P_{d_i} – ймовірність перетину частинок площиною.

Кількість часток в елементарних шарах h_i , розташованих на різному видаленні від осі Z , не є постійною через збільшення кількості частинок в шарі з віддаленням від вертикальної осі Z і залежить від розміру частинок кормового матеріалу і радіусу умовних кіл кругової поверхні, що обмежують цей h_i шар.

Компактне розташування частинок першого шару навколо однієї частинки, розташованої в центрі кола, визначає радіус кола, по якому відбувається зіткнення частинок

$$x_{h_i} = (r_0 + r_1) \cos \xi_{h_i}, \quad (10)$$

де r_0, r_1 – радіуси, відповідно, центральної частинки і частинок першого шару;

ξ – центральний кут обхвату частинки першого h_1 шару.

Беручи до уваги, що частинки наступних шарів розташовуються з перетином умовних кіл, що визначають їх h_i шар, то радіус їх розташування визначається за виразом

$$x_{h_i} = x_{h_1} + d_{h_i} h_i \cos \xi_{h_i} k_{nv}, \quad (11)$$

де d – діаметр частинок h_i шару;

ξ_{hi} – центральний кут обхвату частинки h_i шару;

k_{nv} – коефіцієнт збільшення обсягу розташування частинок ($k_{nv} = 1, 10 \dots 1, 12$).

Кут обхвату частинки h_i шару зменшується з видаленням шару від центру і визначається виразом

$$\xi_{h_i} = 2 \arctg \frac{0,5d_{h_i}}{x_{h_i}}. \quad (12)$$

Тоді кількість частинок h_i шару

$$n_{dh_i} = \frac{2\pi}{\xi_{h_i}} = \frac{2\pi}{2 \arctg \frac{0,5d}{x_{h_i} + d_{h_i} h_i \cos \xi_{h_i} k_{nv}}}. \quad (13)$$

При рівних діаметрах частинок кількість їх в h_i шарі можна визначати за формулою

$$n_{dh_i} = \frac{2\pi \cdot 0,5d}{2 \arctg \frac{0,5d}{0,866d_{h_i} [1 + (h_i - 1)k_{nv}]}}. \quad (14)$$

Аналіз формули (14) показує, що кількість частинок в шарах, починаючи з 8 ряду до 77, змінюється зі збільшенням від 5,9909 до 5,9986 і далі, до тисячного знака, зберігає це значення. Отже, можна з незначним допущенням прийняти, що кількість частинок в h_i шарі визначається добутком $n_{dh_i} = bh_i$.

З умови рівності подач по всім шарам ($q_{i-1} = q_i = q_{i+1}$), і, як наслідок, справедливості вираження $n_{d_{h_{i-1}}} v_{d_{h_{i-1}}} = n_{d_{h_i}} v_{d_{h_i}} = n_{d_{h_{i+1}}} v_{d_{h_{i+1}}}$, визначається швидкість переміщення частинок у кожному шарі

$$v_{h_i} = \frac{n_{dh_{i+1}}}{n_{dh_i}} v_{dh_{i+1}}. \quad (15)$$

Проекція Δd перетину частини частки, впровадженої в сусідній елементарний шар (Рис. 3) залежить від розміру частинки і кута розташування між віссю частинки і віссю x .

Математичне сподівання впровадженої частини часток визначається з умови, що величина x змінюється в межах $[0; 0,5d_{cp}]$, а кут β – з деяким допущенням, в межах $[0; 0,5\pi]$. Тоді величина впровадження Δd_{cp} визначається за виразом

$$\Delta d_{cp} = \frac{4}{\pi d_{cp}} \int_0^{0,5d_{cp}} \int_0^{0,5\pi} d_{cp} \cos \beta dx d\beta. \quad (16)$$

Виходячи з отриманого, можливо визначити відносне розташування контактуючих частинок в радіальному напрямку і напрямку зусиль, як наслідок цієї взаємодії.

Композиція розташування частинок різних фракцій (Рис. 3) визначається з умови (допущення) рівномірного розташування частинок в зоні взаємного перетину сусідніх елементарних шарів, а кількість частинок в кожній фракції визначається за виразом (13).

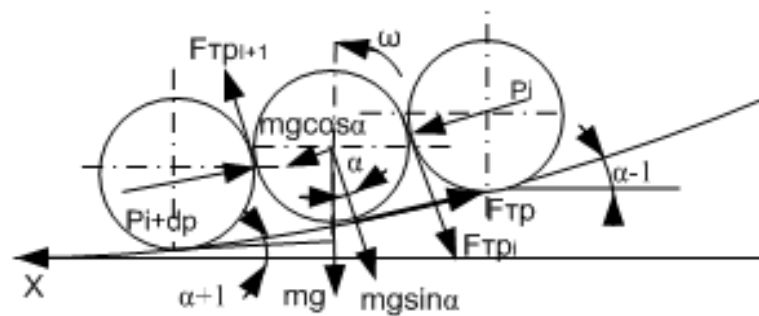


Рис.3. Схема сил, що діють на частинку і-го шару в радіальному напрямку

Тиск на кожну частку поширюється пропорційно площі, що займає і-а частинка в зоні тиску. Площа, яку займає частинка в зоні перетину частинок, визначається як $0,25 \pi d_{cp}^2$.

Умова руху частинок в радіальному напрямку визначається нерівністю, яке відображає перевищення складових сил тяжіння над силами тертя між частинками та по площині похилої кругової поверхні

$$mg \cos \alpha \sin \alpha (1 - f_t) + p_i \cos \left(\pi - \frac{\alpha_{i-1} + \alpha_i}{2} \right) \geq (p_i + dp) \times \cos \left(\pi - \frac{\alpha_i + \alpha_{i+1}}{2} \right) f_t^{en} + F_{om} \sin \psi, \quad (17)$$

де p_i – питомий тиск на одну частинку;

m – маса частинки;

α_i, α_{i-1} – кути нахилу поверхні на x_i і x_{i-1} окружності до горизонту;

F_{om} – сила відштовхування, що виникає при зіткненні частинок;

ψ – кут між напрямком сили тертя при взаємодії частинок і віссю y .

Для визначення умов переміщення часток по колах похилій поверхні розглянемо схему дії зусиль на частинку сипучого матеріалу при кругових горизонтальних коливаннях похилої поверхні в одну сторону.

Основною рушійною силою в цьому випадку виступає сила тертя частинки об похилу поверхню, яка повинна перевищувати зусилля від взаємодії контактуючих частинок (Рис. 4)

$$mg f_t \geq (2p_i + dp_i) f_t^{en} + F_{om} \cos \psi. \quad (18)$$

Момент M_i сил відносно центра і-ї частинки визначається як сума моментів для всіх сил

$$M_{x_i} = [mg \sin \alpha_i f_t - p_i f_t^{en} - (p_i + dp) f_t^{en}] r R_i \quad (19)$$

$$M_{y_i} = [mgf_t - p_i f_t^{6H} \sin \psi - (p_i + dp) f_t^{6H} \sin \psi] R_i \quad (20)$$

Сила відштовхування $F_{от}$ виникає між сусідніми частинками за умови виникнення пружної деформації при зіткненні ($\delta_{ij} > 0$) і спрямована по нормалі, що сполучає центри частинок. Для її визначення використовуємо пружну модель співудару [8].

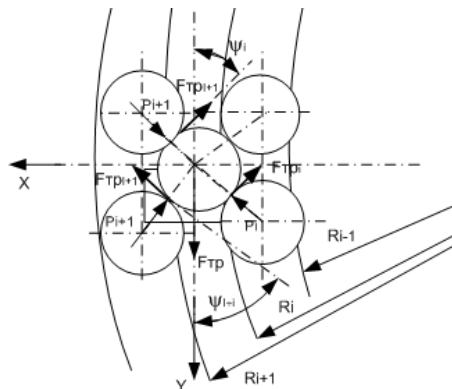


Рис. 4. Схеми сил, що діють на частинку при круговому русі похилій поверхні в одну сторону.

Згідно Дж. Герцу [9] пружна сила відштовхування $F_{от}$ дорівнює

$$F_{от} = \frac{4}{3} \frac{E_i E_j}{(1 - \nu_i^2) E_j + (1 - \nu_j^2) E_i} \sqrt{\frac{R_i R_j}{R_i + R_j}} \delta_{ij}^{\frac{3}{2}} \quad (21)$$

де ν_i – коефіцієнт Пуассона;

E_i – модуль пружності частинки.

Чисельне рішення системи диференціальних рівнянь для кожної частки за час t , яке визначається для кожного кроку переходу часток з одного умовного кола однорядного розташування частинок в інший, дає можливість визначити задані технологією обробки параметри переміщення зернового матеріалу і параметри похилої кругової поверхні.

Висновки. Отримана модель одношарового переміщення зернового матеріалу по похилій круговій поверхні дозволяє визначити рух з перевертанням і зіткненням сукупності пружних частинок, що моделюють дискретне середовище і параметри мікронізатора з похилою круговою поверхнею.

Література:

1. Звіт про НДР/ІМТ УААН– УкрНТЕІ (заключний) №ДР 0101U007019, інв. №0206 U002844 / Створити технології і обладнання для переробки сої та виробництва на її основі кормових добавок і кормосумішей / Семіряк В.П., Воронін Л.С., Канищева Л.О./ Запоріжжя, 2006.

2. Худоногов А.М. Технология обработки дикорастущего и сельскохозяйственного сырья высококонцентрированным инфракрасным

нагревом. – Дисс. докт. техн. наук: 05.20.01.– Иркутск, 1988. – С. 392.

3. *Шацкий В.В.* Моделирование механизированных процессов приготовления кормов / В.В. Шацкий – Запорожье.: ПЦ „Х–ПРЕСС”, 1998. – 140с.

4. *Хокни Р.*, Иствуд Дж. Численное моделирование методом частиц: Пер. с англ. – М.: Мир, 1987. – С. 640.

5. *Клишин С.В.* Применение метода дискретных элементов при анализе гравитационного движения гранулированного материала в сходящемся канале// Горный информационно–аналитический бюллетень.(научно–технический журнал), 2009, №12, С.273– 277

6. Гмурман В.Е. Теория вероятности / В.Е. Гмурман – 9– е изд., стер.– М.: Высшая школа, 2003. – С. 479.

7. *Вентцель Е.С.* Теория вероятностей / Е.С. Вентцель – 4– е изд., стереотип. – М.: Наука, Физматгиз, 1969. – С. 576.

8. Kruggel– Emden H. et al. Review and extension of normal force models of the Discrete Element Method // Powder Technology. – 2007. – №171.

9. *Тимошенко С.П., Гудьер Дж.* Теория упругости: Пер. с англ. – М.: Наука, 1975. – С. 576.

РАЗРАБОТКА МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ОДНОСЛОЙНОГО ПЕРЕМЕЩЕНИЯ ЗЕРНОВОГО МАТЕРИАЛА ПО НАКЛОННОЙ КРУГОВОЙ ВИБРОПОВЕРХНОСТИ

Шацкий В.В., Демьяненко Д.В.

Аннотация – на основе метода дискретных элементов исследуется движение частиц зернового материала по наклонной круговой поверхности, совершающей круговые горизонтальные колебания с определением качественных показателей распределения частиц по поверхности.

MODELING OF A SINGLE-LAYER GRAIN MOVING ON INCLINED CIRCUMFERENTIAL SURFACE

V. Shatsky, D. Demjanenko

Summary

Based on the discrete element method, the motion of grain material particles on the inclined circular surface with definition of quality indicators of particles distribution on the surface are studied.

УДК 631.14:633.1

МЕТОДИЧНІ АСПЕКТИ ВИЗНАЧЕННЯ ЕКОНОМІЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ ДОДАТКОВИХ КАПІТАЛОВКЛАДЕНЬ ПРИ ВПРОВАДЖЕННІ У ВИРОБНИЦТВО ІННОВАЦІЙНИХ ТЕХНОЛОГІЙ ПОДРІБНЕННЯ КОРМІВ

Панченко А.І., д.т.н.,

Кравець О.В., к.е.н.,

Ялпачик О.В., асп.*

Таврический государственный агротехнологический университет

Тел. (0619)42-13-06

Анотація – в статті розглядається економічне обґрунтування інноваційної технології для подрібнення зерна.

Ключеві слова – зерно, подрібнення, капіталовкладення, витрати, прибуток, термін окупності, вартість, річний економічний ефект.

Постановка проблеми. Забезпечення населення продукцією тваринництва є головним завданням агропромислового комплексу України. У зв'язку з цим особлива увага звертається на проблеми тваринництва та його кормовиробництва. З усього різноманіття існуючих способів переробки кормів, найбільше застосування отримала механічна технологія приготування кормів. У механічній технології найпоширенішим і важливим процесом є подрібнення. Справа в тому, що поживні речовини, що присутні в кормах, організмом тварини засвоюється тільки в розчиненому вигляді, а швидкість обробки часток корму шлунковим соком прямо пропорційна площі їх поверхні. Подрібнення є найбільш енергоємним процесом при переробці фуражного зерна.

Аналіз останніх досліджень. Промисловість випускає кормоподрібноючі машини, що мають досить високу енерго- і металоємність, низьку технологічність, а якість подрібнення не завжди відповідає зоотехнічним вимогам. А це у свою чергу впливає у цілому на економічну ефективність виробництва кінцевого продукту. Ми пропонуємо впровадити у виробництво розроблений нами вертикально пальцевий подрібнювач, який дозволяє знизити металоємність конструкції і енергоємність процесу подрібнення зерна, при цьому якість продукту повністю відповідає зоотехнічним вимогам.

© Панченко А.І., Кравець О.В., Ялпачик О.В.

* Науковий керівник – к.т.н., доц. Гвоздев О. В.

Формулювання цілей статті (постановка завдання). Зрозуміло, що для залучення додаткових капіталовкладень у будь-якому підприємстві важливу роль відіграють показники економічної ефективності їх використання, зокрема річний економічний ефект та термін окупності. Враховуючи, що технологічне обладнання є інноваційною розробкою, для вирішення питання економічної ефективності його застосування, необхідно також створити методику оцінки додаткових капіталовкладень.

Основна частина. Нами запропонована та розрахована економічна ефективність впровадження у виробництво вертикального пальцевого подрібнювача.

Капіталовкладення визначаються за формулою:

$$K_{\epsilon} = K_p + K_m + K_n \quad (1)$$

де K_p — вартість обладнання, грн.;

K_m — вартість монтажу крупорушки, грн.;

K_n — вартість навчання персоналу, грн.

Орієнтовно капіталовкладення складуть:

$$K_{\epsilon} = 5000 + 300 + 250 = 5550 \text{ грн.} \quad (2)$$

Витрати електроенергії, кВт:

$$E_{\epsilon} = M_m \cdot K_{\text{год}} \quad (3)$$

де M_m — встановлена потужність, кВт;

$K_{\text{год}}$ — кількість годин роботи на рік;

$$E_{\epsilon} = 3 \cdot 1590 = 4770 \text{ кВт}$$

Вартість енергоносіїв, грн.:

$$B_{\epsilon n} = E_{\epsilon} \cdot B_{\text{од}} \quad (4)$$

де $B_{\text{од}}$ — вартість 1 кВт електроенергії для сільськогосподарських виробників, (1 грн).

$$B_{\epsilon n} = 4770 \cdot 1 = 4770 \text{ грн.} \quad (5)$$

Витрати на оплату праці персоналу, грн:

$$O_n = T_{\text{ст}} \cdot K_{\text{год}} \cdot K_o \quad (6)$$

де $T_{\text{ст}}$ — годинна оплата праці, (20 грн),;

$K_{\text{год}}$ — кількість годин роботи на рік;

K_o — кількість обслуговуючого персоналу (1 чол).

Машина і засоби механізації сільськогосподарського виробництва

$$O_n = 20 \cdot 1590 \cdot 1 = 31800 \text{ грн.} \quad (7)$$

Річний вихід продукції, ц:

$$P_{кр} = K_u \cdot K_{год} \cdot K_v \quad (8)$$

де K_u – центнер на годину;

$K_{год}$ – кількість годин роботи на рік;

K_v – коефіцієнт виходу продукції (0,95)

$$P_{кр} = 0,8 \cdot 1590 \cdot 0,95 = 1208,4 \text{ ц/рік} \quad (9)$$

Виручка від реалізації, грн:

$$B_{кр} = P_{кр} \cdot C_p \quad (10)$$

де $B_{кр}$ – виручка від реалізації;

$P_{кр}$ – річний вихід продукції

C_p – оптова ціна реалізації за 1 центнер;

$$B_{кр} = 1208,4 \cdot 300 = 362520 \text{ грн.} \quad (11)$$

Собівартість сировини, грн:

$$C_{кр} = V_{кр} \cdot C_c \quad (12)$$

де $C_{кр}$ – витрати на виробництво;

$V_{кр}$ – обсяг сировини, ц.

C_c – ціна реалізації за 1 ц.

$$C_{кр} = 1272 \cdot 250 = 318000 \text{ грн.} \quad (13)$$

Річний економічний ефект, грн:

$$E_{еф} = B_{рк} - (C_{рк} + O_{пб} + B_{ен}) \quad (14)$$

де $B_{рк}$ – виручка від реалізації

$C_{рк}$ – витрати на виробництво;

$O_{пб}$ – витрати на оплату праці персоналу;

$B_{ен}$ – вартість енергоносіїв.

$$E_{еф} = 362520 - (318000 + 31800 + 4770) = 7950 \text{ грн.} \quad (15)$$

Термін окупності:

$$T_o = \frac{K_v}{E_{еф}} \quad (16)$$

де K_v – капітальні вкладення, грн.;

$E_{еф}$ – річний економічний ефект

$$T_o = \frac{5550}{7950} \approx 0,7 \quad (17)$$

Висновки. Термін окупності додаткових капітальних вкладень, при впровадженні у виробництво, розробленої нами вертикального пальцевого подрібнювача, знаходиться у межах допустимого, та складає близько 7 місяців, а це дозволяє стверджувати про його економічну ефективність при застосуванні у виробництві продукції тваринництва.

Література:

1. *Брустінов В.М.* Аграрний сервіс: теорія та практика : навчальний посібник / Брустінов В.М., Кравець О. В., Пижинський Я.І. - Мелітополь: ТОВ «Видавничий будинок», 2008- 248 с.

2. *Мацибора В.І.* Економіка підприємства: навчальний посібник / Мацибора В. І., Збарський В.К., Мацибора Т. В. - Київ: Каравела, 2009 - 312 с.

МЕТОДИЧЕСКИЕ АСПЕКТЫ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ЭКОНОМИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ ДОПОЛНИТЕЛЬНЫХ КАПИТАЛОВЛОЖЕНИЙ ПРИ ВНЕДРЕНИИ В ПРОИЗВОДСТВО ИННОВАЦИОННЫХ ТЕХНОЛОГИЙ ИЗМЕЛЬЧЕНИЯ КОРМОВ

Панченко А.И., Кравец О.В., Ялпачик А.В.

Аннотация – в статье рассматривается экономическое обоснование инновационной технологии для измельчения зерна.

METHODOLOGICAL ASPECTS DEFINITION OF ECONOMIC EFFICIENCY WHEN IMPLEMENTING ADDITIONAL INVESTMENT IN PRODUCTION INNOVATIVE TECHNOLOGY FEED GRINDING

A. Panchenko, O. Kravets, A. Yalpachyk

Summary

The article is feasibility study of innovative technology for grinding grain.

УДК 621.85-52

ПОВЫШЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ ПОДВИЖНОСТИ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ ВОЕННОГО НАЗНАЧЕНИЯ

Соловьев В.М., к.т.н.,

Початовский С.В., к.т.н.,

Стримовский С.В., к.т.н.

*Государственное предприятие «Харьковское конструкторское бюро
по машиностроению им. А.А. Морозова»*

Тел. (057) 757-41-45

Аннотация – в статье, на основе обзора отечественных и зарубежных научных источников, составлена унифицированная классификация наземной военной техники по назначению, определены современные модели подвижности, рассмотрены их назначение, структура и алгоритмы проведения расчета, определены направления дальнейшего их развития. Предложены методы повышения подвижности на основе использования: математической модели гидротрансформатора и метода целенаправленного изменения параметров гидротрансформатора; метода по разработке системы автоматического управления трансмиссией.

Ключевые слова – параметры подвижности, наземная военная техника, математическая модель, гидротрансформатор, параметрический синтез, система автоматического управления коробкой передач.

Постановка проблемы. Сбалансированное сочетание таких основных качеств боевой машины, как огневая мощь, защита и подвижность, является залогом эффективного выполнения поставленной задачи в условиях современного боя.

Анализ последних исследований. На сегодняшний день одним из вариантов структурированной классификации наземной военной техники по назначению можно считать схему, представленную на рис.1.

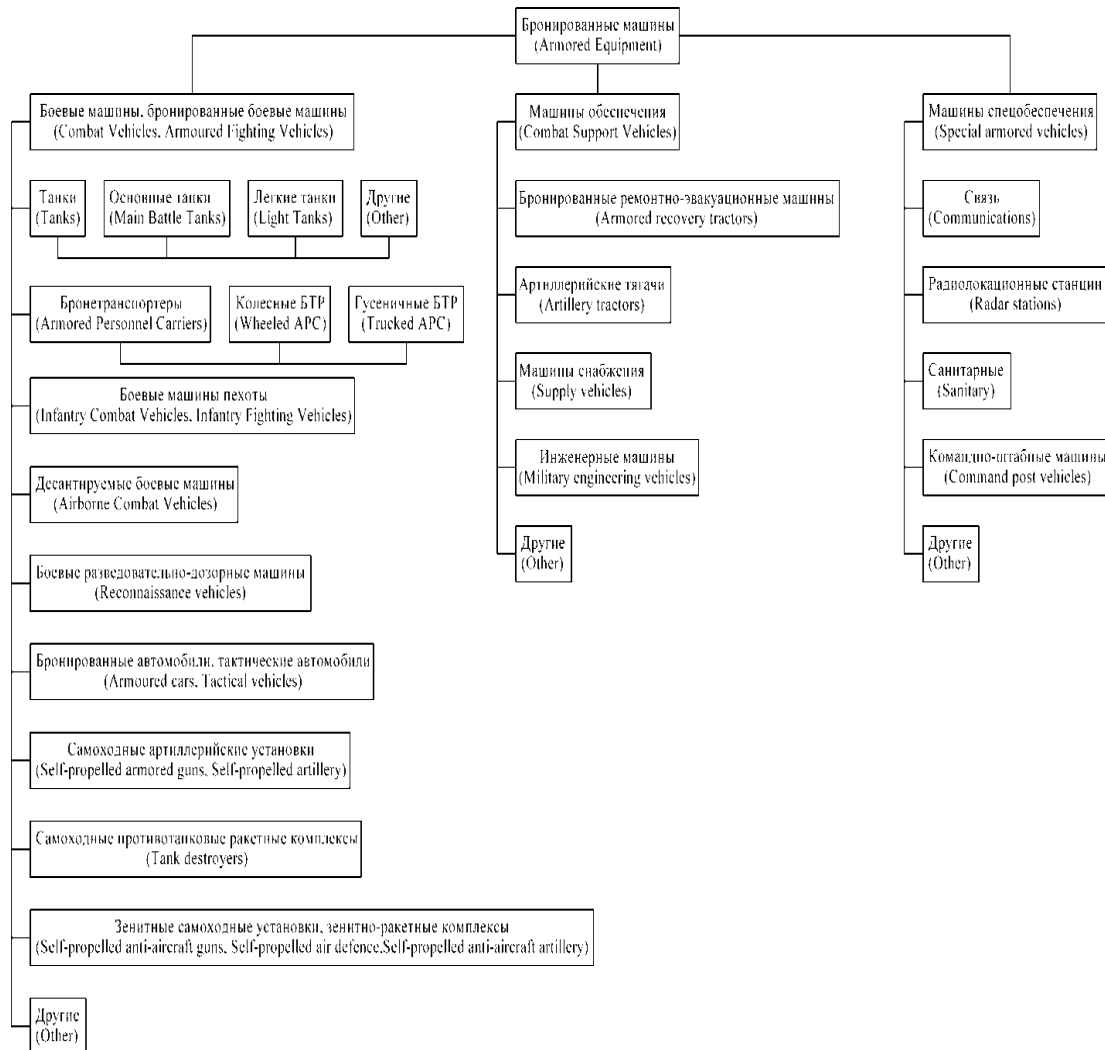


Рис. 1. Классификация наземных боевых машин

Повышающиеся требования к техническим характеристикам современной наземной военной техники обуславливают дальнейшее развитие теории подвижности, создание новых и совершенствование существующих моделей.

В середине 1960-х годов за рубежом было определено, что под термином подвижность (анг. *mobility*) следует понимать максимальную комфортную скорость транспортного средства при движении главным образом по пересеченной местности между двумя точками по наиболее короткому возможному маршруту [1].

Отечественное определение подвижности имеет схожую формулировку [2]: под подвижностью понимается средняя скорость движения транспортного средства из пункта А в пункт В, полученная из соотношения расстояния между точками по прямой, отнесенного к общему времени движения:

$$\Pi = \frac{S}{t_{Д} + t_{з} + t_{р}}; \quad (1)$$

где S – расстояние между двумя точками, соединенными прямой линией;

$t_{Д}$ – время движения транспортного средства;

$t_{з}$ – время заправки;

$t_{р}$ – время ремонта.

Также существуют несколько альтернативных формулировок термина подвижность, рассмотрение которых приводится в [3].

В США интерес к созданию единой унифицированной методологии подвижности был обусловлен потребностями трех основных категорий будущих пользователей: разработчиками новой военной техники, ее изготовителями/поставщиками и армией как конечным потребителем [4].

2.1 АМС-71 (1971г.), АМС-74 (1974г.)

Одной из первых моделей, описывающих подвижность транспортного средства повышенной проходимости, является АМС-71 [5].

Было отмечено, что эффективность движения является функцией, зависящей от технических характеристик транспортного средства, особенностей рельефа местности и реакции водителя.

Упрощенный структурный алгоритм модели АМС-71 представлен на рис.2.



Рис. 2. Алгоритм работы модели АМС-71

В модели АМС-71 рельеф местности описывается факторами, которые потенциально могут оказать влияние на параметры движения

транспортного средства. Каждая группа факторов объединяется по количественному признаку в массив, образуя блок местности или ареал. Ареал участков включает 13 характеристик, которые отражают тип поверхности: наклон, преобладающая высота неровностей, отдельные препятствия, растительные преграды и др. Водные преграды описывают 9 характеристик, такие как тип дна, его сечение и прочность, глубина и скорость потока, и др. Участок движения по дорогам общего назначения описывается пятью характеристиками поверхности: тип дороги, прочность, наклон и кривизна дорожного полотна, величина неровностей.

Отмечается, что многообразие существующих транспортных средств и параметров местности, образуя сложнейшие комбинации, требуют проведения расчетов для каждого взаимодействия «местность - транспортное средство». В модели АМС-71 эти взаимодействия эмулируются подмоделями, составляющими внедорожный модуль местности.

Основные структурные компоненты, входящие в алгоритм модуля местности, представляют собой серию отдельных взаимосвязанных подмоделей, которые содержат соотношения, предназначенные для моделирования взаимодействий автомобиль-местность-водитель. Подмодели используют теоретические и эмпирические зависимости, которые могут корректировать теоретическую скорость движения транспортного средства с целью моделирования влияния местности на подвижность транспортного средства.

Функционально подмодели имитируют:

- силовой агрегат и трансмиссию;
- грунт и его наклон;
- видимость;
- геометрию препятствий, силу тяги;
- объезд препятствий;
- маневрирование;
- разгон/торможение.

Отдельно вынесена подмодель динамики движения транспортного средства.

В модели АМС-71 приняты следующие допущения:

- во всех подмоделях, за исключением подмодели объезда препятствий, предполагается, что транспортное средство движется по прямой линии;
- местность состоит из отдельных участков с параметрами, которые могут быть описаны в количественном выражении;
- водитель может снижать скорость движения для сохранения комфортных условий вождения;

- движение рассматривается как двухмерная задача без учета продольных и поперечных наклонов машины;
- препятствия преодолеваются фронтально, под прямым углом;
- поверхность дороги, неровности, шины рассматриваются как абсолютно твердые тела;
- характеристики подвижности для транспортного средства определяются на основе полученных ранее данных для аналогичной машины;
- не учитывается скольжение (занос) машины.

Было проведено сравнение предложенной модели подвижности с экспериментальными данными, полученными при исследовании пяти боевых машин американской армии: колесного небронированного тактического автомобиля повышенной проходимости M151, грузового автомобиля M35A2, гусеничного бронетранспортера M113A1, танков M48 и M60. В результате было получено расхождение численных и экспериментальных данных до 30,1% с указанием о возможности уменьшения расхождения до 15% в случае введения в модель более точной геометрии рельефа местности. Апробация модели была проведена в 1971-74 г.г. тремя подразделениями армии США: U.S. Army Tank-Automotive Command (TACOM), U.S. Army Engineer Waterways Experiment Station (WES) и U.S. Army Engineer Cold Regions Research and Engineering Laboratory (CRREL).

Результатом дальнейшего развития модели AMC-71 является AMC-74 [6].

2.2 NRMM (1979г.), NRMM2 (1992г.)

Двухмерная модель подвижности NATO Reference Mobility Model (NRMM) [1] представляет собой набор уравнений и алгоритмов, предназначенных для имитации движения транспортных средств по пересеченной местности.

Модель NRMM разработана с учетом ранее созданных моделей AMC-71 и AMC-74. В модели NRMM также внедрена замена существующего рельефа местности на отдельные участки с различными характеристиками, совокупность которых образует мозаичную карту местности с допущением, что в пределах каждого из участков характеристики местности являются однородным и их незначительными изменениями можно пренебречь. Помимо величины максимальной скорости движения, модель рассчитывает данные, которые могут быть использованы для прогнозирования эксплуатационных уровней вибрации, расхода топлива и пр.

В основе модели NRMM лежат три основных вычислительных модуля, каждый из которых содержит как аналитические, так и эмпирические зависимости:

- **модуль местности**: определяет максимальную скорость движения транспортного средства в пределах участка пересеченной местности с заданными характеристиками;
- **модуль водного препятствия**: определяет минимальное время для пересечения локальной водной преграды: канава, ручей и т.д.;
- **дорожный модуль**: определяет максимальную скорость при движении по участку дороги общего пользования.

2.2.1. Подготовка исходных данных для NRMM

2.2.1.1. Местность

Каждый участок местности для любого момента времени описывают 22 параметра местности. Для задания характеристик водной преграды используются 10 параметров, для задания характеристик автомобильных дорог – 9 параметров. Вводятся следующие характеристики местности:

- состав поверхности, тип, прочность;
- геометрия поверхности: наклон, высота над уровнем моря, локальные препятствия, неровности, кривизна дороги, ширина дороги, возвышение дороги;
- растительность: размер и площадь;
- водная преграда: сечение, скорость и глубина потока и др.

2.2.1.2. Технические параметры транспортного средства: вводятся геометрические, инерционные и механические характеристики.

Модель NRMM содержит динамический модуль VEHNDYN и модуль препятствий OBS78B. Оба модуля могут работать самостоятельно и получают исходные данные от модуля технических параметров транспортного средства.

Динамический модуль VEHNDYN вычисляет величины ускорения/замедления на рабочем месте водителя (или в другой точке транспортного средства) при движении с заданной скоростью в границах участка местности. В качестве возможных ограничений водителем скорости транспортного средства динамический модуль VEHNDYN имеет возможность учета двух факторов:

- величины вибраций на рабочем месте водителя;
- подготовку к преодолению препятствия.

Также имеется модуль исходных данных транспортного средства VDP (Vehicle Data Preprocessor), который осуществляет три функции:

- преобразование входных данных транспортного средства в систему измерений, принятую в США (дюймы, фунты и т.д.);
- выполняет расчет предварительных параметров движения, параметров сцепления;

- проводит расчет величины тягового усилия и скоростных характеристик.

Модуль препятствий OBS78B имитирует наклон транспортного средства, его положение на карте, препятствия, вектор тягового усилия. Процесс пересечения насыпи или канавы происходит путем замены преграды на геометрический аналог трапециевидной формы. Также модуль может определять ряд положений статического равновесия автомобиля, составлять таблицу минимальной величины клиренса для заданного маршрута движения.

2.2.1.3. Водитель

Закладываемые в модель навыки водителя характеризуют его индивидуальные особенности с точки зрения порога терпимости к величине толчков и вибраций, способности воспринимать и реагировать на визуальные стимулы, в т.ч. при выполнении боевых задач, и, в конечном итоге, оказывающих влияние на его поведение.

Дополнительный модуль модели NRMM называется Сценарий, в котором доступно задание следующих функций:

- время года, т.е. время, когда сезонные различия в прочности грунта играют значительную роль при составлении компьютерной карты участка местности. Модель позволяет выбрать характеристики грунта в соответствии с сезоном и с учетом влияния, которое оказывает погода;

- видимость, влажность и вероятность движения юзом для участка местности, в том числе для сухого снега и льда;

- несколько дополнительных индивидуальных особенностей водителя, такие как поведенческая стратегия и манера вождения;

- учет величины давления в шинах в зависимости от типа местности: дорога, пересеченная местность, песок.

2.2.2. Порядок проведения расчета

1. Технические характеристики автомобиля измеряются, рассчитываются или назначаются по аналогии, проводится ввод исходных данных в файлы;

2. Данные о рельефе местности измеряются, рассчитываются или назначаются по аналогии, и вводятся в файлы исходных данных;

3. Данные о препятствиях и неровностях из файлов данных рельефа местности используются для ввода базовых значений в модуль предварительного расчета;

4. Модуль VEHNDYN, используя файл технических характеристик транспортного средства и файл профиля местности, проводит задание величины неровностей, высоты или области препятствий.

Проводится расчет мгновенной величины скорости и потребляемой мощности;

5. Для каждого препятствия модуль OBS78В рассчитывает минимальный клиренс, максимальное усилие преодоления и среднее усилие. Полученные данные являются частью исходных данных для операционного модуля;

6. Параметры автомобиля вместе с полученными ранее результатами включаются в файл исходных данных;

7. Создается файл контроля сценария;

8. На основе использования данных, полученных в п. 2, 6 и 7, запускаются оперативные расчетные модули.

2.2.3. Результат расчета

В результате расчета полученные данные заносятся в файл, в котором для каждой точки маршрута была определена скорость движения, средняя скорость движения, величины ускорения/замедления и другие данные.

В 1992г. комитет NRMM TMC (NRMM technical management committee) одобрил изменения и дополнения к модели, предложенные в период с 1979 по 1991г.г. и утвердил выпуск второй редакции модели – NRMM2 [7]. Изменения были введены и для динамического модуля VENHDYN, который первоначально был разработан для АМС-74 [8]. В 1986 году модуль VENHDYN был перепрограммирован и получил название VENHDYN II. Блок-схема модуля VENHDYN II представлена на рис. 3.

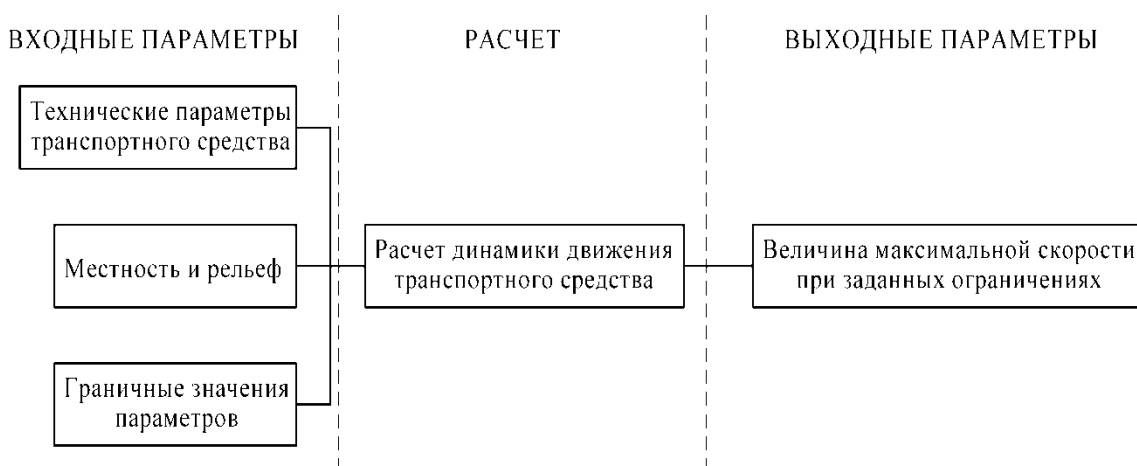


Рис. 3. Блок-схема модуля VENHDYN II

Также был доработан модуль преодоления препятствий OBS78B, который также как и VENDOR II является двухмерным (рис. 4).



Рис. 4. Блок-схема модуля OBS78B

Развитие получил и основной модуль расчета NRMM Main Module, предназначенный для определения максимальной эффективной скорости (рис. 5).

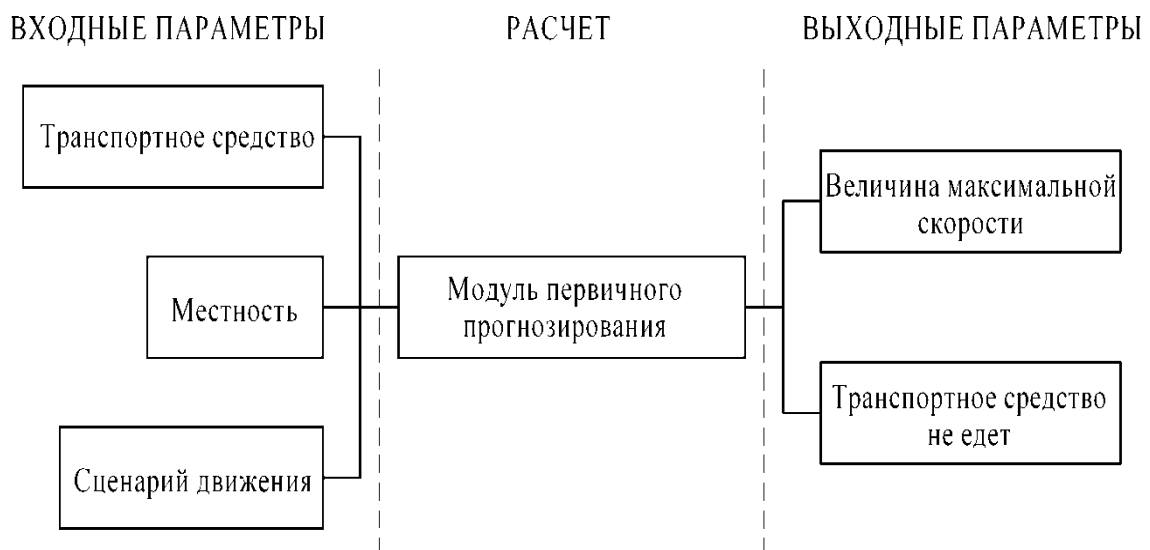


Рис. 5 Блок-схема модуля первичного прогнозирования (NRMM Main)

В 1993г. представлен доклад [9] в котором для модели подвижности NRMM2 было предложено перейти от детерминированной (предопределенной) модели прогнозирования к стохастической (случайной) модели. Результаты исследований показали, что получаемые данные в основном верны, и что стохастические методы с некоторой погрешностью результата могут быть использованы для решения подобных задач.

В 1994г. исследовательская станция U.S. Army Engineer Waterways Experiment Station (WES) совместно с Nevada Automotive Test

Center (NATC) провели полігонні випробування наступних транспортних засобів: тактичного автомобіля M1025 (HMMWV), вантажного автомобіля M923A1, ходового макета ремонтної машини на базі вантажного автомобіля MTVR, гусеничного вездехода BV206, з наступним виконанням прогнозування параметрів їх мобільності на основі використання моделі NRMM2 [7]. Порівняння теоретичних і експериментальних результатів показало значуще вплив показувачів рельєфу місцевості і технічних характеристик транспортного засобу, вводимих як початкові дані, на прогнозовані параметри мобільності і підтвердило раніше заявлені точності прогнозування. Було зроблено висновок про необхідність подальшого вдосконалення алгоритмів моделі мобільності NRMM2.

У 1999 р. лабораторії U.S. Army Research Laboratory (ARL) було доручено виконати розрахунок параметрів мобільності з використанням моделі NRMM2 і провести полігонні випробування для експериментальної **беспилотної** колісної транспортної платформи [8]. З огляду на те, що NRMM2 не підтримує моделювання транспортного засобу без водія, для подальшого проведення дослідження було вирішено виконати прогноз параметрів мобільності як для транспортного засобу з водієм. З метою проведення порівняльної оцінки отримуваних даних, в дослідження було включено багатомісовий тактичний автомобіль HMMWV. Отримані показувачі мобільності для беспилотної платформи показали зниження середньої розвиваємої швидкості на 2-4 миль/год порівняно з тактичним автомобілем HMMWV. Також було встановлено, що платформа забезпечує середню швидкість руху 25-30 миль/год при необхідній швидкості 20 миль/год.

2.3 Модель SAMMS (1987г.)

Оперативно-тактична модель мобільності SAMMS (Condensed Army Mobility Model System) [10] призначена для оцінки параметрів мобільності транспортного засобу в умовах бою. Модель прогнозує параметри транспортного засобу при русі по пересіченій місцевості, дорогам загального користування, в час виконання маневру, при перетині воронки, проводить інтерактивну оцінку маршруту руху, визначає потенціальні зони посадки/висадки десанта і пр.

Особливістю SAMMS є можливість коректування характеристик ґрунту на основі поточних погодних умов. Модель містить характеристики для 16 типів ґрунту, шість класів вологості місцевості (засушлива, суха, середня, мокра, насичена, заболочена) і три типи погоди (сезонна, поточна, за прогнозом).

2.4. Численное моделирование Adams MBS (1999г.) и симуляционный метод VES (2002г.)

На основе использования программы численного моделирования Adams MBS в 1999г. проведена оценка параметров подвижности транспортного средства, в частности рассмотрено влияние полуактивной и активной систем подвесок для БТР Вохер с колесной формулой 8x8 на параметры движения [11]. Результаты моделирования показали, что максимальное вертикальное ускорение и другие перемещения корпуса БТР могут быть уменьшены благодаря применению управляемой подвески.

В 2002г., в рамках совместной работы U.S. Army Tank Automotive Research Development and Engineering Center и U.S. Army Corps of Engineers с целью дальнейшего совершенствования существующих методов определения параметров подвижности наземных транспортных средств армии США был предложен компьютерный симуляционный метод моделирования, который получил название Virtual Evaluation Suite (VES) [12].

2.5. Метод использования переменных данных FLM (2011г.)

В 2011г. предложен новый подход для определения подвижности, основанный на использовании нечетких переменных (fuzzy logic), которые принимают значения в промежутке от 0 до 1 изменяясь в диапазоне от абсолютно верного значения до полностью ложного [13]. Модель получила название fuzzy logic mobility (FLM). Сообщается, что FLM модель подвижности не требовательна к вычислительным ресурсам и минимизирует время для проведения расчета параметров подвижности.

2.6. Модель подвижности на основе GPS данных навигации (2012г.)

Сообщается, что в связи с появлением новых образцов военной техники с основной силовой установкой гибридного типа и электро-трансмиссией возникла необходимость в проведении оценки этих машин с целью определения их основных характеристик в различных условиях эксплуатации для улучшения топливной экономичности и снижения заметности [14]. Предложен новый подход, основанный на использовании системы спутниковой навигации GPS. Очевидно, что при наложении координат нахождения транспортного средства на цифровую топографическую карту местности могут определяться такие данные как особенности рельефа, высота над уровнем моря и пр. Дополнив географические данные сведениями о времени года, климатических и дорожных условиях, полученная информация вводится в

модель подвижности, тем самым расширяя ее функциональность и повышая точность расчета. Помимо получаемых географических координат в качестве исходных данных модель использует динамические характеристики автомобиля, такие как сопротивление движению, гравитационная постоянная, линейная инерция, инерция при повороте и аэродинамическое сопротивление с целью прогнозирования ряда параметров, в том числе величины мощности, затрачиваемой для движения. Была проведена экспериментальная верификация разработанной модели, в качестве объектов были выбраны БТР Stryker и гражданский автомобиль Chevrolet Equinox. Расхождение теоретических и экспериментальных данных составило не более 21%.

2.7 Зимние модели (модули) подвижности

Представленный в 1995г. доклад [15] содержит описание процедур прогнозирования, включенных в модель подвижности SAMMS для описания взаимодействия автомобиля с опорной поверхностью для зимы: свежеснеженный снег; утрамбованный снег, лед, оттаивающая почва и их комбинации.

В 2012г. представлена статья [16] в которой предложен подход для определения сопротивления движения колесной машины по заснеженному склону с учетом скорости движения, радиуса поворота и влияния силы сопротивления подъему. Полученные данные могут быть использованы в качестве основных и/или дополнительных исходных данных для модели подвижности.

Формулирование целей статьи (постановка задания). Анализ публикаций показывает, что в настоящее время теория подвижности оперирует элементами «транспортное средство – местность – водитель» как в условиях ведения боя, так и при отсутствии соприкосновения с противником. Также под общепринятым термином подвижность может пониматься средняя скорость движения, полученная как отношение расстояния по прямой между начальной и конечной точками маршрута к времени, затраченному на движение. Методы повышения подвижности применяются для увеличения параметров подвижности и снижения затрат на проведение полигонных испытаний при создании новых и/или модернизации существующих наземных боевых машин.

Термин подвижность транспортного средства является широким комплексным понятием, который характеризуются следующими основными составляющими: быстроходность (максимальная, средняя, минимальная устойчивая скорости движения и др.), динамичность (время разгона/торможения и др.), маневренность или управляемость (поворотливость, устойчивость движения и др.), проходимость (опорная, габаритная, плавучесть и др.), плавность хода (определяется па-

раметрами подвески), эргономичность, запас хода по топливу и маслу без дозаправки.

Основная часть. Из общей цепочки подвижности «транспортное средство – местность – водитель» выделим элемент, которым, главным образом, оперируют разработчики наземной военной техники – «транспортное средство». В свою очередь «транспортное средство» включает следующие основные составляющие: «двигатель – трансмиссия – ходовая часть». На сегодняшний день специалистами ГП «ХКБМ» накоплен достаточный опыт по повышению параметров подвижности за счет внедрения компактных силовых установок повышенной мощности как для колесных [17], так и для гусеничных [18] машин, элементов ходовой части [19], определены направления дальнейшего совершенствования современных трансмиссий [20].

4.1 Внедрение гидромеханической трансмиссии

Одним из методов повышения параметров подвижности, который используется для увеличения быстроходности транспортного средства, является внедрение трансмиссии с комплексным гидродинамическим трансформатором крутящего момента: с ростом величины коэффициента трансформации на пусковом режиме происходит увеличение значения максимального ускорения [22], что позволяет повысить динамические характеристики транспортного средства.

Комплексный гидротрансформатор, благодаря бесступенчатому изменению величины крутящего момента в зависимости от нагрузки позволяет уменьшить число переключений передач и автоматически изменить тяговое усилие на ведомом звене в зависимости от характеристик преодолеваемого препятствия. Также замена жесткой силовой связи между двигателем и коробкой передач на гидродинамическую энергию движения потока рабочей жидкости позволяет сгладить как крутильные колебания двигателя, так и динамические колебания, вызванные движением по неровностям и передающиеся на элементы трансмиссии. Перечисленные достоинства, а также относительно высокий максимальный КПД (до 92% при работе в режиме гидромукты) позволяют повысить среднюю скорость движения по пересеченной местности и увеличить срок службы двигателя и элементов трансмиссии [21]. Для обеспечения высоких показателей быстроходности транспортного средства при движении по дорогам общего назначения предусматривается принудительная блокировка насосного и турбинного колес гидротрансформатора.

При внедрении гидротрансформатора в трансмиссию должны быть определены внешние и внутренние характеристики гидротрансформатора, проведено совмещение внешних характеристик гидротрансформатора с внешней характеристикой двигателя и трансмиссии.

ей. Для оптимального рішення даних задач служать математическая модель гидротрансформатора и методика изменения внешней характеристики гидротрансформатора за счет колеса реактора.

4.1.1 Математическая модель гидротрансформатора

Математическая модель предназначена для определения параметров внешних и внутренних характеристик работы гидротрансформатора на основе его геометрических данных. Модель основана на использовании усовершенствованного уравнения баланса гидравлической энергии с дополнительной возможностью дифференцированного задания коэффициентов ударных потерь Ψ_m для каждого из рабочих колес при наличии соответствующих экспериментальных кривых $\Psi_m = f(i)$.

Уравнение баланса в безразмерном виде:

$$A \cdot \varphi^2 + B \cdot \varphi + C = 0 \quad (2)$$

$$A = \frac{-(1-\eta_z^*)}{(\varphi^*)^2} \cdot \left(Kz_n - \varphi^* \cdot (\text{ctg} \beta_{21} + \frac{\text{ctg} \beta_{23} \cdot \sigma_{zP} \cdot \tau_{23}}{B_{23}}) \right) - \frac{\psi_1}{2} \cdot \left[\frac{\text{ctg} \beta_{11} \cdot \tau_{11}}{\rho_{11} \cdot B_{11}} + \frac{\text{ctg} \beta_{23} \cdot \sigma_{zP} \cdot \tau_{23}}{\rho_{11} \cdot B_{23}} \right]^2 - \frac{\psi_2}{2} \cdot \left[\frac{\text{ctg} \beta_{12} \cdot \tau_{12}}{\rho_{12} \cdot B_{12}} - \frac{\text{ctg} \beta_{21}}{\rho_{12}} \right]^2 - \frac{\psi_3}{2} \cdot \left[\frac{\text{ctg} \beta_{13} \cdot \tau_{13}}{\rho_{13} \cdot B_{13}} + \frac{\text{ctg} \beta_{22} \cdot \tau_{22}}{\rho_{13} \cdot B_{22}} \right]^2 \quad (3)$$

$$B = -\text{ctg} \beta_{21} - \frac{\text{ctg} \beta_{23} \cdot \sigma_{zP} \cdot \tau_{23}}{B_{23}} + i \cdot (\text{ctg} \beta_{21} - \frac{\text{ctg} \beta_{22} \cdot \tau_{22}}{B_{22}}) + \psi_1 \cdot \left(\frac{\text{ctg} \beta_{11} \cdot \tau_{11}}{B_{11}} + \frac{\text{ctg} \beta_{23} \cdot \sigma_{zP} \cdot \tau_{23}}{B_{23}} \right) - \psi_2 \cdot (Kz_n - i) \cdot \left(\frac{\text{ctg} \beta_{12} \cdot \tau_{12}}{\rho_{12} \cdot B_{12}} - \frac{\text{ctg} \beta_{21}}{\rho_{12}} \right) + \psi_3 \cdot \frac{\rho_{22}^2}{\rho_{13}} \cdot i \cdot Kz_m \cdot \left(\frac{\text{ctg} \beta_{13} \cdot \tau_{13}}{\rho_{13} \cdot B_{13}} + \frac{\text{ctg} \beta_{22} \cdot \tau_{22}}{\rho_{13} \cdot B_{22}} \right) \quad (4)$$

$$C = Kz_n \cdot (1-i) + \rho_{22}^2 \cdot i^2 \cdot Kz_m - \frac{\psi_1}{2} \cdot \rho_{11}^2 - \frac{\psi_2}{2} \cdot [Kz_n - i]^2 - \frac{\psi_3}{2} \cdot \frac{\rho_{22}^4}{\rho_{13}^2} \cdot i^2 \cdot Kz_m^2 \quad (5)$$

где $B_{mn} = b_{mn}/b_{21}$ – относительная ширина проточной части гидротрансформатора в меридиональном сечении;

$\tau_{mn} = \chi_{mn}/\chi_{21}$ – относительная величина стеснения потока лопатками;

β_{mn} – угол лопаточной системы гидротрансформатора, град.;

$\rho_{mn} = r_{mn}/r_{21}$ – относительный радиус положения кромки лопаточной системы гидротрансформатора на средней линии тока;

Kz_n, Kz_r, σ_{zP} – коэффициенты учета конечного числа лопаток насосного, турбинного и реакторного колес соответственно;

m – обозначение входа или выхода из лопаточной системы гидротрансформатора: 1 – вход, 2 – выход;

n – обозначение лопаточной системы: 1 – насосное колесо, 2 – турбинное колесо, 3 – колесо реактора.

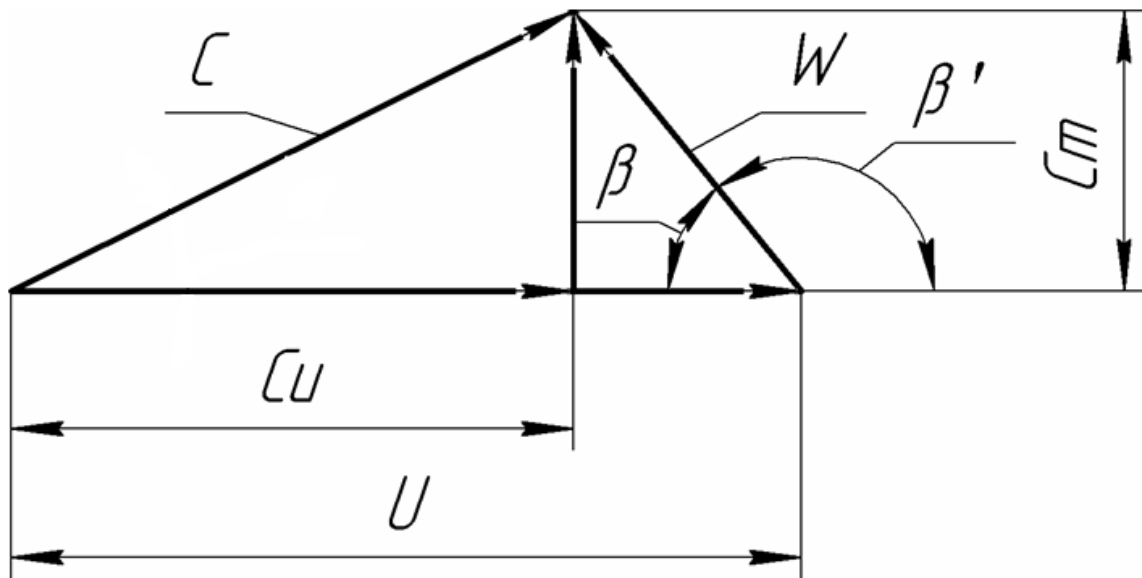


Рис. 6. Треугольник скорости

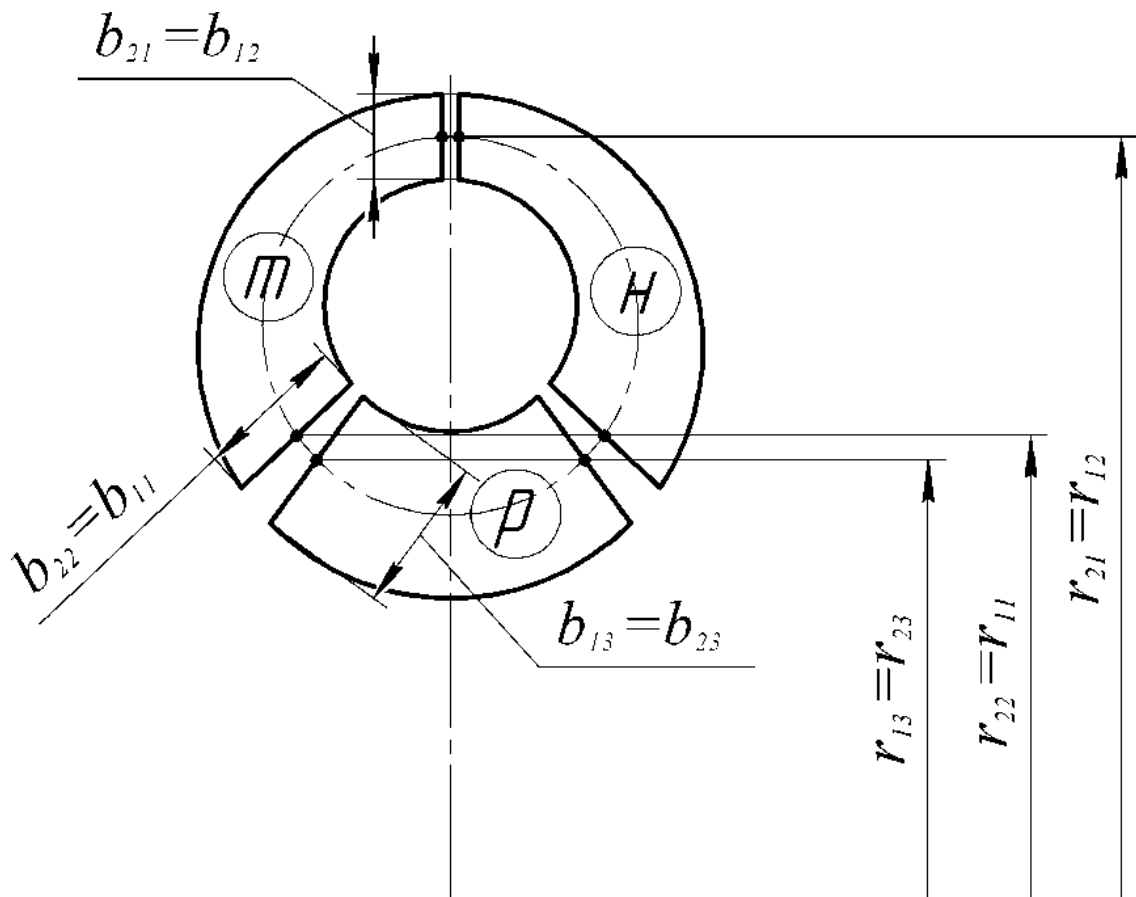


Рис. 7. Расположение радиусов и ширины канала вдоль средней линии тока в проточной части гидротрансформатора

Коэффициент скорости на выходе из насосного колеса равен:

$$\varphi_{21} = \frac{-B - \sqrt{B^2 - 4 \cdot A \cdot C}}{2 \cdot A} \quad (6)$$

Определение меридиональной скорости на выходе из насосного колеса проводится по уравнению:

$$Cm_{21} = \varphi_{21} \cdot U_{21}, \quad (7)$$

где U_{21} – величина окружной скорости на выходе из насосного колеса, м/с.

Значение расхода, м³/с:

$$Q = 2 \cdot \pi \cdot r_{21} \cdot b_{21} \cdot Cm_{21} \quad (8)$$

К основным параметрам внешней характеристики гидротрансформатора, которые определяют его совместную работу с двигателем и трансмиссией транспортного средства, относят:

- значения моментов на насосном M_1 , турбинном M_2 и реакторном M_3 колесах:

$$M_1 = -\frac{\gamma \cdot Q}{g} \cdot r_{21}^2 \omega_1 \cdot \left[Kz_n - \varphi_{21} \left(\rho_{21} \operatorname{ctg} \beta_{21} + \frac{\operatorname{ctg} \beta_{23} \cdot \sigma_{ZP} \cdot \tau_{23}}{B_{23}} \right) \right]; \quad (9)$$

$$M_2 = -\frac{\gamma \cdot Q}{g} \cdot r_{21}^2 \omega_1 \cdot \left[-Kz_n + \rho_{22}^2 i Kz_m + \varphi_{21} \cdot \left(\operatorname{ctg} \beta_{21} - \frac{\operatorname{ctg} \beta_{22} \cdot \tau_{22}}{B_{22}} \right) \right]; \quad (10)$$

$$M_3 = -\frac{\gamma \cdot Q}{g} \cdot r_{21}^2 \omega_1 \cdot \left[-\rho_{22}^2 i Kz_m + \varphi_{21} \cdot \left(\frac{\operatorname{ctg} \beta_{23} \sigma_{ZP} \tau_{23}}{B_{23}} + \frac{\operatorname{ctg} \beta_{22} \tau_{22}}{B_{22}} \right) \right], \quad (11)$$

- коэффициент трансформации:

$$K = -\frac{\overline{\Delta \Gamma_2}}{\overline{\Delta \Gamma_1}}, \quad (12)$$

где безразмерные разности циркуляций насосного $\overline{\Delta \Gamma_1}$ и турбинного колес $\overline{\Delta \Gamma_2}$ соответственно равны:

$$\overline{\Delta \Gamma_1} = Kz_n - \varphi_{21} \cdot \left(\rho_{21} \operatorname{ctg} \beta_{21} + \frac{\operatorname{ctg} \beta_{23} \cdot \sigma_{ZP} \cdot \tau_{23}}{B_{23}} \right); \quad (13)$$

$$\overline{\Delta \Gamma_2} = -Kz_n + \rho_{22}^2 i Kz_m + \varphi_{21} \cdot \left(\operatorname{ctg} \beta_{21} - \frac{\operatorname{ctg} \beta_{22} \cdot \tau_{22}}{B_{22}} \right); \quad (14)$$

- коэффициент полезного действия гидротрансформатора:

$$\eta = K \cdot i, \quad (15)$$

где i - передаточное отношение гидротрансформатора:

$$i = \frac{n_2}{n_1}, \quad (16)$$

где n_1 - частота вращения насосного колеса, мин^{-1} ;
 n_2 - частота вращения турбинного колеса, мин^{-1} ;

- коэффициент прозрачности Π :

$$\Pi = \frac{M_{10}}{M_{1м}}, \quad (17)$$

где: M_{10} - момент насосного колеса на пусковом режиме, Нм;
 $M_{1м}$ - момент насосного колеса на муфтовом режиме, Нм.

Приведенная математическая модель может применяться для расчета параметров одноступенчатых трехколесных гидротрансформаторов конструктивного исполнения Allison, Voith, Trillock, Twin-Disc и др.

4.1.2 Методика изменения внешней характеристики гидротрансформатора

На основе проведения оптимизации углов лопатки колеса реактора предложен подход, позволяющий проводить изменение параметров внешних и внутренних характеристик гидротрансформатора в требуемом направлении [23].

Использование при оптимизации параметров внешней характеристики гидротрансформатора в качестве целевой функции коэффициента трансформации на пусковом режиме K_0 , обусловлено его влиянием на значение величины ускорения a при разгоне транспортного средства [22].

В неявном виде уравнение для K_0 является сложной функцией двух независимых переменных: углов входа β_{13} и выхода β_{23} колеса реактора.

$$K_0 = f(\varphi_0(\beta_{13}, \beta_{23}), \beta_{23}). \quad (18)$$

Для определения экстремума функции K_0 продифференцируем целевую функцию по каждой из переменной:

$$\begin{cases} \frac{dK_0}{d\beta_{13}} = \frac{\partial K_0}{\partial \varphi_0} \cdot \frac{d\varphi_0}{d\beta_{13}} \\ \frac{dK_0}{d\beta_{23}} = \frac{\partial K_0}{\partial \varphi_0} \cdot \frac{d\varphi_0}{d\beta_{23}} + \frac{\partial K_0}{\partial \beta_{23}} \end{cases}; \quad (19)$$

Приравняв уравнения системы к нулю:

$$\begin{cases} \frac{dK_0}{d\beta_{13}} = 0 \\ \frac{dK_0}{d\beta_{23}} = 0 \end{cases}, \quad (20)$$

и подставив значения геометрических параметров изменяемого гидротрансформатора, найдем решение. Решение может быть получено как аналитически, так и методом полного перебора.

В качестве примера получения решения возьмем серийно выпускаемый гидротрансформатор ГТК XV.

Задаются интервалы значений для переменных, которые принимаются в соответствии с рекомендациями [24]: $\beta_{13} = 40^\circ \dots 160^\circ$; $\beta_{23} = 19^\circ \dots 120^\circ$, шаг дискретизации принимается равным $\Delta\beta_{m3} = 1^\circ$. Выполняется проверка на отсутствие разрывов для всех заданных значений β_{13} и β_{23} .

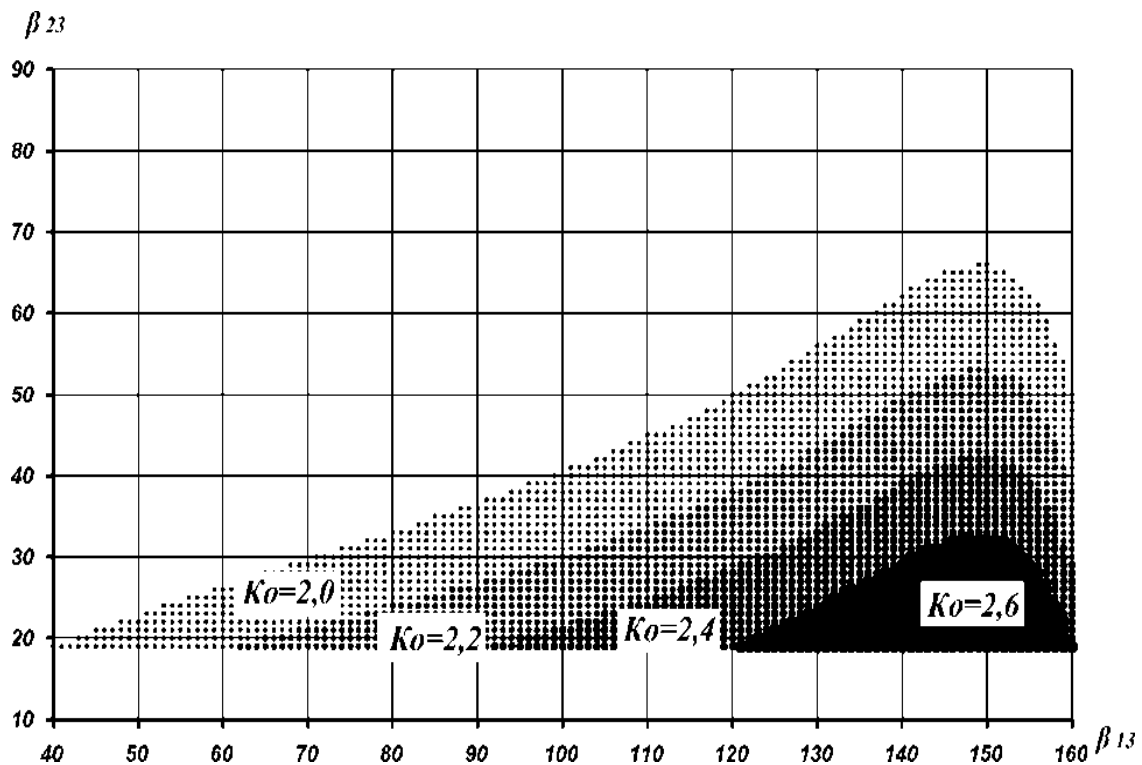


Рис. 8. Графическое отображение поверхности $Ko=f(\beta_{13}, \beta_{23})$

Проводится ввод дополнительных ограничений.

Ввод первого ограничения осуществляется путем задания неравенства – величина максимального гидравлического КПД на режиме гидротрансформатора должна быть не менее 90%:

$$\eta_{2\max} \geq 0,9. \quad (21)$$

Ввод второго и третьего ограничений обусловлен обеспечением оптимального совмещения внешних характеристик двигателя и гидротрансформатора.

Значение момента насосного колеса на пусковом режиме:

$$M_{10} = \rho \cdot Q_0 \cdot r_{21}^2 \cdot \omega_{10} \cdot \overline{\Delta\Gamma_{10}}, \quad (22)$$

где:

Q_0 – величина расхода в гидротрансформаторе на пусковом режиме;

r_{2l} – радиус к средней линии тока на выходе потока из насосного колеса;

ω_{10} – угловая скорость вращения насосного колеса на пусковом режиме.

Ограничение для момента M_{10} задается равным максимальному моменту двигателя, в данном примере $M_{10}=1250$ Н·м при $\omega_{10}=\omega_{дв_при_M_{дв_max}}=209,44$ рад/сек ($n_{10}=2000$ мин⁻¹). Для получения более полной картины рекомендуется задание диапазона значения $M_{10} \pm 100$ Н·м:

$$1350\text{Н}\cdot\text{м} \geq M_{10} \geq 1150\text{Н}\cdot\text{м}. \quad (23)$$

В качестве третьего ограничения вводится диапазон значений величины момента насосного колеса на муфтовом режиме работы: $M_{LM}=1000$ Н·м $\pm 5\%$ при $n_{об}=2380$ мин⁻¹.

Проведя оптимизацию получим результат, графическое представление которого представлено на рис.9.

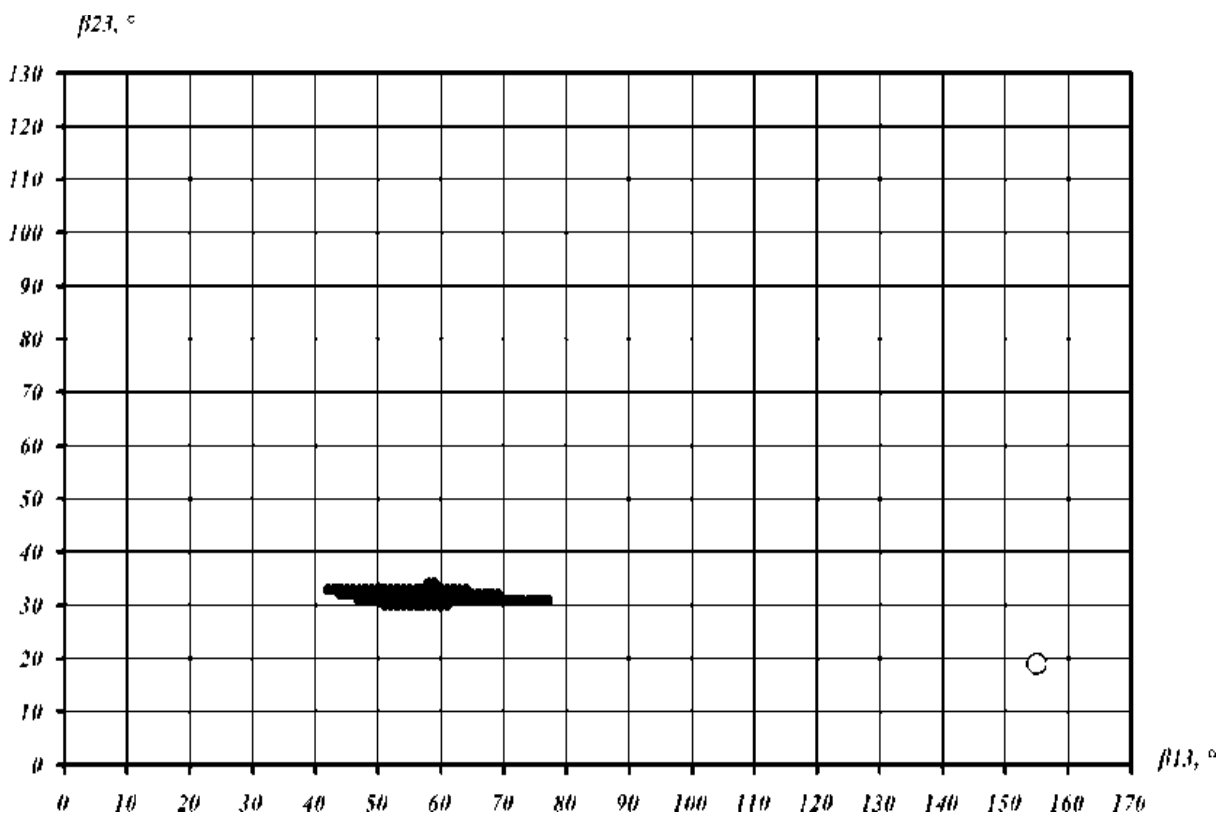


Рис. 9. Поверхность распределения углов β_{13} и β_{23} после введения третьего ограничения

В дальнейшем полученные соотношения углов β_{13} и β_{23} используются для проведения теоретического исследования меридионального потока в проточной части гидротрансформатора с целью определения кинематических параметров вдоль входных и выходных кромок колес гидротрансформатора, выполняется профилирование нового колеса реактора, проводятся численное моделирование и экспериментальные исследования гидротрансформатора.

4.2 Внедрение системы автоматического управления коробкой передач

При недостаточной подготовленности водителя к управлению транспортным средством движение может осуществляться с неоптимальным использованием силовой установки и ошибками в выборе передачи, что приводит к снижению тягового усилия и повышению расхода топлива. Ввиду этого происходит ухудшение таких параметров подвижности как быстроходность, динамичность и запас хода [21].

С целью устранения указанных недостатков был предложен метод по разработке системы автоматического управления (САУ) трансмиссией (рис.10), применение которого за счет облегчения управления транспортным средством и снижения утомляемости водителя дополнительно позволит улучшить такие показатели подвижности как управляемость и эргономичность.

В основу подхода положен метод параметрического синтеза, который позволяет выбрать рациональные параметры для создания эффективной системы автоматического управления, и который основан на методах теории управления двигателем и гидромеханической трансмиссией автомобиля, кинетостатики, математического моделирования движения транспортной машины, а также методах теории построения микропроцессорных устройств, повышения надежности и живучести электронных устройств.

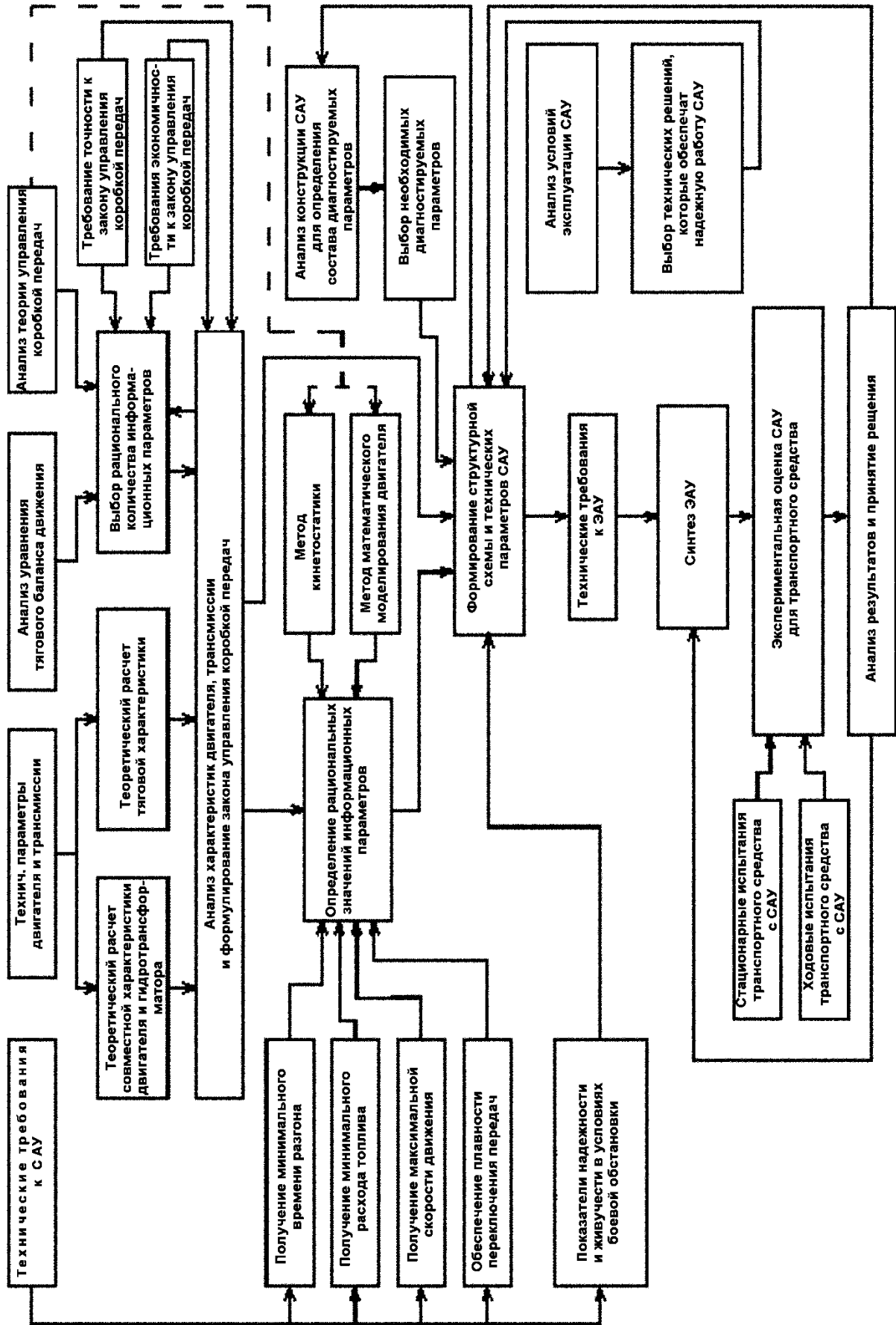


Рис. 10. Структурная схема проектирования САУ

Перечисленные в пунктах 3.1.1 и 3.2 научно-технические разработки были успешно реализованы в изделии БТР-4 производства «Харьковского конструкторского бюро по машиностроению им. А.А. Морозова», прошли стендовые [25], стационарные и ходовые испытания [26].

Выводы.

1. На основе проведенного анализа отечественной и зарубежной научно-технической литературы была предложена унифицированная классификация наземной военной техники по назначению. Также были определены современные модели подвижности военных транспортных средств, рассмотрены их назначение, структура и алгоритмы проведения расчета, определены направления развития моделей подвижности;

2. На основе усовершенствованного уравнения баланса гидравлической энергии с дополненной возможностью дифференцированного задания коэффициентов ударных потерь для каждого из рабочих колес предложена математическая модель расчета внешних и внутренних параметров гидротрансформатора;

3. Предложен метод, позволяющий проводить целенаправленное изменение основных параметров внешней характеристики гидротрансформатора путем оптимизации углов лопатки колеса реактора;

4. На основе параметрического синтеза предложен метод по разработке системы автоматического управления трансмиссией;

5. Результаты расчетов с использованием предложенных методов повышения подвижности на основе математической модели гидротрансформатора и внедрения системы автоматического управления коробкой передач подтверждены результатами экспериментальных исследований.

Литература:

1. *Jurkat M.P.* NATO reference mobility model, Edition I users guide, Volume I /M.P. Jurkat, P.M. Brady Jr., P.W. Haley // Stevens Institute of Technology, Davidson Lab, Castle Point Station, Army tank-automotive research and development command. – Report № 12503. – 1979. – 390P. www.dtic.mil/dtic/tr/fulltext/u2/b047979.pdf

2. *Чобиток В.А.* Теория движения танков и БМП /Валентин Александрович Чобиток// М.: Военное издательство. – 1984г. – 264С.

3. *Беляков В.В.* Концепция подвижности наземных транспортно-технологических машин Текст / В.В. Беляков, А.М. Беляев, М.Е. Бушуева и др. // Труды Нижегородского государственного технического университета, – 2013, – № 3(100),– С.145-174 <http://www.nntu.ru/trudy/2013/03/145-174.pdf>

4. *Rula A.A., Nuttall Jr. C.J.* An analysis of ground mobility models / A.A.Rula, C.J. Nuttall Jr. // U. S. Army Engineer Waterways Experiment Station. – Report M-71-4, – 1971. – 200P. <http://www.dtic.mil/dtic/tr/fulltext/u2/a023609.pdf>

5. *Schreiner B.G., Willoughby W.E.* Validation of the AMC-71 Mobility / Barton G. Schreiner, William E. Willoughby // U. S. Army Engineer Waterways Experiment Station, Mobility and Environmental Systems Laboratory Model. – Technical Report M-76-5. – 1976. – 200P. <http://www.dtic.mil/dtic/tr/fulltext/u2/a023609.pdf>

6. *Jurkat M.P.* The AMC-74 mobility model / M.P. Jurkat, C.J. Nuttall, P.W.Haley // U. S. Army Tank-Automotive Command, – 1975. – Report № 11921 (LL-149).

7. *Murphy Jr., N.R., Randolph D.D.* A limited NRMM validation study for ISTVS / N.R. Murphy Jr., D.D. Randolph // US Army Corps of Engineers Waterways Experiment Station Miscellaneous Paper GL-94-20, – 1994. – 59P. <http://www.dtic.mil/dtic/tr/fulltext/u2/a282588.pdf>

8. *Vong T.T., Haas G.A., Henry C.I.* NATO Reference Mobility Model (NRMM) Modeling of the DEMO III Experimental Unmanned Ground Vehicle / T.T. Vong, G.A. Haas, C.I. Henry // Army Research Laboratory Aberdeen Proving Ground, – 1999. – Report ARL-MR-435. – 69P. <http://www.arl.army.mil/arlreports/1999/ARL-MR-435.pdf>

9. *Lessem A., Ahivin R., Mlakar P., Stough Jr, W.* Stochastic Vehicle Mobility Forecasts Using the NATO Reference Mobility Model / A. Lessem, R. Ahivin, P. Mlakar, W. Stough Jr. // US Army Corps of Engineers Waterways Experiment Station, – 1993. – Report GL-93-15. – 155P. www.dtic.mil/dtic/tr/fulltext/u2/a268797.pdf

10. *Lashlee D., Robinson J.H.* Tactical mobility modeling for REFORGER 87 / D. Lashlee, J.H. Robinson // U. S. Army Engineer Waterways Experiment Station, – 1987. – 8P. <http://www.dtic.mil/dtic/tr/fulltext/u2/a500794.pdf>

11. *Hönlinger M., Glauch U.* Mobility analysis of a heavy off-road vehicle using a controlled suspension / M. Hönlinger, U. Glauch // Krauss-Maffei Wegmann GmbH, RTO AVT Specialists Meeting on «Structural Aspects of Flexible Aircraft Control», Ottawa, Canada, 18-20 October. – 1999. – 13P. <http://www.dtic.mil/dtic/tr/fulltext/u2/p010497.pdf>

12. *Patrick N.* A Virtual evaluation suite for military ground vehicle dynamic performance and mobility/ N. Patrick, A. Reid, R. Jones, A. Shoop //SAE Technical Paper, – 2002-01-3049

13. *Dattathreya1 M.S., Singh H.* A Novel Approach for Combat Vehicle Mobility Definition and Assessment / M.S. Dattathreya1, H.Singh // U.S. Army TARDEC, – 2011. – Report №22314. – 12P. <http://www.dtic.mil/dtic/tr/fulltext/u2/a577081.pdf>

14. *Bozdech G.W.* A GPS-based mobility power model for military vehicle applications / George William Bozdech // Master of Science Degree Thesis, the University of Tennessee, Knoxville, – 2012. – 202P. http://trace.tennessee.edu/utk_gradthes/1135

15. *Richmond P.W., Shoop S.A., Blaisdell G.L.* Cold Regions Mobility Models/P.W. Richmond, S.A. Shoop, G.L. Blaisdell//US Army Corps of Engineers Cold Regions Research&Engineering Laboratory, – 1995. – Report 95-1. – 78P.

http://ntl.bts.gov/lib/8000/8800/8856/CR95_01.pdf

16. *Вахидов У.Ш.* Подвижность колесных машин на заснеженном склоне / У.Ш. Вахидов // «Нижегородский государственный технический университет им. Р.Е. Алексеева», – 8С. <http://www.science-education.ru/pdf/2012/4/141.pdf>

17. *Кудров В.М.* Исследование параметров моторно-трансмиссионных установок бронетранспортеров / В.М. Кудров, В.А. Кузьминский, В.А. Зарянов и др. // Механіка та машинобудування. - 2005. -№1. - С. 145-149.

18. *Вакуленко В.В.* Методы повышения характеристик подвижности танка Т-72 при его модернизации / В.В. Вакуленко, В.А. Зарянов, Ю.Г. Горожанин и др. // Механіка та машинобудування, – 2009. – № 2. – С. 168-173

19. *Веретенников А.И.* Харьковское конструкторское бюро по машиностроению им. А.А. Морозова / И.И. Рассказов, К.В. Сидоров, Е.И. Решетило / Под ред. М.Д. Борисюка. - Харьков, 2007г. – 188С.

20. *Бусяк Ю.М.* Перспективы развития трансмиссий военных бронированных машин / Бусяк Ю.М., Веретенников А.И., Завадский А.М., Корецкий Н.А., Лизунов К.М. // Механіка та машинобудування. - 2004. - №1. - С. 102-106

21. Розробка та впровадження автоматичної трансмісії легкоброньованих колісних військових машин для підвищення параметрів рухливості / *В.О. Толстолуцький, С.В. Стрімовський, В.М. Соловйов* // Робота на здобуття премії Президента України для молодих вчених від Харківського конструкторського бюро з машинобудування ім. О.О. Морозова. – Харків. – 2010. – 185С.

22. *Соловьев В.М.* Влияние коэффициента трансформации гидротрансформатора на динамику разгона транспортной машины с автоматической коробкой передач / В.М. Соловьев // Вісник Національного технічного університету «ХПІ». – Харків: НТУ «ХПІ». – 2005. – № 43.– С. 29–33

23. *Соловьев В.М.* Адаптация внешних характеристик гидротрансформатора с центростремительной турбиной к требованиям транспортного средства путем изменения лопатки колеса реактора:

дис. ... кандидата техн. Наук : 05.05.17 / Соловійов Володимир Михайлович. – Харків, 2010р. – 180С.

24. *Лантев Ю. Н.* Автотракторные гидротрансформаторы / Юрий Николаевич Лантев. – М.: Машиностроение, 1973. – 280С.

25. О результатах стендовых испытаний комплексной гидropедачи Акт № 83 от 19 мая 2005г. 6С.

26. Об испытаниях изделия БТР-4 пробегом Харьков-Ровно-Харьков // Харьковское конструкторское бюро по машиностроению, – 2007г. – Акт № 161 от 21 сентября 2007г. – 6С.

ПІДВИЩЕННЯ ПАРАМЕТРІВ РУХЛИВОСТІ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ ВІЙСЬКОВОГО ПРИЗНАЧЕННЯ

Соловійов В.М., Початовський С.В., Стрімівський С.В.

Анотація – в статті, на основі огляду вітчизняних і зарубіжних наукових джерел, складена уніфікована класифікація наземної військової техніки за призначенням, визначені сучасні моделі рухливості, розглянуті їх призначення, структура і алгоритми проведення розрахунку, визначені напрями подальшого їх розвитку. Запропоновано методи підвищення рухливості на основі використання: математичної моделі гідротрансформатора і методу цілеспрямованої зміни параметрів гідротрансформатора; методу з розробки системи автоматичного управління трансмісією.

THE INCREASING OF MOBILITY PARAMETERS FOR MILITARY VEHICLES

V. Solovyov, S. Pochatovskiy, S. Strimovskiy

Summary

The article, based on a review of domestic and foreign scientific sources, the standardized classification of land military vehicles is contained, modern mobility models are intended, the purpose, structure, calculation algorithms and further development direction of the modern mobility models are defined. Methods for increasing mobility parameters based on: the torque converter mathematical model and method of direction changing of torque converter parameters; a development method for the automatic transmission control are proposed.

УДК 631. 362

МАТЕМАТИЧНИЙ ОПИС БЕЗВІДРИВНОГО РУХУ ІЗОЛЬОВАНОГО НАСІННЯ ПО ПОХИЛІЙ ВІБРУЮЧІЙ НЕПЕРФОРОВАНІЙ ПОВЕРХНІ

Лук'яненко В.М., к.т.н.

*Харківський національний технічний університет сільського
господарства імені Петра Василенка*

Тел. (057) 732-54-33

Анотація – дану роботу присвячено математичному моделюванню руху ізольованого насіння у безвідривному режимі по похилим фрикційним неперфорованим пластинам вібраційних насінноочисних машин.

Ключові слова – сепарація насіння, вібраційні машини, фрикційні неперфоровані пластини, математичне моделювання, безвідривний режим.

Постановка проблеми. Сепарація насінневих сумішей на фрикційних неперфорованих пластинах вібраційних насінноочисних машин має велике народногосподарське значення при вирішенні проблеми підвищення врожайності багатьох сільськогосподарських культур. При проектуванні робочих органів таких машин і визначення їх раціональних параметрів визначальне значення має розробка точних математичних моделей їх технологічного процесу.

Аналіз останніх досліджень. Математичним моделюванням процесу переміщення насінневих сумішей по похилим неперфорованим поверхням, що здійснюють вібраційний направлений рух, займалось багато дослідників [1]. Незважаючи на значні досягнення при моделюванні цього процесу багато факторів, що мають значний вплив на процес сепарації, внаслідок різних причин залишилися поза їх увагою.

Формулювання цілей статті (постановка завдання). Розробка математичної моделі руху ізольованого насіння у безвідривному режимі, як складової загальної теорії сепарації насінневих сумішей на вібраційних машинах з неперфорованими похилими пластинами, є метою даної статті.

Основна частина. В якості математичної моделі, що описує безвідривний рух ізольованого насіння по похилій вібруючій поверхні,

використовуємо кінематичну модель руху твердого тіла по шорсткій поверхні під дією сил гравітації і реакції опори [2]. Опора (робоча поверхня) здійснює періодичні коливання, надаючи насінню необхідну кількість руху.

Форму насіння розглядаємо у вигляді еліпсоїда з півосями a , b і c . При цьому його поверхню розбиваємо на дискретні ділянки контакту. Кожну дискретну ділянку контакту на поверхні еліпсоїда приводимо до єдиної контактної точки.

Кожну встановлену контактну точку, що належить поверхні насіння, нумеруємо з допомогою індексів l і m , де індекс l визначає номер меридіана і значення кута довготи ξ , що дискретно змінюється, а індекс m - номер паралелі і значення кута широти ζ . Між індексами l , m і значеннями кутів ζ , ξ існують співвідношення:

$$l = 1 + \frac{\xi}{\Delta\xi}, \quad \xi \in [-90^\circ; 90^\circ], \quad (1)$$

$$m = 1 + \frac{\zeta}{\Delta\zeta}, \quad \zeta \in [0^\circ; 360^\circ], \quad (2)$$

де $\Delta\xi$, $\Delta\zeta$ - величини зміни кутів широти і довготи, відповідно.

Для обчислення кінематичних параметрів руху насіння розглядаємо три системи координат (рис. 1).

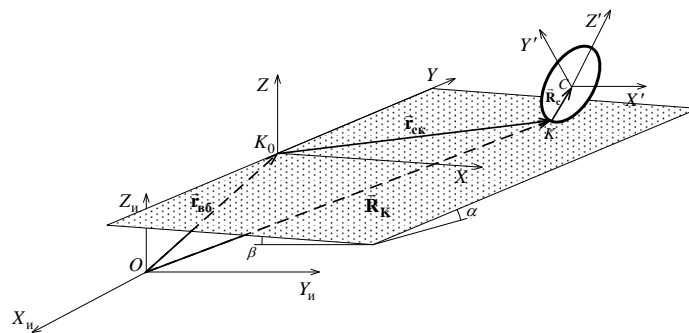


Рис. 1. Прийняті системи координат для розрахунку кінематичних параметрів руху ізолюваного насіння

Кількість руху ізолюваного насіння в інерціальній (нерухомій) системі координат обчислюємо за допомогою виразу:

$$\vec{L}_n = m(\dot{\vec{r}}_{вб} + \dot{\vec{r}}_{ск} + \vec{\omega} \times \vec{R}_c), \quad (3)$$

де m - маса насіння.

Кінетичний момент насіння відносно інерціальної системи координат має вигляд:

$$\vec{H}_n = (\vec{R}_k + \vec{R}_c) \times m(\dot{\vec{R}}_k + \vec{\omega} \times \vec{R}_c) + \vec{H}_c, \quad (4)$$

де \vec{H}_C - кінетичний момент насіння відносно його центра мас.

Кінематичні параметри руху насіння визначаються шляхом розв'язання системи рівнянь:

$$m \frac{d\omega_y}{dt} R_{Cz} - m \frac{d\omega_z}{dt} R_{Cy} + m(\vec{\omega} \cdot \vec{R}_C) \omega_x - m\omega^2 R_{Cx} + m\dot{x}_{ck} + m\ddot{r}_{\delta\delta,x} = G_x - N \cdot f \frac{\dot{x}_{ck}}{\sqrt{\dot{x}_{ck}^2 + \dot{y}_{ck}^2}}, \quad (5)$$

$$m \frac{d\omega_z}{dt} R_{Cx} - m \frac{d\omega_x}{dt} R_{Cz} + m(\vec{\omega} \cdot \vec{R}_C) \omega_y - m\omega^2 R_{Cy} + m\ddot{y}_{ck} + m\ddot{r}_{\delta\delta,y} = G_y - N \cdot f \frac{\dot{y}_{ck}}{\sqrt{\dot{x}_{ck}^2 + \dot{y}_{ck}^2}}, \quad (6)$$

$$mR_C^2 \frac{d\omega_x}{dt} - mR_{Cx} \left(\vec{R}_C \cdot \frac{d\vec{\omega}}{dt} \right) + m(\vec{\omega} \cdot \vec{R}_C) (R_{Cy} \omega_z - R_{Cz} \omega_y) + H_x - mR_{Cz} \ddot{y}_{ck} + mR_{Cy} \ddot{r}_{\delta\delta,z} - mR_{Cz} \ddot{r}_{\delta\delta,y} = R_{Cy} G_z - R_{Cz} G_y + M_{кч,x}, \quad (7)$$

$$mR_C^2 \frac{d\omega_y}{dt} - mR_{Cy} \left(\vec{R}_C \cdot \frac{d\vec{\omega}}{dt} \right) + m(\vec{\omega} \cdot \vec{R}_C) (R_{Cz} \omega_x - R_{Cx} \omega_z) + H_y + mR_{Cz} \ddot{x}_{ck} + mR_{Cz} \ddot{r}_{\delta\delta,x} - mR_{Cx} \ddot{r}_{\delta\delta,z} = R_{Cz} G_x - R_{Cx} G_z + M_{кч,y}, \quad (8)$$

$$mR_C^2 \frac{d\omega_z}{dt} - mR_{Cz} \left(\vec{R}_C \cdot \frac{d\vec{\omega}}{dt} \right) + m(\vec{\omega} \cdot \vec{R}_C) (R_{Cx} \omega_y - R_{Cy} \omega_x) + H_z + mR_{Cx} \ddot{y}_{ck} - mR_{Cy} \ddot{x}_{ck} + mR_{Cx} \ddot{r}_{\delta\delta,y} - mR_{Cy} \ddot{r}_{\delta\delta,x} = R_{Cx} G_y - R_{Cy} G_x, \quad (9)$$

$$N = m \frac{d\omega_x}{dt} R_{Cy} - m \frac{d\omega_y}{dt} R_{Cx} + m(\vec{\omega} \cdot \vec{R}_C) \omega_z - m\omega^2 R_{Cz} + m\ddot{r}_{\delta\delta,z} - G_z, \quad (10)$$

де $\omega_x, \omega_y, \omega_z$ - проекції вектора кутової швидкості обертання тіла;

R_{Cx}, R_{Cy}, R_{Cz} - проекції радіус-вектора \vec{R}_C ;

$\dot{x}_{ck}, \dot{y}_{ck}$ - проекції швидкості проковзування насіння;

$\ddot{x}_{ck}, \ddot{y}_{ck}$ - проекції прискорення проковзування насіння;

$\ddot{r}_{\delta\delta,x}, \ddot{r}_{\delta\delta,y}, \ddot{r}_{\delta\delta,z}$ - проекції прискорення робочої поверхні;

G_x, G_y, G_z - проекції сили ваги, що діє на насіння;

N - величина реакції опори, що діє на насіння;

f - коефіцієнт тертя ковзання;

$M_{кч,x}, M_{кч,y}$ - проекції вектора моменту опору кочення;

H_x, H_y, H_z - проекції кінематичного моменту насіння.

Величини проекцій вектора кутової швидкості розраховуємо за допомогою виразів:

$$\omega_x = \dot{\theta} \cos \psi + \dot{\varphi} \sin \theta \sin \psi, \quad (11)$$

$$\omega_y = \dot{\theta} \sin \psi - \dot{\varphi} \sin \theta \cos \psi, \quad (12)$$

$$\omega_z = \dot{\psi} + \dot{\varphi} \cos \theta, \quad (13)$$

де θ, ψ, φ - кути повороту осей системи координат.

Скалярну величину вектора кутової швидкості розраховуємо як

$$\omega = \sqrt{\omega_x^2 + \omega_y^2 + \omega_z^2}. \quad (14)$$

З урахуванням (11) – (13) проекції похідної вектора кутової швидкості за часом приймуть вигляд:

$$\frac{d\omega_x}{dt} = \ddot{\theta} \cos \psi - \dot{\theta} \dot{\psi} \sin \psi + \ddot{\varphi} \sin \theta \sin \psi + \dot{\varphi} \dot{\theta} \cos \theta \sin \psi + \dot{\varphi} \dot{\psi} \sin \theta \cos \psi, \quad (15)$$

$$\frac{d\omega_y}{dt} = \ddot{\theta} \sin \psi + \dot{\theta} \dot{\psi} \cos \psi - \ddot{\varphi} \sin \theta \cos \psi - \dot{\varphi} \dot{\theta} \cos \theta \cos \psi + \dot{\varphi} \dot{\psi} \sin \theta \sin \psi, \quad (16)$$

$$\frac{d\omega_z}{dt} = \ddot{\psi} + \dot{\varphi} \dot{\theta} \cos \theta - \dot{\varphi} \dot{\psi} \sin \theta. \quad (17)$$

Скалярний добуток вектора кутової швидкості $\vec{\omega}$ і радіус-вектора \vec{R}_C має вид:

$$(\vec{\omega} \cdot \vec{R}_C) = \omega_x R_{Cx} + \omega_y R_{Cy} + \omega_z R_{Cz}. \quad (18)$$

Скалярний добуток радіус-вектора \vec{R}_C і вектора похідної кутової швидкості по часу $\frac{d\vec{\omega}}{dt}$ має вид:

$$\vec{R}_C \cdot \frac{d\vec{\omega}}{dt} = R_{Cx} \frac{d\omega_x}{dt} + R_{Cy} \frac{d\omega_y}{dt} + R_{Cz} \frac{d\omega_z}{dt}. \quad (19)$$

Проекції вектора сили ваги \vec{G} на осі системи координат, пов'язаної з робочою поверхнею, обчислюємо за допомогою виразів:

$$G_x = mg \cdot \sin \beta, \quad (20)$$

$$G_y = mg \cdot \tan \alpha \cdot \cos \beta \cdot \cos \delta, \quad (21)$$

$$G_z = -mg \cdot \cos \delta, \quad (22)$$

$$\cos \delta = \frac{\cos \alpha \cos \beta}{\sqrt{\cos^2 \alpha + \sin^2 \alpha \cos^2 \beta}}, \quad (23)$$

де δ - кут найбільшого нахилу робочої поверхні.

Величини проекцій кінетичного моменту насіння \vec{H}_C на осі системи координат робочої поверхні розраховуємо за виразами:

$$H_x = H'_x l_1 + H'_y l_2 + H'_z l_3, \quad (24)$$

$$H_y = H'_x m_1 + H'_y m_2 + H'_z m_3, \quad (25)$$

$$H_z = H'_x n_1 + H'_y n_2 + H'_z n_3, \quad (26)$$

$$H'_x = J'_x \cdot \frac{d\omega'_x}{dt} + (J'_z - J'_y) \omega'_y \cdot \omega'_z, \quad (27)$$

$$H'_y = J'_y \cdot \frac{d\omega'_y}{dt} + (J'_x - J'_z) \omega'_x \cdot \omega'_z, \quad (28)$$

$$H'_z = J'_z \cdot \frac{d\omega'_z}{dt} + (J'_y - J'_x) \omega'_x \omega'_y, \quad (29)$$

$$l_1 = \cos \psi \cos \varphi - \cos \theta \sin \psi \sin \varphi, \quad (30)$$

$$l_2 = -\cos \psi \sin \varphi - \cos \theta \sin \psi \cos \varphi, \quad (31)$$

$$l_3 = \sin \theta \sin \psi, \quad (32)$$

$$m_1 = \sin \psi \cos \varphi + \cos \theta \cos \psi \sin \varphi, \quad (33)$$

$$m_2 = \cos \theta \cos \psi \cos \varphi - \sin \psi \sin \varphi, \quad (34)$$

$$m_3 = -\sin \theta \cos \psi, \quad (35)$$

$$n_1 = \sin \theta \sin \varphi, \quad (36)$$

$$n_2 = \sin \theta \cos \varphi, \quad (37)$$

$$n_3 = \cos \theta, \quad (38)$$

$$\omega'_x = \dot{\psi} \sin \theta \sin \varphi + \dot{\theta} \cos \varphi, \quad (39)$$

$$\omega'_y = \dot{\psi} \sin \theta \cos \varphi - \dot{\theta} \sin \varphi, \quad (40)$$

$$\omega'_z = \dot{\varphi} + \dot{\psi} \cos \theta, \quad (41)$$

$$\frac{d\omega'_x}{dt} = \ddot{\psi} \sin \theta \sin \varphi + \dot{\psi} \dot{\theta} \cos \theta \sin \varphi + \dot{\psi} \dot{\varphi} \sin \theta \cos \varphi + \ddot{\theta} \cos \varphi - \dot{\theta} \dot{\varphi} \sin \varphi, \quad (42)$$

$$\frac{d\omega'_y}{dt} = \ddot{\psi} \sin \theta \cos \varphi + \dot{\psi} \dot{\theta} \cos \theta \cos \varphi - \dot{\psi} \dot{\varphi} \sin \theta \sin \varphi - \ddot{\theta} \sin \varphi - \dot{\theta} \dot{\varphi} \cos \varphi, \quad (43)$$

$$\frac{d\omega'_z}{dt} = \ddot{\varphi} + \ddot{\psi} \cos \theta - \dot{\psi} \dot{\theta} \sin \theta, \quad (44)$$

де H'_x, H'_y, H'_z - проекції кінетичного моменту насіння;

J'_x, J'_y, J'_z - моменти інерції насіння щодо його головних осей;

$\omega'_x, \omega'_y, \omega'_z$ - проекції кутової швидкості обертання насіння;

l_1, l_2, l_3 - напрямні косинуси осі CX' ;

m_1, m_2, m_3 - напрямні косинуси осі CY' ;

n_1, n_2, n_3 - напрямні косинуси осі CZ' .

Проекції прискорення робочої поверхні при здійсненні гармонійних коливань обчислюємо за допомогою виразів:

$$\ddot{r}_{\delta\delta.x} = r_0 \Omega^2 \sin(\Omega t) \cdot \sin \beta \cdot \sin(\varepsilon - \alpha), \quad (45)$$

$$\ddot{r}_{\delta\delta.y} = r_0 \Omega^2 \sin(\Omega t) \cdot \left[\operatorname{tg} \alpha \cos \beta \cos \delta \sin(\varepsilon - \alpha) - \frac{\cos \delta}{\cos \beta} \cos(\varepsilon - \alpha) \right], \quad (46)$$

$$\ddot{r}_{\delta\delta.z} = -r_0 \Omega^2 \sin(\Omega t) \cdot \cos \delta \cdot \frac{\sin \varepsilon}{\cos \alpha}, \quad (47)$$

де r_0 - амплітуда коливань;

Ω - кутова швидкість обертання валу віброзбуджувача;

ε - кут між напрямком вібрації і робочою поверхнею.

Вид співвідношень, за допомогою яких розраховуємо величину моменту опору коченню, залежить від прийнятої моделі взаємодії насіння з поверхнею. Якщо у якості моделі взаємодії приймаємо модель вдавлювання твердого тіла в м'яку поверхню, то вирази, за допомогою яких розраховуємо проекції моменту опору, мають вигляд:

$$M_{Kx} = -f_K N \cos \mu_{\omega_K}, \quad (48)$$

$$M_{Ky} = -f_K N \sin \mu_{\omega_K}, \quad (49)$$

$$\mu_{\omega_K} = \operatorname{arctg} \left(\frac{\omega_y}{\omega_x} \right), \quad (49a)$$

де f_K - відстань від границі заглиблення насіння до його миттєвого центру обертання (точки контакту K) (рис. 2);

μ_{ω_K} - кут між напрямком перекочування насіння і віссю K_0X ;

N - реакція опори, що обчислюється з допомогою (10).

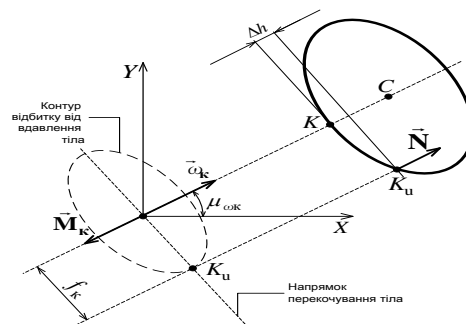


Рис. 2. Розрахункова схема для оцінки моменту опору кочення

Плече f_K , яке використовується у виразах (48), (49) при оцінці величини моменту опору коченню, обчислюємо на підставі тригонометричних співвідношень між характеристиками перерізу еліпсоїда насіння при його вдавлюванні в м'яку робочу поверхню і коченні (рис. 3).

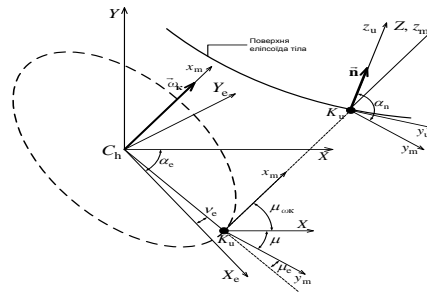


Рис. 3. Характеристики перерізу еліпсоїда насіння

При розгляді кочення і вдавлення насіння еліпсоїдної форми в робочу поверхню враховуємо наступні характеристики. Розглядаємо системи координат: XYZ , яка пов'язана з робочою поверхнею; $X_eY_eZ_e$, яка пов'язана з еліпсом перерізу насіння і осі якої збігаються з півосями еліпса; $x_my_mz_m$, вісь x_m якої паралельна вектору дотичній складової кутової швидкості $\vec{\omega}_k$, а вісь y_m задає напрямок тиску насіння на крайку сліду його вдавлення; $x_uy_uz_u$, вісь z_u якої збігається з нормаллю до поверхні еліпсоїда розглянутого насіння в т. K_u . Т. C_h є центром еліпса, який утворений шляхом перерізу еліпсоїда насіння площиною, паралельною площині робочої поверхні і проходить вище т. K на величину Δh . Система координат $X_eY_eZ_e$, пов'язана з перетином насіння, повернена щодо системи координат робочої поверхні на кут α_e шляхом її повороту навколо осі Z . Систему координат $x_my_mz_m$ отримуємо шляхом повороту системи координат робочої поверхні на кут $\mu_{\omega k}$ відносно осі Z .

З урахуванням введених характеристик f_k розраховуємо як:

$$f_k = |C_h K_u| \cdot \cos(\mu_e - \nu_e), \quad (50)$$

$$|C_h K_u| = \sqrt{a_e^2 \cos^2 \nu_e + b_e^2 \sin^2 \nu_e}, \quad (51)$$

де $|C_h K_u|$ - відстань між центром насіння і точкою реакції опори;
 a_e, b_e - півосі еліпса перерізу насіння;
 ν_e - кут між напрямком більшої півосі еліпса і відрізком $|C_h K_u|$;
 μ_e - кут між напрямком тиску насіння і відрізком $|C_h K_u|$. Напрямок тиску насіння на крайку його сліду визначаємо як перпендикуляр до дотичної складової вектора обертання $\vec{\omega}_k$.

Величини кутів ν_e і μ_e розраховуємо за допомогою виразів:

$$\mu_e = \mu - \alpha_e, \quad (52)$$

$$\mu = \frac{\pi}{2} - \mu_{\text{ок}}, \quad (53)$$

$$v_e = \arctg\left(\frac{b_e}{a_e} \operatorname{tg} \mu_e\right), \quad (54)$$

де μ - кут між віссю y_m і віссю X системи координат поверхні;
 α_e - кут повороту навколо осі Z осей системи координат робочої поверхні до їх суміщення з осями системи координат $X_e Y_e Z_e$.

Величини α_e , a_e і b_e розраховуємо за допомогою виразів:

$$\alpha_e = \arctg\left(\frac{c_{\text{кн}} - a_{\text{кн}} + \sqrt{(c_{\text{кн}} - a_{\text{кн}})^2 - 4b_{\text{кн}}^2}}{2b_{\text{кн}}}\right), \quad (55)$$

$$a_e = \sqrt{\frac{\Delta_{\text{кн}}}{a_1 \delta_{\text{кн}}}}, \quad (56)$$

$$b_e = \sqrt{\frac{\Delta_{\text{кн}}}{a_2 \delta_{\text{кн}}}}, \quad (57)$$

$$a_1 = \frac{a_{\text{кн}} + c_{\text{кн}} + \sqrt{(a_{\text{кн}} - c_{\text{кн}})^2 + 4b_{\text{кн}}^2}}{2}, \quad (58)$$

$$a_2 = \frac{a_{\text{кн}} + c_{\text{кн}} - \sqrt{(a_{\text{кн}} - c_{\text{кн}})^2 + 4b_{\text{кн}}^2}}{2}, \quad (59)$$

$$\Delta_{\text{кн}} = a_{\text{кн}} c_{\text{кн}} f_{\text{кн}} + b_{\text{кн}} e_{\text{кн}} d_{\text{кн}} + d_{\text{кн}} b_{\text{кн}} e_{\text{кн}} - d_{\text{кн}}^2 c_{\text{кн}} - e_{\text{кн}}^2 a_{\text{кн}} - b_{\text{кн}}^2 f_{\text{кн}}, \quad (60)$$

$$\delta_{\text{кн}} = a_{\text{кн}} c_{\text{кн}} - b_{\text{кн}}^2, \quad (61)$$

$$a_{\text{кн}} = \frac{l_1^2}{b^2} + \frac{l_2^2}{a^2} + \frac{l_3^2}{c^2}, \quad (62)$$

$$b_{\text{кн}} = \frac{l_1 m_1}{b^2} + \frac{l_2 m_2}{a^2} + \frac{l_3 m_3}{c^2}, \quad (63)$$

$$c_{\text{кн}} = \frac{m_1^2}{b^2} + \frac{m_2^2}{a^2} + \frac{m_3^2}{c^2}, \quad (64)$$

$$d_{\text{кн}} = (\Delta h - z_{\text{к}}) \cdot \left(\frac{l_1 n_1}{b^2} + \frac{l_2 n_2}{a^2} + \frac{l_3 n_3}{c^2} \right), \quad (65)$$

$$e_{\text{кн}} = (\Delta h - z_{\text{к}}) \cdot \left(\frac{m_1 n_1}{b^2} + \frac{m_2 n_2}{a^2} + \frac{m_3 n_3}{c^2} \right), \quad (66)$$

$$f_{kn} = (\Delta h - z_k) \cdot \left(\frac{n_1^2}{b^2} + \frac{n_2^2}{a^2} + \frac{n_3^2}{c^2} \right) - 1, \quad (67)$$

де l_1, l_2, \dots, n_3 - напрямні косинуси осей власної системи координат насіння (еліпсоїда) щодо осей системи координат робочої поверхні;
 Δh - задана величина заглиблення насіння в робочу поверхню;
 z_k - апліката точки K – миттєвого центру обертання насіння в розглянутий момент часу t в системі координат робочої поверхні;
 a, b, c - півосі еліпсоїда, який є моделлю форми насіння. Півосі відкладаються уздовж головних осей інерції насіння.

Проекції радіус-вектора \vec{R}_C в системі координат робочої поверхні розраховуємо за допомогою наступних виразів:

$$R_{Cx} = -x'_k l_1 - y'_k l_2 - z'_k l_3, \quad (68)$$

$$R_{Cy} = -x'_k m_1 - y'_k m_2 - z'_k m_3, \quad (69)$$

$$R_{Cz} = -x'_k n_1 - y'_k n_2 - z'_k n_3, \quad (70)$$

де x'_k, y'_k, z'_k - координати точки контакту насіння з робочою поверхнею. Точка контакту K визначається як та дискретна точка тіла, при заданому кроці розбивки еліпсоїда на дискретні ділянки, яка на поточний момент часу t має найменше значення координати по осі Z у системі координат робочої поверхні. Перерахунок координат встановлених дискретних точок розбиття поверхні еліпсоїда з системи координат $X'Y'Z'$ до системи координат робочої поверхні XYZ здійснюється аналогічно перерахунку координат радіус-вектора \vec{R}_C :

$$x_{lm} = x'_{lm} l_1 + y'_{lm} l_2 + z'_{lm} l_3, \quad (71)$$

$$y_{lm} = x'_{lm} m_1 + y'_{lm} m_2 + z'_{lm} m_3, \quad (72)$$

$$z_{lm} = x'_{lm} n_1 + y'_{lm} n_2 + z'_{lm} n_3, \quad (73)$$

де x_{lm}, y_{lm}, z_{lm} - координати точки поверхні насіння;

$x'_{lm}, y'_{lm}, z'_{lm}$ - координати відповідної точки поверхні насіння у його власній системі координат $X'Y'Z'$.

Значення координат точок розбиття поверхні насіння у його власній системі координат розраховуємо за наступними виразами:

$$x'_{lm} = l_{lm} \cdot a \cdot b \cdot c \cdot A_1, \quad (74)$$

$$y'_{lm} = m_{lm} \cdot a \cdot b \cdot c \cdot A_1, \quad (75)$$

$$z'_{lm} = n_{lm} \cdot a \cdot b \cdot c \cdot A_1, \quad (76)$$

$$A_1 = \sqrt{\frac{1}{a^2 c^2 l_{lm}^2 + b^2 c^2 m_{lm}^2 + a^2 b^2 n_{lm}^2}}, \quad (77)$$

$$l_{lm} = \cos[(l-1)\Delta\xi] \cdot \sin[(m-1)\Delta\zeta], \quad (78)$$

$$m_{lm} = \sin[(l-1)\Delta\xi] \cdot \sin[(m-1)\Delta\zeta], \quad (79)$$

$$n_{lm} = -\cos[(m-1)\Delta\zeta]. \quad (79)$$

Висновки. Вирази (5) – (79), наведені вище, є у своїй сукупності математичною моделлю безвідривного руху насіння по похилій вібруючій поверхні.

Література:

1. Лукьяненко В.М. Математическое моделирование выбросепарирования семенных смесей на неперфорированных поверхностях [Текст] / В.М. Лукьяненко // Вісник ХНТУСГ "Механізація сільськогосподарського виробництва". – Харків, 2014. - Вип. 148. – С. 342 – 349.

2. Манчинський Ю.О. Обґрунтування параметрів розділення насінневих сумішей на вібруючій поверхні: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня д - ра техн. наук / Ю.О. Манчинський. – К., 2000. -35 с.

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ ОПИСАНИЕ БЕЗОТРЫВНОГО ДВИЖЕНИЯ ИЗОЛИРОВАННОГО СЕМЕНИ ПО НАКЛОННОЙ ВИБРИРУЮЩЕЙ НЕПЕРФОРИРОВАННОЙ ПОВЕРХНОСТИ

Лук'яненко В.М.

Аннотация – данная работа посвящена математическому моделированию движения изолированного семени в безотрывном режиме по наклонным фрикционным неперфорированным пластинам вибрационных сеяноочистительных машин.

MATHEMATICAL DESCRIPTION OF CONTINUOUS MOVEMENT OF THE ISOLATED SEED ON AN INCLINED VIBRATING NON-PERFORATED SURFACE

V. Lukyanenko

Summary

This work is devoted to mathematical modelling of the motion of the isolated seeds in continuous mode, friction on inclined perforated plates vibrating seed cleaning machines.

УДК 636.5/.6

МЕХАНІЗОВАНІ ТЕХНОЛОГІЇ УТРИМАННЯ ПЕРЕПЕЛІВ

Скляр О.Г., к.т.н.,

Скляр Р.В., к.т.н.

Таврійський державний агротехнологічний університет

Тел.: (0619) 42-05-70

Анотація – в роботі представлені результати досліджень з механізованих технологій утримання і годівлі перепелів різних статевовікових груп.

Ключові слова – технологія, перепільництво, продуктивність, мікроклімат, обладнання, комбікорм.

Постановка проблеми. З кожним роком в Україні збільшується виробництво продуктів птахівництва. Нова галузь - перепільництво - є одною із джерел задоволення потреби людей в такій птахівничій продукції, як яйця і м'ясо. Перепелів розводять як у нашій країні, так і в багатьох країнах світу. Інтерес до перепелів обумовлений високими смаковими та поживними якостями яєць і м'яса. Але для отримання високої продуктивності цієї птиці необхідно дотримуватись обґрунтованих вимог до їх утримання та годівлі.

Аналіз останніх досліджень. В мережі Інтернет та літературних джерелах [1-5] можна знайти багато різноманітних порад з утримання і годівлі перепелів різних статевовікових груп. Але, на жаль, як показує практика, ці поради не завжди відповідають дійсності і початківці фермери методом проб і помилок виробляють власні підходи в цих питаннях. Продукція, що випускається підприємствами, а також відома з літературних джерел [1-5] суміш кормів призводить до підвищеного падежу пташенят, що не задовольняє сучасним вимогам раціонального і високорентабельного ведення перепелиного господарства, і диктує необхідність розробки нових, біологічно більш повноцінних і поживних, доступних кормових сумішей.

Формулювання цілей статті (постановка завдання). Обґрунтувати основні вимоги до вирощування та годівлі різних статевовікових груп перепелів.

Основна частина.

Утримання молодняку. Перепелята, які вилупилися після інкубатора, дуже чутливі до зниження температури і найменше їх охолодження веде до підвищеного відходу. Тому при транспортуванні ящи-

ки з пташенятами слід утеплювати. На далекі ж відстані добових перепелів взагалі перевозити не рекомендується.

Приміщення та обладнання для молодняка ретельно миють і дезінфікують розчинами типу Віросан, Веркон. За 8...10 годин до надходження перепелят приміщення нагрівають і температуру в клітках доводять до необхідної величини (34...36⁰C). Годівниці краще застосовувати бункерного типу на 3 л, поїлки вакуумні на 2 л, які ставлять всередині клітки. Насипають в годівниці корм і наливають в напувалки воду кімнатної температури з розведеним у ній етиловим спиртом в пропорції 1:500 (так спожують 10 днів). Розчин марганцевокислого калію краще не давати, тому що він негативно впливає на слабкі шлунки пташенят. Доступ до корму і води повинні мати всі перепелята. Вода в напувалках завжди повинна бути чистою і досхочу.

Перепелят вирощують в спеціальних клітках (брудерах) від 1 до 14-денного віку з нормою площі 50...60 см² на 1 голову. У двотижневому віці пташенят перегруповують в інші клітки з ніпельними напувалками і лотковими годівницями, але з більшою нормою площі на 1 пташеня 100-120 см². Рекомендований розмір клітки (мм): ширина 1000, глибина 600, висота від підлоги 260. Пол в клітках роблять з осередками 10x10 мм і діаметром прутка 1,4 мм з перхлорвінілового покриттям. У перші п'ять - сім днів вирощування ноги у перепелят провалюються в осередки сітки, тому підлогу в клітках покривають гофрованим папером або мішковиною. Забруднений папір щодня міняють.

Для освітлення й обігріву можна застосовувати лампи розжарювання. Але по проведеним дослідженням [1] кращі відтворювальні якості молодняка забезпечують інфрачервоні лампи, де одночасне регулювання тепла і світла здійснюється за допомогою димера (регулятора освітлення потужністю до 500 Вт). Це не тільки дозволяє домогтися більш ранньої статевої зрілості перепелів, а й забезпечує в майбутньому велику масу яєць і загальну несучість. Освітлення на рівні годівниці повинно бути на рівні 10...85 лк. У цей період встановлюють цілодобове освітлення. Надалі тривалість світлового дня поступово скорочують на 2 години на тиждень і доводять до 17 год.

Всі частини кліток і змінні підлоги повинні бути дуже добре підігнані, не мати щілин і зазорів, в іншому випадку буде великий відхід молодняка. Під сітчастою підлогою клітки розміщують металеві ємності для посліду. Число кліток в ярусі залежить від розмірів приміщення і обсягу виробництва.

При вирощуванні перепелів дуже важливо строго дотримуватися температурного режиму (таблиця 1) [1], так як вони дуже чутливі до коливань температури, протягів і вогкості.

Таблиця 1 – Рекомендований температурний режим

Дні вирощування	Температура в клітках, °С	Температура в приміщенні, °С
1 – 7	34 – 36	27 – 29
8 – 14	30 – 32	25 – 26
15 – 21	25 – 27	23 – 25
22 - 30	20 - 22	20 – 22

Утримання дорослих перепелів. Приміщення, в яких встановлюють клітки для перепелів, повинні бути теплими, сухими, з хорошою вентиляцією. Вона повинна забезпечувати надходження свіжого повітря в розрахунку на 1 кг живої маси птиці не менше 1,5 м³/год. в холодну пору року і не менше 5 м³/год. в теплий період [1]. Такий повітрообмін необхідний при швидкому зростанні перепелів і інтенсивному обміні речовин, яким володіють ці птахи. Для цього можна використовувати осьові або відцентрові вентилятори. Добре зарекомендували себе високопродуктивні та малоенерговитратні каналні вентилятори типу фірми VENTS ТТ ПРО (Україна). При бажанні для плавного регулювання обертів конструкцію можна доукомплектувати регулятором швидкості типу РС-1-300 і таймером з діапазоном затримки відключення вентилятора від 2 до 30 хвилин. Створення оптимального мікроклімату в перепелятнику можна зробити автоматизованим. Для цього робота припливних і витяжних вентиляторів узгоджується з встановленим терморегулятором (ТК-3). Для запобігання розвитку інфекційних захворювань встановлюється бактерицидна безозонова ультрафіолетова лампа і включається на 30 хвилин в день.

Надходження свіжого повітря в приміщення, де утримується птиця, не повинно супроводжуватися протягом, так як вони особливо схильні до дії холодного повітря. Одним з перших сигналів про наявність в приміщенні протягу є випадіння у птаха пір'я. Перепели стають майже голими, несучість їх знижується, збільшується падіж птиці.

Тривалість світлового дня є важливим фактором хорошої несучості, росту і розвитку перепелів. Для штучного освітлення кліток, в яких знаходиться птах, використовують лампи розжарювання (40...50 Вт) або люмінесцентні (ЛДЦ-40). Оптимальна тривалість світлового дня дорослих перепелів - 17...18 год. на добу. Для регулювання світлового режиму застосовують механічні або електронні таймери, спеціальні автомати для включення електроосвітлення. Інтенсивність освітлення роблять помірною не більше 20 лк над рівнем годівниці або близько 4 Вт на 1 м² [1].

Вологість у приміщеннях, де вирощують перепелів, не повинна бути нижче 50%. При більш низькій вологості перепела більше спо-

живають води і менше з'їдають корму. Якщо така вологість утримується тривалий час, то у птахів знижується несучість, оперення стає ламким, жорстким, перепела набувають кострубатий вигляд. У таких випадках підлогу слід поливати водою або ставити на нього ємності з водою для випаровування. Найчастіше таке буває влітку в жарку пору року або при сильному опаленні приміщення. Небажано також підвищення вологості в приміщенні більше 70%. Оптимальна вологість при утриманні перепелів будь-якого віку повинна бути 60 - 65%. Температуру в приміщеннях підтримують на рівні 20-22°C. Допустимі коливання температури від 18 до 25°C.

Утримання дорослих перепелів залежить від мети їх призначення і здійснюється в групових чи індивідуальних клітках. Самок поміщають разом з самцями або окремо. В клітки для дорослих перепелів молодняк поміщають до початку яйцекладки в місячному віці. Групи птиці, призначеної для отримання інкубаційних яєць, в цьому ж віці комплектують кондиційними за живою масою самцями і самками при співвідношенні 1:3. Надалі часті перегрупування небажані.

У 5-6-місячному віці, коли знижується кількість запліднених яєць, самців замінюють більш молодими. Старих самців переводять у групу відгодівлі. Після заміни самців несучість самок дещо знижується, але вже через сім-десять днів повністю відновлюється. У цих умовах можна збирати яйця для інкубації до 8-9-місячного віку самок. При зниженні несучості до 50% всю партію перепелів переводять у групу відгодівлі.

Дорослих перепелів рекомендується утримувати в багатоярусних кліткових батареях промислового типу ОКП (рис. 1) або саморобних. Вони обладнані з передньої стінки зовнішніми жолобковими годівницями, а системою напування з ніпельними або мікрочашковими напувалками (другі не бажані через швидку забрудненість) - з задньої. Для утримання перепілок підлогу клітки зроблено похилою під кутом 6...9° і закінчується з передньої сторони яйцезбірником. Рекомендована площа на 1 голову при: виробництві харчових яєць 110...130 см², маточному поголів'ї перепелів 130...140 см².

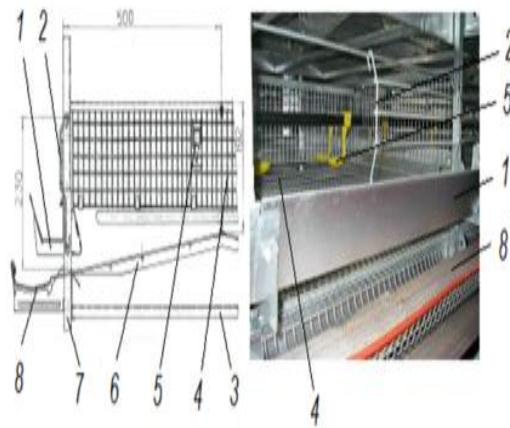


Рис. 1. Кліткове обладнання ОКП: 1 - годівниця, 2 - дверцята, 3 - стрічковий транспортер для посліду, 4 - клітка, 5 - ніпельна напувалка з краплевловлювачем, 6 - нахил для скочування яєць, 7 - рама, 8 - стрічковий транспортер для збору яєць.

Дорослі перепела мало сприйнятливі до різного роду захворювань. Основні причини падежу і низької несучості безпосередньо пов'язані з правильною організацією годування. Це може бути: різка зміна корму, незбалансованість його за поживністю, наявність насіння бур'янів, мікотоксинів, компоненти кормосуміші низької якості і т.д. Комбікорм в годівницях всіх статевовікових груп перепелів повинен бути постійно, а для дорослих - в окремих секціях ще товчена черепашка і дрібний гравій.

Відгодівля перепелів. У 30-денному віці перепелят поділяють за статевою належністю. Всіх зайвих самців і некондиційних самок передають на відгодівлю. Відгодівлю перепелів здійснюють в опалювальному приміщенні. Якщо приміщення має вікна, то їх слід затемнити або зафарбувати. Для освітлення використовують лампи розжарювання 40 Вт. Інтенсивність освітлення не повинна перевищувати 10-12 лк на рівні годівниці та напувалки, або близько 3 Вт на 1 м² підлоги [1]. У затемненому приміщенні перепела поведуться спокійно і краще відгодовуються. Більш яскраве освітлення робить птахів неспокійними, можливий розкльов й інші ознаки канібалізму. Тривалість відгодівлі становить два-чотири тижні. Температуру в приміщенні відгодівлі підтримують у межах 20 - 24 °С. Тривалість світлового дня доводять до 10 годин на добу. Годують спеціалізованим відгодівельним кормом для перепелів, на який переходять поступово протягом тижня.

Комбікорм для перепелів повинен відповідати трьом основним вимогам: збалансованість, висококалорійність, необхідна ступінь подрібнення. Поживні речовини в раціоні перепелів повинні бути збалансовані по обмінній енергії, сирому протеїну, незамінним амінокисло-

там, вітамінам, основним мінеральним речовинам: кальцію, фосфору і натрію, по мікроелементам: марганцю, залізу, міді, цинку, йоду.

Ростуть і розвиваються перепелята особливо швидко в перші два тижні життя, тому вони погано переносять перерви в годуванні. Корм в годівницях повинен бути постійно. Це повинен бути якісно збалансований стартовий комбікорм для перепелів, який вже має у своєму складі необхідні для цього віку білково-мінерально-вітамінні добавки з вмістом сирого протеїну 24 ... 27% (в цей випадку додатково давати вітаміни не можна). Добові перепелята народжуються дуже маленькими (до 6 г), але вони швидко ростуть, і за місяць їх маса збільшується більш ніж в 15 разів, а до 2-місячного віку вони досягають живої маси дорослих птахів.

Мета експерименту - підвищення виживання перепелиних пташенят, поліпшення поживності і біологічної повноцінності кормової суміші.

Склад розробленої суміші: кукурудза - 49%, пшениця - 9,8%, соевий шрот - 29,4%, соняшникова олія 1,8%, рибне борошно 2,9% (до 2-х тижнів 3,4%), м'ясо-кісткове борошно 3,9%, сіль екстра 0,2%, премікс 1%, трикальцій (біокальцій) фосфат 2% (до 2-х тижнів 1,5%).

Роботу було проведено в експериментальній лабораторії кафедри «Технічні системи технологій тваринництва» Таврійського державного агротехнологічного університету. Пропонованою кормовою сумішшю нами були вигодовані більше 1000 перепелиних пташенят. За весь час смертність склала менше 3%.

Пропонований склад кормової суміші для вирощування перепелиних пташенят сприяє збереженню здоров'я, нормальному розвитку пташенят і відповідає їх фізіологічним потребам.

Висновки. Представлені практичні поради по утриманню всіх статевовікових груп перепелів підтвердили свою ефективність за високими показниками продуктивності: 0,8 яйця в день для породи Фараон, вага тушки самця у віці 2 місяців 200 г, виводимість інкубаційних яєць 85-90%. Високі результати у вирощуванні перепелиних пташенят, значне підвищення їх виживання, досягаються завдяки застосуванню зазначеного складу компонентів, поліпшенню поживності і біологічної повноцінності кормової суміші.

Література:

1. *Пигарева М.Д.* Разведение перепелов/ М.Д. Пигарева. - М.: Россельхозиздат, 1978. – 62 с.
2. *Рахманов А.И.* Разведение домашних и экзотических перепелов/ А.И. Рахманов - М.: Аквариум, 2001. – 64 с.

3. *Бондаренко С.П.* Содержание перепелов (Серия приусадебное хозяйство)/ С.П. Бондаренко. - М.: ООО «Издательство АСТ»; Донецк: «Сталкер», 2002. – 54 с.

4. *Харчук Ю.* Разведение и содержание перепелов / Ю. Харчук; худож.-оформ. А. Киричѐк. — Ростов н/Д:Феникс, 2005. — 96 с. ил. — (Подворье)

5. *Дмитриев Н.Г.* Приусадебное животноводство. Справочник / Составитель академик ВАСХНИЛ Н.Г.Дмитриев - Л.: Агропромиздат, 1986. - 408 с.

МЕХАНИЗИРОВАННЫЕ ТЕХНОЛОГИИ СОДЕРЖАНИЯ ПЕРЕПЕЛОВ

Скляр А.Г., Скляр Р.В.

Аннотация – в работе представлены результаты исследований по механизированным технологиям содержания и кормления перепелов разных половозрастных групп.

MECHANIZED TECHNOLOGIES CONTENT OF QUAIL

A. Skliar, R. Skliar

Summary

The results of studies on mechanized technology of keeping and feeding quail different age and gender groups.

УДК 631.344:634.1-13

ОСОБЛИВОСТІ ВИМІРЮВАННЯ ТЕМПЕРАТУРИ ПОВІТРЯ У ПЛОДОВИХ НАСАДЖЕННЯХ

Рудницька Г.В., к.т.н.

*Харківський національний технічний університет сільського
господарства імені Петра Василенка*

Тел. (067) 803-12-12

Анотація – дану роботу присвячено особливостям вимірювання температури повітря у плодovих насадженнях.

Ключові слова – плодovі насадження, заморозки, захист, механізація, температура, вимірювання.

Постановка проблеми. Найбільш істотної шкоди врожаю плодovих наносять заморозки, які наступають навесні після початку сокооруху в деревах. Низькі температури призводять до загибелі генеративних органів, а іноді і до повної загибелі дерев.

При захисті плодovих насаджень інтенсивного типу від весняних заморозків з одного боку виникає проблема моніторингу теплового режиму плодovих насаджень та виявлення екстремальних по температурному режиму періодів, а з іншого – забезпечення виконання технологічного процесу по підтримці заданого температурного режиму.

Всі ці процеси вимагають наявності відповідного обладнання для досить точного вимірювання температури повітряного середовища. Дослідження в цьому напрямку представляють науковий і практичний інтерес.

Аналіз останніх досліджень. Більшість технологічних процесів йде зараз по шляху автоматизації. Крім того, управління численними механізмами і агрегатами, а часто і машинами, неможливо без точних вимірювань всіляких фізичних величин. Важливими є вимірювання тиску, вимірювання кутової швидкості, а також лінійної і багато-багато інших. Але найпоширенішими (близько 50%) є температурні вимірювання. Діапазон вимірювань та умови використання можуть сильно відрізнятися один від одного. Тому існують розроблені різні по точності, стійкості та швидкодії типи датчиків (і первинних перетворювачів). Якого б типу не був температурний датчик, загальним для всіх є принцип перетворення. А саме: вимірювана температура перет-

ворюється в електричну величину. Це обумовлено тим, що електричний сигнал просто передавати на великі відстані (висока швидкість прийому-передачі), легко обробляти (висока точність вимірювань) і, нарешті, швидкодія.

Раніше для вивчення і вимірювання температури і відносної вологості у наземних умовах (основних параметрів в розрахункових формулах теплового балансу) переважно використовували аспіраційні психрометри Ассмана і спиртові термометри, похибка яких не перевищувала допустимої для значення температури [1, 2].

Порівняння показників психрометра Ассмана, спиртового термометра і даних мультиметра (даних температури і вологості), що проводилося в польових умовах, встановило, що різниця показань обох приладів незначна і не перевищує величини мікроколивань температури і вологості. При цьому для отримання даних з психрометра потрібний значно тривалий час, ніж для отримання даних з мультиметра.

Оскільки сучасні науково-дослідні роботи вимагають великої старанності і точності вимірювання температури та вологості (особливо їх градієнтів), у дослідженнях подібного плану дані прилади не можуть задовольняти всім вимогам, що виникають при вимірюванні даних в силу своєї крихкості, а також великою похибкою вимірювань – необхідності наближення спостерігача до приладу при знятті показань на різних висотах середовища, що досліджується, впливу самого спостерігача.

Оскільки точність вимірювань стандартними приладами подібного плану не завжди буває достатньою, особливо при градієнтних вимірах, використання таких приладів поступово скорочується. Цьому сприяло і впровадження автоматизованих систем випробувань, для яких поточна інформація від датчиків повинна передаватися на відстань. Недоліки, властиві термометрам, відсутні у датчиків-перетворювачів температури, які встановлюються безпосередньо в місцях її вимірювання.

Термопари є одними з найпопулярніших застосовуваних термоперетворювачів, оскільки їх легше встановлювати у важкодоступних місцях, вони менше пошкоджуються від впливу низьких температур і вібрацій. Головною перевагою термопар є швидкість, висока точність вимірювання значень температури, великий температурний діапазон виміру, простота, міцність конструкції, і відносно невисока ціна.

У відомих роботах [1, 2, 3] представлені різні варіанти засобів і способів отримання значень температури повітряно-крапельного середовища, але там не торкалися питання швидкості отримання температурних значень, що представляють науковий і практичний інтерес

при дослідженнях динамічних теплових потоків у відкритих просторах.

Формулювання цілей статті (постановка завдання). Пропонується розглянути особливості вимірювання температури повітря у плодкових насадженнях та надати пропозиції по складу і послідовності розташування елементів, призначених для отримання числових характеристик теплового потоку в динаміці.

Основна частина. Захист плодкових насаджень від радіаційного заморозку можливо здійснювати за допомогою засобу механізації [4], що встановлює тепловологоізоляційну завісу, яка складається з одночасно підігрітого і зволоженого повітря. Вона протистоїть виникненню заморозку і дає можливість захистити майбутній врожай плодкових насаджень шляхом неприпустимості розвитку критичних температур для генеративних органів. Виходячи з даного положення, основними контрольованими параметрами насаджень є температура (градієнт температур) і вологість (градієнт вологості).

В ході дослідження засіб механізації працював в режимі подачі пароводяної суміші в статичному положенні. На відстані 10 м від вихідного отвору розтруба була встановлена температурна сітка, що складається з декількох модулів (рис. 1).

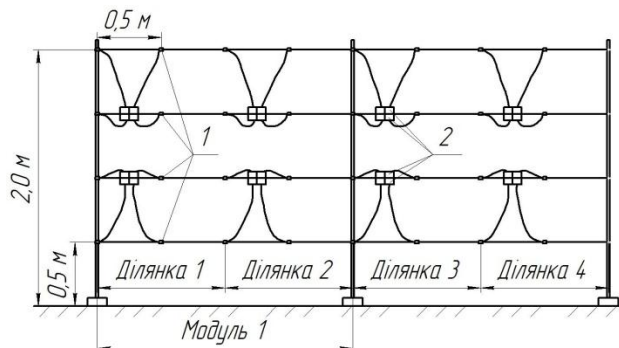


Рис. 1. Схема встановлення датчиків на температурній сітці:
1 – датчики вимірювання; 2 – цифрові дисплеї

Сітка організована наступним чином: досліджувану ділянку загальною довжиною 7,0 м розділили на сім рівних ділянок кожна по 1,0 м відповідно. Між встановленими опорами були закріплені напрямні. Опори мали спеціальні кріплення для напрямних на висоті 0,0 м, 1,0 м і 2,0 м. На напрямних по ширині з інтервалом 0,50 м були закріплені датчики температури, а результати вимірів виведені на дисплеї.

За допомогою температурної сітки до початку роботи засобу механізації фіксувалися початкові значення температури та вологості на рівні ґрунту (0 м), на висотах 1,0 м і 2,0 м. Після початку роботи засобу механізації протягом п'яти хвилин на тих же висотах фіксува-

лися кінцеві значення температури на відстані 10 м від розтруба. Потім, через годину, фіксувалися залишкові значення температури.

Оскільки рівновага плодкових насаджень була порушена даним дослідженням, засіб механізації переміщували на іншу ділянку плодкових насаджень і вищеописаний експеримент повторювався. Експеримент проводився в п'ятикратній повторності в різних ділянках насаджень з метою вивчення впливу засобу механізації на подові насадження: а саме температурного, вологісного і часового факторів.

В якості контрольно-вимірювальної апаратури для проведення досліджень були обрані цифровий мультиметр MS-8229 (рис. 2, а) і універсальний міні-термометр ST-2 (рис. 2, б).



а



б

Рис. 2 Зовнішній вигляд контрольно-вимірювальної апаратури:

а – цифровий мультиметр MS-8229;

б – універсальний міні-термометр ST-2

Цифровий мультиметр MS-8229 [5] являє собою професійний вимірювальний інструмент з великим трьохрядковим рідкокристалічним дисплеєм, для зручності зчитування показань оснащеним підсвічуванням. Вимірювання вологості і температури (за допомогою терморезистора і термопари) проводиться як для навколишнього середовища, так і для обстежуваного об'єкта. Функція вимірювання температури (за допомогою терморезистора) використовується для вимірювання температури навколишнього середовища в місці знаходження мультиметра. Оскільки датчик температури розташований всередині корпусу, його діапазон робочих температур становить 0...40°C, роздільна здатність 0,1°C, точність $\pm 2^\circ\text{C}$. Якщо мультиметр поміщений в середу з температурою, що виходить за межі діапазону 0°C... – 40°C,

він може визначити значення температури в більш широкому інтервалі за допомогою термопари. Точність вимірювання температури термопарою у діапазоні $-20...0^{\circ}\text{C}$ становить $\pm (5,0\% + 3)$, у діапазоні $0...400^{\circ}\text{C}$ становить $\pm (1,0\% + 2)$. Оскільки датчик температури і датчик вологості розміщені всередині мультиметра, може пройти деякий час (5...10 секунд) до отримання остаточного значення.

Портативний універсальний міні-термометр ST-2 [6], який також проводить вимірювання термопарою, має температурний діапазон від -50°C до $+70^{\circ}\text{C}$, точність $\pm 0,1^{\circ}\text{C}$.

Для перевірки надійності роботи приладів перед початком спостережень при рівноважних умовах їх встановлювали на одну висоту для отримання однакових показників початкових значень, оскільки це є однією з умов отримання надійних градієнтів температури і вологості повітря.

В результаті проведення досліджень та при обробці отриманих даних виявилися недоліки міні-термометрів: досить велика, в межах одного градуса, розбіжність у свідченнях. Є і переваги – наявність цифрового дисплея, який дозволяє досить швидко знімати показання за допомогою фотографування. Однак розшифровка даних займає багато часу. Разом з тим використання цих приборів при проведенні випробувань в садах вимагає трудовитрат (5 осіб) для отримання швидкості запису.

З метою усунення цих недоліків та автоматизації процесу вимірювань і можливості отримання динамічних показань температури пропонується наступна схема і склад комплектуючих елементів, яка дозволить істотно знизити витрати часу і праці на проведення вимірювань (рис. 3, а).

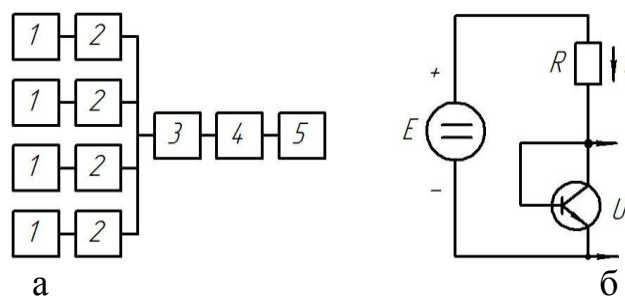


Рис. 3. а – схема отримання даних вимірювання температури: 1 – термістери; 2 – аналогові мультиплектори; 3 – диференційний підсилювач; 4 – мікроконтролер з аналого-цифровим перетворювачем; 5 – персональний комп'ютер; б – чутливі елементи на основі прямозмщеного р-п переходу

Аналіз видів датчиків [7, 8], з урахуванням їх вартості та головних швидкісних характеристик, показує, що з великої їх розмаїтості

(терморезисторні датчики, термістери, термопари, пірометри, акустичні датчики і т.д.) найбільшою перевагою користуються напівпровідникові чутливі елементи на базі р-п переходу (рис. 3, б). Перевага цих датчиків полягає в тому, що вони на ряду з низькою вартістю мають швидкодію до 0,5 с.

В якості аналогових мультиплексорів слід використовувати мікросхеми 564 серії. Їх головна перевага – відносно невелика ціна. Однак обмеженість в каналах (8 каналів) змушує використовувати чотири мікросхеми по вісім каналів.

Після мультиплексорів аналоговий сигнал з кожного з датчиків може бути поданий на диференційний підсилювач, який підсилює сигнал датчиків і передає на мікроконтролер аналого-цифрового перетворювача, який перетворює аналоговий сигнал в цифровий і зберігає його в пам'яті контролера. Надалі сигнал може бути переданий у персональний комп'ютер за допомогою спеціальної програми (наприклад, на базі Lab View). Подальшу обробку даних доцільно проводити на персональному комп'ютері, використовуючи відповідне програмне забезпечення.

Висновки. В результаті використання запропонованої схеми можна домогтися автоматизованої системи вимірювань температури за рахунок використання найбільш дешевих і надійних комплектуючих, що істотно заощадить час проведення подібних досліджень, а також знизити трудовитрати при проведенні досліджень подібного плану.

Література:

1. *Геращенко О. А.* Тепловые и температурные измерения. Справочное руководство [Текст] / О. А. Геращенко, В. Г. Федоров. – К.: Накова думка, 1965. – 304 с.
2. *Snyder R. L.* Frost protection: fundamentals, practice, and economics. Volume 1 [Текст] / Richard L Snyder, J. Paulo de Melo-Abreu. Rome: Softcover, FAO, 2005. – 240 p. – ISBN 92-5-105328-6.
3. Температурные измерения [Текст]: справочник / *О.А. Геращенко, А.Н. Гордов, А.К. Еремина*; отв. ред. О.А. Герещенко; Ин-т проблем энергосбережения АН УССР. – 2-е изд., перераб. и доп. – К.: Наукова думка, 1989. – 704 с. – ISBN 5-12-000490-3.
4. Пат. 79187 Україна, МПК А01G 13/06 (2006.01). Мобільній пристрій для захисту рослин від радіаційних заморозків [Текст] / *В. І. Пастухов, Г. В. Рудницька*; заявник і патентовласник В. І. Пастухов, Г. В. Рудницька. – № u 2012 12870; заявл. 12.11.12; опубл. 10.04.13, Бюл. № 7.
5. Инструкция по эксплуатации цифрового мультиметра MS-8229 [Текст] / Precision Mastech Enterprises. – 9 с.
6. Инструкция по эксплуатации универсального термометра

ST-2 [Текст] / Nanjing T-Bota Sciotech Instruments & Equipment Co., Ltd. – 1 с.

7. Котюк А.Ф. Датчики в современных измерениях [Текст] / А.Ф. Котюк. – М.: Радио и связь, Горячая линия – Телеком. – 2006. – 96 с. – ISBN 5-256-01782-6

8. Михеев В.П. Датчики и детекторы [Текст] / В.П. Михеев, А.В. Просандеев // – М.: МГУ. – 2007. – 172 с. – ISBN 978-5-7262-0802-2

ОСОБЕННОСТИ ИЗМЕРЕНИЯ ТЕМПЕРАТУРЫ ВОЗДУХА В ПЛОДОВЫХ НАСАЖДЕНИЯХ

Рудницкая А.В.

Аннотация – данная работа посвящена особенностям измерения температуры воздуха в плодовых насаждениях.

FEATURES OF TEMPERATURE MEASUREMENTS IN FRUIT ORCHARDS

G. Rudnytska

Summary

This work is devoted to features of air temperature measurements in the fruit orchards.

Keywords: fruit orchards, frost, protection, mechanization, temperature, measurement.

УДК. 631.372

ВПЛИВ РЕЛЬЄФУ НЕСУЧОЇ ПОВЕРХНІ НА КОЛИВАННЯ ШВИДКОСТІ РУХУ МТА

Шуляк М.Л., к.т.н.

*Харківський національний технічний університет**сільського господарства ім. Петра Василенка*

Тел. (057) 732-97-95

Анотація – дана робота присвячена вивченню впливу нерівностей ґрунту на коливання швидкості руху МТА при виконанні технологічних операцій рослинництва.

Ключові слова – сила опору руху, амплітуда коливань, прискорення, усталений рух.

Постановка проблеми. При усталеному русі машини рівновага (на відміну від рівномірного руху) є не статичною, а динамічною. Це обумовлено періодичною зміною, як тягової сили, так і сил опору руху і призводить до появи лінійних прискорень, що призводять до періодичної (коливальної) зміни лінійної швидкості транспортно-тягової машини.

Аналіз останніх досліджень. Очевидно, що будь-які зміни швидкості призводять до додаткової витрати енергії машини. Однак у відомій літературі [1, 2], присвяченій енергетичній ефективності транспортно-тягових машин, дослідженню зазначеного питання не приділено належної уваги.

При сталому режимі швидкість V в середньому залишається постійною, але всередині циклу змінюється від максимальної V_{\max} до мінімальної V_{\min} , це оцінюють коефіцієнтом нерівномірності, що характеризує розмах коливань [3]:

$$\Delta = (V_{\max} - V_{\min}) / V. \quad (1)$$

Чим менше, Δ тим менше розмах коливань і, як наслідок менше додаткові втрати енергії.

Для різних типів сільгоспмашин практикою встановлені інтервали $\Delta = 0,2 \dots 0,3$ [4]. Згідно роботі [5] допустимі значення $\Delta = 0,18 \dots 0,26$. Оскільки коефіцієнт нерівномірності вельми мала величина, можна прийняти середню швидкість рівною середньому ари-

фметичному значенню, тоді відміна мінімальної і максимальної швидкості від на початку циклу не повинна перевищувати 2%.

Сумарна тягова сила на ведучих колесах, зважаючи на нерівномірності крутного моменту двигуна, змінюється по періодичному закону. В роботі [6] при моделюванні крутного моменту і реалізованої потужності двигуна внутрішнього згоряння був запропонований гармонійний закон зміни крутного моменту. Тому можна також взяти гармонійний закон для моделювання сумарною тяговою силою на ведучих колесах:

$$P_{\kappa} = \bar{P}_{\kappa} + A_{pk} \cdot \sin(\Omega \cdot t), \quad (2)$$

де \bar{P}_{κ} – середнє значення сумарної тягової сили на ведучих колесах; A_{pk} – амплітуда коливань сумарної тягової сили на ведучих колесах (залежить від амплітуди коливань крутного моменту ДВЗ і передавального числа трансмісії); Ω – кругова частота коливань крутного моменту ДВС (дорівнює круговій частоті коливань сумарної тягової сили на провідних колесах); t – час.

При виконанні технологічних операцій транспортно-тягова машина (машинно-тракторний агрегат) рухається по опорній поверхні, що деформується, крім того, робочі органи причіпних або навісних машин, взаємодіючи з ґрунтом, створюють додаткові сили опору руху. У цьому випадку залежність для визначення $P_{c\sigma}$ прийме вигляд:

$$P_{c\sigma} = \bar{P}_{c\sigma} + A_{pc} \cdot \sin(\Omega_1 \cdot t + \Delta), \quad (3)$$

де $\bar{P}_{c\sigma}$ – середнє значення сумарної сили опору руху; A_{pc} – амплітуда коливань сумарної сили опору руху; Ω_1 – кругова частота коливань сумарної сили опору руху; Δ – початковий зсув по фазі між коливаннями тягової сили і сумарної сили опору при $t = 0$.

Формулювання цілей статті (постановка завдання). Необхідно визначити вплив зовнішніх стохастичних факторів на формування сумарної сили опору руху.

Основна частина. Амплітуда і частота коливання сумарної сили опору руху задається стохастичним впливом зовнішніх збурюючих факторів, випадковий характер яких не дозволяє виконувати операцію з постійною швидкістю. При визначенні амплітуди коливань сумарної сили опору руху необхідно виділити основні складові:

$$A_{pc} = A_{k_v} + A_f + A_j + A_{\delta} \quad (4)$$

де A_{k_v} – амплітуда коливань опору сільгоспмашини; A_f – амплітуда ко-

ливань опору коченню; A_j – амплітуда коливань прискорення прямолінійно-поступального руху; A_δ – амплітуда коливань буксування.

Так як при виконанні технологічної операції необхідно досягти режиму постійної швидкості $A_j \Rightarrow 0$, у разі досягнення динамічної рівноваги повинна дотримуватися рівність $A_{pk} = A_{pc}$. Амплітуда коливань буксування буде відповідати амплітуді коливань крутного моменту двигуна так, як $\delta = f(P_k)$.

Розглядаючи транспортний агрегат, визначення $P_{c\Sigma}$ зводиться до визначення сумарної сили опору коченню:

$$P_f = P_{fTP} + P_{fPP}, \quad (5)$$

де P_{fTP}, P_{fPP} – сили опору коченню коліс трактора і причепа.

За умови що, що вага трактора і причепа буде постійною величиною, коливання сил P_{fTP}, P_{fPP} буде задавати змінне значення коефіцієнта f , зміна якого в ситуації, що розглядається, буде залежати від фізико-механічних властивостей ґрунту і його рельєфу.

Основними джерелами, що викликають коливання, є подовжній і поперечний профілі дороги. Крива, що зображає профіль дороги, розглядається як одна конкретна реалізація випадкової функції, що не залежить від початку відліку часу, тобто описує стаціонарний випадковий процес.

Для побудови енергетичного спектра впливу досить повні відомості дає дорожній профіль. Під ним розуміють ділянки оранки, цілини і місцевості, що проходить машина.

Статистичному дослідженню була піддана ділянка цілини (рис. 1).

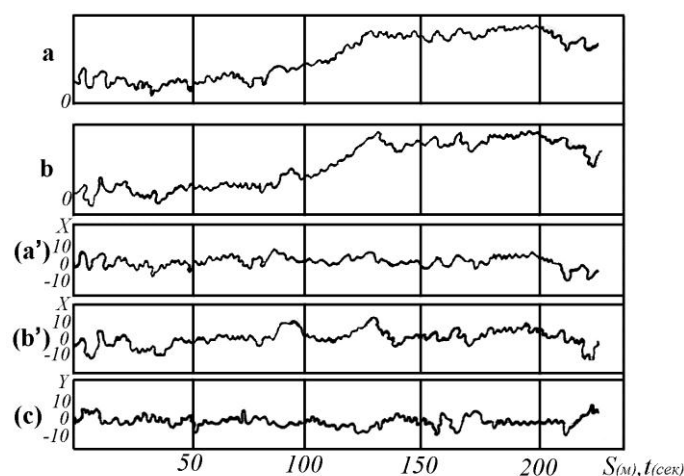


Рис. 1. Профіли дороги: продольний – X, поперечний – Y.

На корпус як трактора, так і причепа при русі впливають два випадкові фактори, корельовані між собою: один в поздовжній $y(t)$; а інший в поперечній $x(t)$ площинах.

Статистичними характеристиками цих впливів будуть автокореляційні і взаємно-кореляційні функції в тимчасовій області і відповідні їм енергетичні спектри впливу в частотній.

Проводилося нівелювання по сліду лівого і правого борту (поздовжній профіль дороги), враховуючи ухили будувався графік поперечного профілю, як перевищення сліду лівого борту над правим (рис. 1, с).

За центрованим графіком (рис. 1, а'; 1, b'), по дискретним даними були підраховані нормовані автокореляційні функції поздовжнього $\rho_{x(\tau)}$ і поперечного $\rho_{y(\tau)}$ профілів, а також взаємно-кореляційні функції між ними $\rho_{\Delta x(\tau)}$ і $\rho_{\Delta y(\tau)}$ (рис. 2) для одиничної швидкості.

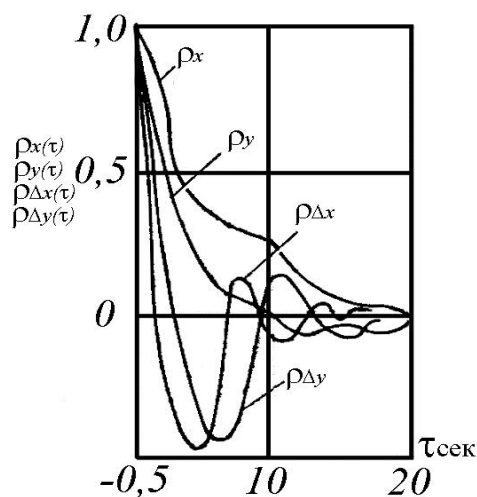


Рис. 2. Автокореляційні та взаємно-кореляційні функції

Енергетичні спектри впливу поздовжнього $\Phi_x(\omega)$ і $\Phi_y(\omega)$ поперечного профілів дороги і взаємної кореляції $\Phi_{\Delta x}(\omega)$, $\Phi_{\Delta y}(\omega)$ зображені на Рис. 3: $V = 6 \text{ м/сек}$ – суцільна лінія і $V = 8 \text{ м/сек}$ – пунктирна.

Енергетичні спектри впливу є функціями, що убують. Зі збільшенням швидкості руху їх максимуми зсуваються у бік великих частот, а величина різко падає.

Це говорить про те, що реальні дороги не можуть викликати високочастотних коливань транспортної машини.

Якщо порівняти максимальні значення всіх чотирьох енергетичних спектрів впливу $\Phi_{\Delta y}(\omega)$, $\Phi_y(\omega)$, $\Phi_{\Delta x}(\omega)$, $\Phi_x(\omega)$, то можна вста-

новити, що у $\Phi_x(\omega)$ і $\Phi_y(\omega)$ і вони в десятки разів більше, ніж у $\Phi_{\Delta x}(\omega)$ і $\Phi_{\Delta y}(\omega)$, проте вони можуть надавати приблизно рівний вплив на величину енергетичних спектрів поздовжньо- і поперечно-кутових коливань корпусу машини. Все буде залежати від того, в якому діапазоні частот знаходяться максимуми частотних характеристик та енергетичних спектрів впливу.

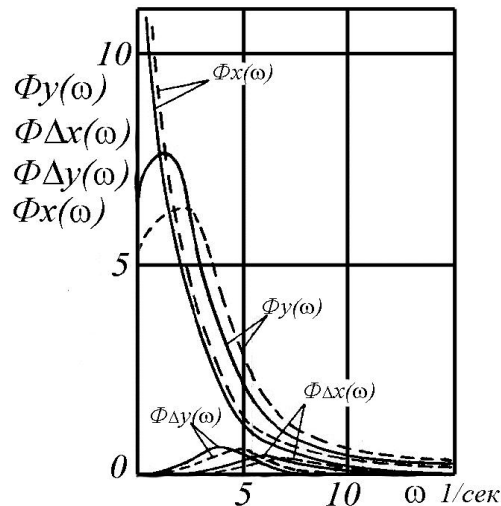


Рис. 3. Енергетичні спектри впливу

Величина і крутизна кривих енергетичних спектрів $\Phi_x(\omega)$, $\Phi_y(\omega)$, $\Phi_{\Delta x}(\omega)$, $\Phi_{\Delta y}(\omega)$ залежить від значень кореляційної функції, при $\tau = 0$ сек та її крутизни. Чим крутіше крива кореляційної функції, тим пологіша крива енергетичного спектру дії.

Корпус машини можна розглядати як розімкнену систему автоматичного регулювання з багатьма входами і одним виходом. Коливальні процеси такої системи описуються диференціальними рівняннями. Якщо кожен член правої і лівої частини цих рівнянь помножити на e^{-st} і взяти інтеграл від нуля до нескінченності, то він буде представляти перетворення Лапласа відповідної узагальненої координати або її похідної при нульових початкових умовах.

Якщо взяти відношення перетворення Лапласа узагальненої вихідної координати $\Theta(s)$ до перетворення Лапласа функції впливу $F_1(s)$, то отримаємо передавальну функцію лінійної динамічної системи $W(s)$. Здійснивши перехід від перетворення Лапласа до перетворення Фур'є (припустивши, що $S = i\omega$), отримаємо амплітудно-фазову частотну характеристику $W(i\omega)$, яка є функцією комплексної змінної, що визначає відносну амплітуду і зсув по фазі.

Криві частотних характеристик від поздовжнього $W_{x\Theta}(i\omega)$ і по-

перечного $W_{y\Theta}(i\omega)$ профілів дороги до поздовжньо-кутовим коливанням корпусу агрегату (рис. 4) мають три максимуми, обумовлені власними частотами поздовжньо-, поперечно-кутових і вертикальних коливань корпусу. Значення модульних частотних характеристик, як лінійної системи з запізненням змінюються зі зміною швидкості руху і показують сприйнятливість до коливань в широкому діапазоні частот.

За частотним характеристикам і енергетичними спектрами впливу визначаються енергетичні спектри коливань корпусу машини (як суму добутків квадратів модульних частотних характеристик, що впливають на спектри впливу).

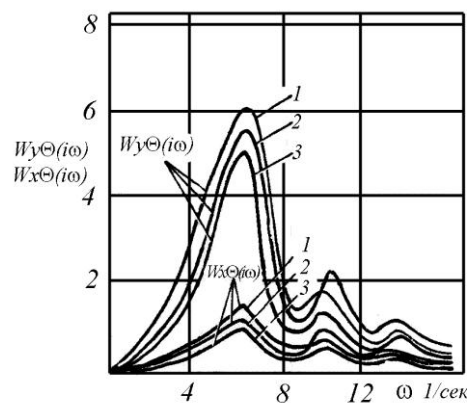


Рис. 4. Модульні частотні характеристики

Енергетичний амплітудний спектр вимушених поздовжньо-кутових коливань:

$$S_{\Theta}(\omega) = |W_{x\Theta}(i\omega)|^2 \Phi_X(\omega) + |W'_{x\Theta}(i\omega)W_{y\Theta}(i\omega)| \Phi_{\Delta X}(\omega) + |W_{y\Theta}(i\omega)|^2 \Phi_Y(\omega) + |W'_{y\Theta}(i\omega)W_{x\Theta}(i\omega)| \Phi_{\Delta Y}(\omega), \quad (6)$$

де $W'_{x\Theta}(i\omega)$ и $W'_{y\Theta}(i\omega)$ – пов'язані частотні характеристики відповідно від поздовжнього і поперечного профілів дороги до поздовжньо-кутового коливання корпусу.

Енергетичний амплітудний спектр вимушених поперечно-кутових коливань корпусу $S_{\psi}(\omega)$:

$$S_{\psi}(\omega) = |W_{x\psi}(i\omega)|^2 \Phi_X(\omega) + |W'_{x\psi}(i\omega)W_{y\psi}(i\omega)| \Phi_{\Delta X}(\omega) + |W_{y\psi}(i\omega)|^2 \Phi_Y(\omega) + |W'_{y\psi}(i\omega)W_{x\psi}(i\omega)| \Phi_{\Delta Y}(\omega), \quad (7)$$

де $W'_{x\psi}(i\omega)$ и $W'_{y\psi}(i\omega)$ – пов'язані частотні характеристики відповідно від поперечного та поздовжнього профілів дороги до поперечно-кутових коливань корпусу.

Енергетичний амплітудний спектр вертикальних коливань корпусу:

$$S_z(\omega) = |W_{xz}(i\omega)|^2 \Phi_x(\omega) + |W'_{xz}(i\omega)W_{yz}(i\omega)| \Phi_{\Delta x}(\omega) + \\ + |W_{yz}(i\omega)|^2 \Phi_y(\omega) + |W'_{yz}(i\omega)W_{xz}(i\omega)| \Phi_{\Delta y}(\omega) \quad (8)$$

де $W'_{xz}(i\omega)$ и $W'_{yz}(i\omega)$ – пов'язані частотні характеристики відповідно від поперечного та поздовжнього профілів дороги до вертикальних коливань корпусу.

Енергетичний амплітудний спектр поздовжніх прискорень корпусу тягача $S'_{\ddot{x}}(\omega)$:

$$S'_{\ddot{x}}(\omega) = |W_{x\ddot{x}}(i\omega)|^2 \Phi_x(\omega) + |W_{y\ddot{x}}(i\omega)|^2 \Phi_y(\omega) \quad (9)$$

Енергетичний амплітудний спектр поперечних і вертикальних прискорень визначається подібно до рівняння (9). Дані припущення підтверджуються експериментальними дослідженнями рис. 5.

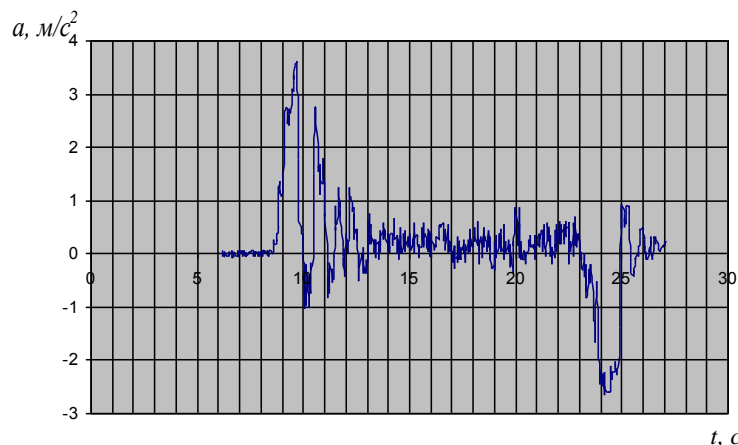


Рис. 5. Амплітудний спектр прискорень транспортного агрегату

Застосовуючи четвертий закон динаміки – незалежності дії сил, згідно з яким прискорення, одержуване матеріальною точкою або абсолютно твердим тілом від одночасно діючих на неї сил, дорівнює геометричній сумі прискорень заданих кожною з сил окремо, отримаємо можливість визначити загальний енергетичний амплітудний спектр прискорення транспортного агрегату.

Висновки. Енергетичні спектри або спектральні щільності кутових або лінійних коливань і прискорень дають вичерпну характеристику динамічної системи. За ним визначаються всі параметри плавності ходу, а в лінійній постановці питання дисперсії і середні квадратичні значення амплітуд коливань і частоти, при яких виникають їх максимальні значення. Вони дають можливість визначити, що є джерелом резонансних коливань системи – збурення або сама система.

Література:

1. *Говорущенко Н.Я.* Экономия топлива и снижение токсичности на автомобильном транспорте [Текст] / Н.Я. Говорущенко. – М.: Транспорт, 1990. – 135 с.
2. *Гащук П.Н.* Энергетическая эффективность автомобиля [Текст] / П.Н. Гащук. – Львов: Свит, 1992. – 208 с.
3. *Важенин А.Н.* Регулирование движения МТА [Текст] / А.Н. Важенин, Б.А. Арютов, А.В. Пасин // Трактора и сельскохозяйственные машины, № 2008 С. 28 – 29.
4. *Артоболевский И.И.* Теория механизмов и машин [Текст] / Уч. Пособие для вузов. 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Наука, 1975.
5. *Барама Х.Г.* Методика разработки нормативных материалов на механизированные полевые работы [Текст] / Под ред. Х.Г. Барама. – М.: ОНТИ ГОСНИТИ, 1970.
6. *Подригало Н.М.* Влияние неравномерности крутящего момента на динамические и мощностные показатели двигателей внутреннего сгорания колесных машин [Текст] / Н.М. Подригало // Ученые записки Крымского инженерно-педагогического университета. Технические науки. – Вып. 38, 2013. – С.18–24.

ВЛИЯНИЕ РЕЛЬЕФА НЕСУЩЕЙ ПОВЕРХНОСТИ НА КОЛЕБАНИЯ СКОРОСТИ ДВИЖЕНИЯ МТА

Шуляк М.Л.

Аннотация – данная работа посвящена изучению влияния неровностей грунта на колебания скорости движения МТА при выполнении технологических операций растениеводства.

RELIEF INFLUENCE OF THE BEARING SURFACE ON THE SWING SPEED MTU

M. Shulyak

Summary

This article studies the impact of uneven ground on vibrations in the speed of the MTU when performing crop production operations.

УДК 621.225.001.4

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ОБЛАСТИ ИЗМЕНЕНИЯ ВЫХОДНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ГИДРАВЛИЧЕСКИХ ВРАЩАТЕЛЕЙ ПЛАНЕТАРНОГО ТИПА

Панченко А.И., д.т.н.,

Волошина А.А., д.т.н.,

Панченко И.А., ассистент*.

Таврический государственный агротехнологический университет

Тел. (0619) 42-04-42

Аннотация – работа посвящена проведению полнофакторного эксперимента с целью получения уравнений регрессии, описывающих изменение выходных характеристик серийного и модернизированного гидравлических вращателей планетарного типа в заданном диапазоне изменения их геометрических и функциональных параметров.

Ключевые слова – гидравлический вращатель планетарного типа, полнофакторный эксперимент, функции откликов, распределительная система, площадь проходного сечения, вытеснительная система, зазор, уравнения регрессии, адекватность.

Постановка проблемы. Анализируя технические требования к активным рабочим органам с низкой частотой вращения и высоким крутящим моментом можно выявить потребность в гидрофикации следующих их групп [1]: бурильная техника (буры); лесозаготовительная техника (харвестерные и другие головки); коммунальная техника (транспортеры, разбрасывающие диски); и как самый крупный потребитель гидрооборудования – сельскохозяйственная техника: машины для внесения минеральных и органических удобрений (разбрасывающие диски, транспортеры); зерно-, кукурузо-, свекло- и картофелеуборочные комбайны (наклонная камера, соломотряс, транспортеры, битеры, копачи, элеваторы, шнеки); машины для химической защиты (транспортеры, мешалки); плодо- и ягодоуборочные машины (транспортеры, вибраторы, вентиляторы).

Постоянно развивающийся гидропривод мобильной техники, предъявляет новые требования к гидромашинам вращательного действия с очень большими (более 5000Н·м) крутящими моментами и очень низкими (до 10 об/мин) частотами вращения. Достоинствами гидропривода с высокомоментными гидромашинами являются: воз-

© Панченко А.И., Волошина А.А., Панченко И.А.

* Научный руководитель – д.т.н., проф. Панченко А.И.

возможность создания безредукторного привода; высокий пусковой момент; быстрый разгон; стабилизация силовых параметров с помощью несложных демпфирующих устройств.

Поэтому, при рассмотрении различных типов высокомоментных гидромашин, обуславливающих технический уровень современного силового гидропривода мобильной техники, наибольшего внимания заслуживают гидравлические вращатели планетарного типа. Если, теоритическим исследованиям гидравлических вращателей планетарного типа посвящено ряд работ [2-5], то работы, посвященные экспериментальным исследованиям, на сегодняшний день, практически отсутствуют.

Анализ последних исследований. При выполнении теоретических [2-4] и параметрических [5] исследований влияния геометрических параметров элементов вытеснительной системы, а так же изменения проточных частей распределительной системы гидравлического вращателя планетарного типа было принято ряд допущений и ограничений [6,7]. Поэтому с целью корректировки математической модели, проверки адекватности полученных уравнений, описывающих взаимосвязь геометрических параметров гидравлических вращателей планетарного типа и их выходных характеристик необходимо провести экспериментальные исследования серийного и модернизированного гидровращателей.

Формулирование целей статьи (постановка задания). Проведение полнофакторного эксперимента с целью получения уравнений регрессии, описывающих изменение выходных характеристик серийного и модернизированного гидравлических вращателей планетарного типа в заданном диапазоне изменения их геометрических и функциональных параметров.

Основная часть. При проведении экспериментальных исследований решались следующие задачи:

– проведение полнофакторного эксперимента с целью получения уравнений регрессии, описывающих изменения выходных характеристик серийного и модернизированного гидровращателей планетарного типа в заданном диапазоне изменения функциональных параметров;

– проведение полнофакторного эксперимента с целью получения уравнений регрессии, описывающих влияние конструктивных особенностей серийного и модернизированного гидровращателей планетарного типа на изменения их выходных характеристик;

– подтверждение адекватности проведенных экспериментальных исследований с помощью критерия Фишера.

Факторный эксперимент проводился для серийного и модернизированного гидравлических вращателей планетарного типа с рабочим объемом 6300см^3 по методикам [8,9] с целью определения обла-

сти изменения выходных характеристик серийного и модернизированного гидровращателей планетарного типа, а так же определения влияния конструктивных особенностей серийного и модернизированного гидровращателей планетарного типа на изменение их выходных характеристик.

При проведении экспериментальных исследований в качестве функций откликов y_i выбирались следующие параметры:

- 1) действительный расход $Q_{св}$ рабочей жидкости – Y_1 ;
- 2) крутящий момент $M_{кр}$ на «валу» гидровращателя – Y_2 ;
- 3) мощность N_n гидровращателя полезная – Y_3 ;
- 4) мощность $N_з$ гидровращателя затраченная – Y_4 ;
- 5) объемный КПД $\eta_{об}$ гидровращателя – Y_5 ;
- 6) гидромеханический КПД $\eta_{г.м}$ гидровращателя – Y_6 ;
- 7) общий КПД η гидровращателя – Y_7 .

При определении зоны изменения функциональных параметров гидровращателей планетарного типа, основными входными (изменяющимися) факторами x_i являлись:

- 1) перепад давлений Δp рабочей жидкости – X_1 ;
- 2) частота вращения n «вала» гидровращателя – X_2 .

Неизменными факторами Z_i являлись:

- 1) температура t рабочей жидкости – Z_1 ;
- 2) кинематическая вязкость ν рабочей жидкости – Z_2 ;
- 3) тонкость фильтрации рабочей жидкости – Z_3 .

При определении влияния конструктивных особенностей серийного и модернизированного гидровращателей планетарного типа на изменения их функциональных характеристик, основными входными (изменяющимися) факторами x_i являлись:

- 1) перепад давлений Δp рабочей жидкости – X_1 ;
- 2) частота вращения n «вала» гидровращателя – X_2 ;
- 3) площадь $S_{n.c}$ проходного сечения распределительной системы и зазор δ между соответствующими зубьями элементов вытеснительной системы – X_3 .

Необходимо отметить, что зазор δ между соответствующими зубьями элементов вытеснительной системы конструктивно изменяется одновременно с изменением площади $S_{n.c}$ проходного сечения распределительной системы и поэтому представлен одним фактором

– X_3 .

Незмінними факторами Z_i являлись:

- 1) температура t робочої рідини – Z_1 ;
- 2) кінематична в'язкість ν робочої рідини – Z_2 ;
- 3) товщина фільтрації робочої рідини – Z_3 .

Вибрані фактори і рівні варіювання для всіх проведених експериментів сведені в таблицях 1...2.

Таблиця 1 – Інтервали і рівні варіювання факторів при визначенні області зміни вихідних характеристик серійного і модернізованого гідроврацятелів

Найменування фактора	Обозначення	Код. значення	Єдиниці вимірювання	Інтервал варіювання	Рівні факторів		
					нижній	основний	верхній
Перепад тиску	Δp	X_1	МПа	4,85	6,3	11,15	16,0
Частота обертання	n	X_2	об/хв	3	2	5	8
Температура роб.рід.	t	Z_1	$^{\circ}C$	-	-	50 ± 4	-
Кінемат. в'язкість	ν	Z_2	$м^2/с$	-	-	$65 \cdot 10^{-2}$	-
Товщина фільтрації		Z_3	мкм	-	-	$0 \leq 30$	-

Таблиця 2 – Інтервали і рівні варіювання факторів при визначенні області зміни вихідних характеристик модернізованого гідроврацятеля

Найменування фактора	Обозначення	Код. значення	Єдиниці вимірювання	Інтервал варіювання	Рівні факторів		
					нижній	основний	верхній
Перепад тиску	Δp	X_1	МПа	6	8	14	20
Частота обертання	n	X_2	об/хв	4,5	3	7,5	12
Температура роб.рід.	t	Z_1	$^{\circ}C$	-	-	50 ± 4	-
Кінемат. в'язкість	ν	Z_2	$м^2/с$	-	-	$65 \cdot 10^{-2}$	-
Товщина фільтрації		Z_3	мкм	-	-	$0 \leq 30$	-

Таблиця 3 – Інтервали і рівні варьирования факторів при определении влияния конструктивных особенностей серийного и модернизированного гидровращателей на их выходные характеристики

Наименование фактора	Обозначение	Код. значение	Единицы измерения	Интервал варьирования	Уровни факторов		
					нижний	основной	верхний
Перепад давления	Δp	X_1	МПа	5	6	11	16
Частота вращения	n	X_2	об/мин	3	2	5	8
Площадь проходного сечения (зазор)	$S_{n.c}$ (δ)	X_3	$мм^2$ (мм)	20,9 (0,195)	66,7 (0,174)	87,6 (0,369)	108,5 (0,565)
Температура раб.жид.	t	Z_1	$^{\circ}C$	-	-	50 ± 4	-
Кинемат. вязкость	ν	Z_2	$м^2/с$	-	-	$65 \cdot 10^{-2}$	-
Тонкость фильтрации		Z_3	мкм	-	-	$0 \leq 30$	-

При значении площади проходного сечения распределительной системы серийного гидровращателя $S_{n.c} = 66,7 \text{ мм}^2$, зазор между соответствующими зубьями элементов вытеснительной системы серийного гидравлического вращателя составляет $\delta = 0,174 \text{ мм}$, а при площади проходного сечения $S_{n.c} = 108,5 \text{ мм}^2$ для модернизированного гидравлического вращателя, зазор между соответствующими зубьями составляет $\delta = 0,565 \text{ мм}$.

При матричном планировании многофакторных экспериментальных исследований обработка результатов сводится к вычислению коэффициентов регрессии согласно методике [8].

Исходные данные для определения коэффициентов регрессии при определении области изменения выходных характеристик серийного и модернизированного гидровращателя приведены в таблицах 4...6.

Таблиця 4 – Исходные данные для определения коэффициентов регрессии при определении области изменения выходных характеристик серийного гидровращателя

Опыты	x_0	Планирование		Функции отклика						
		x_1	x_2	\bar{y}_1	\bar{y}_2	\bar{y}_3	\bar{y}_4	\bar{y}_5	\bar{y}_6	\bar{y}_7
1	+1	+1	+1	63,0	7335	6,14	16,8	0,801	0,457	0,336
2	+1	-1	+1	62,2	2863	2,40	6,53	0,810	0,453	0,367
3	+1	+1	-1	16,0	8058	1,69	4,27	0,787	0,502	0,395
4	+1	-1	-1	15,6	3849	0,81	1,64	0,807	0,609	0,491

Таблица 5 – Исходные данные для определения коэффициентов регрессии при определении области изменения выходных характеристик модернизированного гидровращателя

Опыты	x_0	Планирование		Функции отклика						
		x_1	x_2	\bar{y}_1	\bar{y}_2	\bar{y}_3	\bar{y}_4	\bar{y}_5	\bar{y}_6	\bar{y}_7
1	+1	+1	+1	83,0	11537	14,5	27,67	0,911	0,575	0,524
2	+1	-1	+1	82,2	5168	6,49	10,96	0,920	0,644	0,592
3	+1	+1	-1	20,7	13061	4,10	6,90	0,913	0,651	0,594
4	+1	-1	-1	20,5	5650	1,77	2,73	0,922	0,704	0,649

Таблица 6 – Исходные данные для определения коэффициентов регрессии при определении влияния конструктивных особенностей серийного и модернизированного гидровращателей на их выходные характеристики

Опыты	x_0	Планирование			Функции отклика						
		x_1	x_2	x_3	\bar{y}_1	\bar{y}_2	\bar{y}_3	\bar{y}_4	\bar{y}_5	\bar{y}_6	\bar{y}_7
1	+1	+1	+1	+1	54,3	11155	9,34	14,48	0,928	0,695	0,645
2	+1	-1	+1	+1	54,3	4183	3,50	5,43	0,928	0,695	0,645
3	+1	+1	-1	+1	14,0	10562	2,21	3,73	0,9	0,658	0,593
4	+1	-1	-1	+1	13,7	4225	0,88	1,37	0,92	0,702	0,646
5	+1	+1	+1	-1	62,9	7335	6,14	16,77	0,801	0,457	0,366
6	+1	-1	+1	-1	62,4	2715	2,27	6,24	0,808	0,451	0,364
7	+1	+1	-1	-1	16,0	8058	1,69	4,27	0,788	0,502	0,396
8	+1	-1	-1	-1	15,7	3658	0,77	1,57	0,803	0,608	0,488

Примечание: \bar{y} - среднее значение функции отклика при трехразовой повторности опытов.

Коэффициентов регрессии при определении области изменения выходных характеристик серийного и модернизированного гидровращателя приведены в таблицах 7...9.

Таблиця 7 – Коэффициенты уравнений регрессии при определении области изменения выходных характеристик серийного гидровращателя

Коэф. регрессии	Функции отклика						
	\bar{y}_1	\bar{y}_2	\bar{y}_3	\bar{y}_4	\bar{y}_5	\bar{y}_6	\bar{y}_7
b_0	39,2	5526	2,76	7,31	0,4	0,51	0,4
b_1	0,3	2170	1,16	1,61	-0,007	-0,026	-0,032
b_2	23,4	-427	1,51	2,18	0,004	-0,05	-0,046
b_{12}	0,1	66	0,72	0,95	0,003	0,028	0,016

Таблиця 8 – Коэффициенты уравнений регрессии при определении области изменения выходных характеристик модернизированного гидровращателя

Коэф. регрессии	Функции отклика						
	\bar{y}_1	\bar{y}_2	\bar{y}_3	\bar{y}_4	\bar{y}_5	\bar{y}_6	\bar{y}_7
b_0	51,7	8852	6,73	12,1	0,458	0,643	0,59
b_1	0,13	3447	2,57	2,61	-0,005	-0,03	-0,031
b_2	30,9	-503	3,79	3,63	-0,001	-0,034	-0,032
b_{12}	0,28	-259	1,41	1,57	0	-0,004	-0,003

Таблиця 9 – Коэффициенты уравнений регрессии при определении влияния конструктивных особенностей серийного и модернизированного гидровращателей на их выходные характеристики

Коэф. регрессии	Функции отклика						
	\bar{y}_1	\bar{y}_2	\bar{y}_3	\bar{y}_4	\bar{y}_5	\bar{y}_6	\bar{y}_7
b_0	36,66	6486	3,35	6,73	0,859	0,6	0,518
b_1	0,14	2791	1,49	3,08	-0,005	-0,02	-0,018
b_2	21,81	-139	1,96	3,99	0,007	-0,02	-0,013
b_3	-2,59	1045	0,63	-0,48	0,0596	0,09	0,11
b_{12}	-0,011	107	0,93	1,82	0,004	0,02	0,018
b_{13}	-0,06	536	0,29	-0,23	0,0001	0,01	0,005
b_{23}	-1,59	277	0,48	-0,29	0,002	0,03	0,026
b_{123}	-0,06	52	0,19	-0,14	0,001	-0,01	-0,005

После вычисления коэффициентов регрессии проводится статистический анализ уравнений регрессии, состоящий из следующих этапов:

- оцінка дисперсії воспроизводимості;
- оцінка значимості коефіцієнтів рівняння регресії;
- оцінка адекватності моделі.

Розрахункова однорідність дисперсії визначається з вираження [8]:

$$G_p = \frac{s_{i\max}^2}{\sum_{i=1}^n s_i^2},$$

де s_i^2 - построчна дисперсія (помилки досвіду);

$s_{i\max}^2$ - максимальна з розрахованих построчних дисперсій.

$$s_i^2 = \frac{1}{m-1} \sum_{i=1}^n (y_i - \bar{y})^2,$$

де y_i - змінна стану (експериментальна);

\bar{y} - середнє арифметичне значення;

m - необхідне число повторності досвідів.

Розрахункові значення критерію Кохрена ($G_T = 0,6841$ для чисел степеней свободи $f_1 = 2$, $f_2 = 4$ і $q = 0,05$) при визначенні області зміни вихідних характеристик серійного гідровращателя:

$$G_{p(Q)} = 0,439; G_{p(M)} = 0,556; G_{p(N_n)} = 0,327; G_{p(N_s)} = 0,448;$$

$$G_{p(\eta_{об})} = 0,636; G_{p(\eta_m)} = 0,448; G_{p(\eta)} = 0,509.$$

Розрахункові значення критерію Кохрена ($G_T = 0,6841$ для чисел степеней свободи $f_1 = 2$, $f_2 = 4$ і $q = 0,05$) при визначенні області зміни вихідних характеристик модернізованого гідровращателя:

$$G_{p(Q)} = 0,321; G_{p(M)} = 0,607; G_{p(N_n)} = 0,635; G_{p(N_s)} = 0,499;$$

$$G_{p(\eta_{об})} = 0,649; G_{p(\eta_m)} = 0,416; G_{p(\eta)} = 0,662.$$

Розрахункові значення критерію Кохрена ($G_T = 0,5157$ для чисел степеней свободи $f_1 = 2$, $f_2 = 8$ і $q = 0,05$) при визначенні впливу конструктивних особливостей серійного і модернізованого гідровращателей на їх вихідні характеристики:

$$G_{p(Q)} = 0,2157; G_{p(M)} = 0,3983; G_{p(N_n)} = 0,4168; G_{p(N_s)} = 0,5028;$$

$$G_{p(\eta_{об})} = 0,2843; G_{p(\eta_m)} = 0,2781; G_{p(\eta)} = 0,4586.$$

Перевірка однорідності дисперсії визначається з умови:

$$G_p < G_T, \quad f_1 = m-1, \quad f_2 = N, \quad q = 0,05,$$

де G_T - табличне значення критерію Кохрена;

f_1, f_2 – число степеней свободи;

N – число опытов;

q – уровень значимости.

Все расчетные критерии Кохрена удовлетворяют неравенству $G_p < G_T$. Следовательно, принимается гипотеза об однородности дисперсии.

Дисперсия воспроизводимости (ошибка опыта) воспроизводимости определяется из выражения [8]:

$$s_o^2 = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N s_i^2.$$

Дисперсия воспроизводимости при определении области изменения выходных характеристик серийного гидровращателя:

$$s_{o_{\bar{y}_1}}^2 = 0,57; s_{o_{\bar{y}_2}}^2 = 24346; s_{o_{\bar{y}_3}}^2 = 3,1 \cdot 10^{-4}; s_{o_{\bar{y}_4}}^2 = 5,58 \cdot 10^{-3};$$

$$s_{o_{\bar{y}_5}}^2 = 0,11 \cdot 10^{-4}; s_{o_{\bar{y}_6}}^2 = 2,75 \cdot 10^{-6}; s_{o_{\bar{y}_7}}^2 = 0,26 \cdot 10^{-4}.$$

Дисперсия воспроизводимости при определении области изменения выходных характеристик модернизированного гидровращателя:

$$s_{o_{\bar{y}_1}}^2 = 0,8725; s_{o_{\bar{y}_2}}^2 = 60516; s_{o_{\bar{y}_3}}^2 = 0,0827; s_{o_{\bar{y}_4}}^2 = 0,035;$$

$$s_{o_{\bar{y}_5}}^2 = 1,42 \cdot 10^{-5}; s_{o_{\bar{y}_6}}^2 = 1,58 \cdot 10^{-5}; s_{o_{\bar{y}_7}}^2 = 1,85 \cdot 10^{-5}.$$

Дисперсия воспроизводимости при определении влияния конструктивных особенностей серийного и модернизированного гидровращателей на их выходные характеристики:

$$s_{o_{\bar{y}_1}}^2 = 0,2087; s_{o_{\bar{y}_2}}^2 = 36487; s_{o_{\bar{y}_3}}^2 = 0,0807; s_{o_{\bar{y}_4}}^2 = 0,1624;$$

$$s_{o_{\bar{y}_5}}^2 = 0,0003; s_{o_{\bar{y}_6}}^2 = 0,0002; s_{o_{\bar{y}_7}}^2 = 0,0003.$$

Дисперсия коэффициентов регрессии определяется из выражения [8]:

$$s_{b_i}^2 = \frac{s_o^2}{N}.$$

Дисперсия коэффициентов регрессии при определении области изменения выходных характеристик серийного гидровращателя:

$$s_{b_{\bar{y}_1}}^2 = 0,1425; s_{b_{\bar{y}_2}}^2 = 6086; s_{b_{\bar{y}_3}}^2 = 7,66 \cdot 10^{-5}; s_{b_{\bar{y}_4}}^2 = 0,0014;$$

$$s_{b_{\bar{y}_5}}^2 = 2,75 \cdot 10^{-6}; s_{b_{\bar{y}_6}}^2 = 1,81 \cdot 10^{-6}; s_{b_{\bar{y}_7}}^2 = 6,38 \cdot 10^{-6}.$$

Дисперсия коэффициентов регрессии при определении области изменения выходных характеристик модернизированного гидровращателя:

$$s_{b_{\bar{y}_1}}^2 = 0,2181; s_{b_{\bar{y}_2}}^2 = 15129; s_{b_{\bar{y}_3}}^2 = 0,0207; s_{b_{\bar{y}_4}}^2 = 0,0088;$$

$$s_{b_{\bar{y}_5}}^2 = 3,56 \cdot 10^{-6}; s_{b_{\bar{y}_6}}^2 = 3,96 \cdot 10^{-6}; s_{b_{\bar{y}_7}}^2 = 4,63 \cdot 10^{-6}.$$

Дисперсія коефіцієнтів регресії при визначенні впливу конструктивних особливостей серийного і модернізованого гідровращателей на їх вихідні характеристики:

$$s_{b_{y_1}}^2 = 0,026; s_{b_{y_2}}^2 = 4561; s_{b_{y_3}}^2 = 0,01; s_{b_{y_4}}^2 = 0,02;$$

$$s_{b_{y_5}}^2 = 3,29 \cdot 10^{-5}; s_{b_{y_6}}^2 = 2,54 \cdot 10^{-5}; s_{b_{y_7}}^2 = 3,26 \cdot 10^{-5}.$$

Доверительний інтервал визначається з вираження [8]:

$$\Delta b_i = t_T \cdot s_{b_i},$$

де t_T - табличне значення критерія Стюдента.

Найменше значення значимого коефіцієнта регресії при визначенні області зміни вихідних характеристик серийного гідровращателя (значення критерія Стюдента $t = 2,31$, при числі степеней свободи $f = 8$ [8]).

$$|b_{y_1}| = 0,87; |b_{y_2}| = 180,2; |b_{y_3}| = 0,0202; |b_{y_4}| = 0,0863;$$

$$|b_{y_5}| = 0,0038; |b_{y_6}| = 0,0031; |b_{y_7}| = 0,0058.$$

Перевірка значимості коефіцієнтів регресії визначається з умов:

$$|b_i| > \Delta b_i, f = N(m-1) \text{ и } q = 0,05.$$

Отримані рівняння регресії (1...7) з урахуванням значимих коефіцієнтів адекватно (з ймовірністю 0,95) описують досліджувану процес визначення області зміни вихідних характеристик серийного гідровращателя і мають вигляд:

$$Y_1(Q_{зв}) = 39,2 + 23,4 \cdot X_2; \quad (1)$$

$$Y_2(M_{кр}) = 5526 + 2170 \cdot X_1 - 427 \cdot X_2; \quad (2)$$

$$Y_3(N_n) = 2,76 + 1,16 \cdot X_1 + 1,51 \cdot X_2 + 0,72 \cdot X_1 \cdot X_2; \quad (3)$$

$$Y_4(N_s) = 7,31 + 1,61 \cdot X_1 + 2,18 \cdot X_2 + 0,95 \cdot X_1 \cdot X_2; \quad (4)$$

$$Y_5(\eta_{об}) = 0,4 - 0,007 \cdot X_1 + 0,004 \cdot X_2; \quad (5)$$

$$Y_6(\eta_{з.м}) = 0,51 - 0,026 \cdot X_1 - 0,05 \cdot X_2; \quad (6)$$

$$Y_7(\eta) = 0,4 - 0,032 \cdot X_1 - 0,046 \cdot X_2. \quad (7)$$

Аналіз рівнянь (1...7) підтверджує, що

– зміна перепаду тиску Δp впливає на зміну вихідних характеристик серийного гідровращателя: крутячий момент $M_{кр}$, потужність N_n і N_s , а також КПД η ;

– зміна частоти обертання n впливає на зміну витрати $Q_{зв}$, крутячого моменту $M_{кр}$, потужності N_n і N_s , а також КПД η .

Визначимо зміну витрати робочої рідини $Q_{зв}$, крутяще-

го момента $M_{кр}$, полезной N_n и затрачиваемой N_3 мощностей, объемного $\eta_{об}$, гидромеханического $\eta_{г.м}$ и общего η КПД гидровращателя при известных значениях перепада давлений Δp и частоты вращения n с целью получения модели, описывающей работу серийного гидровращателя планетарного типа.

Раскодировав уравнение (1) определим изменение расхода рабочей жидкости гидровращателя планетарного типа ($Q_{зв} = f(n)$):

$$Q_{зв} = 0,6 + 7,7 \cdot n, \quad (8)$$

где n - частота вращения вала гидровращателя, $2 < n < 8 \text{ мин}^{-1}$.

Раскодировав уравнение (2) определим изменение крутящего момента вала гидровращателя планетарного типа ($M_{кр} = f(\Delta p, n)$):

$$M_{кр} = 1247 + 447 \cdot \Delta p - 141 \cdot n, \quad (9)$$

где Δp - перепад давлений, $6,3 < \Delta p < 16 \text{ МПа}$.

Раскодировав уравнение (3) определим изменение полезной мощности гидровращателя планетарного типа ($N_n = f(\Delta p, n)$):

$$N_n = 0,37 + 0,05 \cdot \Delta p \cdot n. \quad (10)$$

Раскодировав уравнение (4) определим изменение полезной мощности гидровращателя планетарного типа ($N_3 = f(\Delta p, n)$):

$$N_3 = 3,63 + 0,065 \cdot \Delta p \cdot n. \quad (11)$$

Раскодировав уравнение (5) определим изменение объемного КПД гидровращателя планетарного типа ($\eta_{об} = f(\Delta p, n)$):

$$\eta_{об} = 0,41 - 0,0014 \cdot \Delta p + 0,0013 \cdot n. \quad (12)$$

Раскодировав уравнение (6) определим изменение гидромеханического КПД гидровращателя планетарного типа ($\eta_{г.м} = f(\Delta p, n)$):

$$\eta_{г.м} = 0,65 - 0,0054 \cdot \Delta p - 0,017 \cdot n. \quad (13)$$

Раскодировав уравнение (7) определим изменение общего КПД гидровращателя планетарного типа ($\eta = f(\Delta p, n)$):

$$\eta = 0,55 - 0,0066 \cdot \Delta p - 0,015 \cdot n. \quad (14)$$

Для определения зависимости $M_{кр} = f(Q_{зв}, \Delta p)$ из уравнения (8) определим изменение частоты вращения $n = f(Q_{зв})$:

$$n = 0,13 \cdot Q_{зв} - 0,078. \quad (15)$$

Тогда, с учетом выражения (15) изменение момента на валу гидровращателя ($M_{кр} = f(Q_{зв}, \Delta p)$) будет иметь вид

$$M_{кр} = 1247 + 447 \cdot \Delta p - 18 \cdot Q_{зв} + 11. \quad (16)$$

Полученные зависимости (8...16) описывают работу серийного

гидравлического вращателя планетарного типа в условиях эксплуатации.

Наименьшее значение значимого коэффициента регрессии при определении области изменения выходных характеристик модернизированного гидровращателя (значение критерия Стьюдента $t = 2,31$, при числе степеней свободы $f = 8$ [8]).

$$|b_{\bar{y}_1}| = 1,08; |b_{\bar{y}_2}| = 284; |b_{\bar{y}_3}| = 0,33; |b_{\bar{y}_4}| = 0,22;$$

$$|b_{\bar{y}_5}| = 0,004; |b_{\bar{y}_6}| = 0,005; |b_{\bar{y}_7}| = 0,005.$$

Полученные уравнения регрессии (17...23) с учетом значимых коэффициентов адекватно (с вероятностью 0,95) описывают исследуемый процесс определения зоны изменения функциональных параметров модернизированного гидровращателя и имеют вид:

$$Y_1(Q_{зв}) = 51,7 + 30,9 \cdot X_2; \quad (17)$$

$$Y_2(M_{кр}) = 8852 + 3447 \cdot X_1 - 503 \cdot X_2; \quad (18)$$

$$Y_3(N_n) = 6,73 + 2,57 \cdot X_1 + 3,79 \cdot X_2 + 1,41 \cdot X_1 \cdot X_2; \quad (19)$$

$$Y_4(N_з) = 12,1 + 2,61 \cdot X_1 + 3,63 \cdot X_2 + 1,57 \cdot X_1 \cdot X_2; \quad (20)$$

$$Y_5(\eta_{об}) = 0,458 - 0,005 \cdot X_1; \quad (21)$$

$$Y_6(\eta_{г.м}) = 0,643 - 0,03 \cdot X_1 - 0,034 \cdot X_2; \quad (22)$$

$$Y_7(\eta) = 0,59 - 0,031 \cdot X_1 - 0,032 \cdot X_2. \quad (23)$$

Анализ уравнений (17...23) подтверждает, что

– изменение перепада давления Δp влияет на изменение выходных характеристик модернизированного гидровращателя: крутящий момент $M_{кр}$, мощность N_n и $N_з$, а так же КПД η ;

– изменение частоты вращения n влияет на изменение расхода $Q_{зв}$, крутящего момента $M_{кр}$, мощность N_n и $N_з$, а так же КПД η .

Определим изменение расхода рабочей жидкости $Q_{зв}$, крутящего момента $M_{кр}$, полезной N_n и затрачиваемой $N_з$ мощностей, объемного $\eta_{об}$, гидромеханического $\eta_{г.м}$ и общего η КПД гидровращателя при известных значениях перепада давлений Δp и частоты вращения n с целью получения модели, описывающей работу модернизированного гидровращателя планетарного типа.

Раскодировав уравнение (17) определим изменение расхода рабочей жидкости гидровращателя планетарного типа ($Q_{зв} = f(n)$):

$$Q_{зв} = 0,7 + 6,8 \cdot n, \quad (24)$$

где n - частота вращения вала гидровращателя, $3 < n < 12 \text{ мин}^{-1}$.

Раскодировав уравнение (18) определим изменение крутящего

момента вала гидровращателя планетарного типа ($M_{кр} = f(\Delta p, n)$):

$$M_{кр} = 1481 + 586 \cdot \Delta p - 111 \cdot n, \quad (25)$$

где Δp - перепад давлений, $8 < \Delta p < 20 \text{ МПа}$.

Раскодировав уравнение (19) определим изменение полезной мощности гидровращателя планетарного типа ($N_n = f(\Delta p, n)$):

$$N_n = -0,05 + 0,04 \cdot \Delta p - 0,09 \cdot n + 0,053 \cdot \Delta p \cdot n. \quad (26)$$

Раскодировав уравнение (20) определим изменение полезной мощности гидровращателя планетарного типа ($N_3 = f(\Delta p, n)$):

$$N_3 = 6,1 + 0,001 \cdot \Delta p - 0,027 \cdot n + 0,059 \cdot \Delta p \cdot n. \quad (27)$$

Раскодировав уравнение (21) определим изменение объемного КПД гидровращателя планетарного типа ($\eta_{об} = f(\Delta p)$):

$$\eta_{об} = 0,47 - 0,001 \cdot \Delta p. \quad (28)$$

Раскодировав уравнение (22) определим изменение гидромеханического КПД гидровращателя планетарного типа ($\eta_{г.м} = f(\Delta p, n)$):

$$\eta_{г.м} = 0,769 - 0,005 \cdot \Delta p - 0,0075 \cdot n. \quad (29)$$

Раскодировав уравнение (23) определим изменение общего КПД гидровращателя планетарного типа ($\eta = f(\Delta p, n)$):

$$\eta = 0,717 - 0,0053 \cdot \Delta p - 0,007 \cdot n. \quad (30)$$

Для определения зависимости $M_{кр} = f(Q_{г.м}, \Delta p)$ из уравнения (24) определим изменение частоты вращения $n = f(Q_{г.м})$:

$$n = 0,15 \cdot Q_{г.м} - 0,1. \quad (31)$$

Тогда, с учетом выражения (31) изменение момента на валу гидровращателя ($M_{кр} = f(Q_{г.м}, \Delta p)$) будет иметь вид

$$M_{кр} = 1481 + 586 \cdot \Delta p - 16,7 \cdot Q_{г.м} + 0,015. \quad (32)$$

Полученные зависимости (24...32) описывают работу модернизированного гидравлического вращателя планетарного типа в условиях эксплуатации.

Наименьшее значение значимого коэффициента регрессии при определении влияния конструктивных особенностей серийного и модернизированного гидровращателей на их выходные характеристики (значение критерия Стьюдента $t = 2,12$, при числе степеней свободы $f = 16$ [8]).

$$|b_{\bar{y}_1}| = 0,342; |b_{\bar{y}_2}| = 143,2; |b_{\bar{y}_3}| = 0,213; |b_{\bar{y}_4}| = 0,302;$$

$$|b_{\bar{y}_5}| = 0,122; |b_{\bar{y}_6}| = 0,107; |b_{\bar{y}_7}| = 0,011.$$

Полученные уравнения регрессии (33...39) с учетом значимых

коэффициентов адекватно (с вероятностью 0,95) описывают исследуемый процесс определения влияния конструктивных особенностей серийного и модернизированного гидровращателей на их выходные характеристики и имеют вид:

$$Y_1(Q_{зв}) = 36,66 + 21,81 \cdot X_2 - 2,59 \cdot X_3 - 1,59 \cdot X_2 \cdot X_3; \quad (33)$$

$$Y_2(M_{кр}) = 6486 + 2791 \cdot X_1 + 1045 \cdot X_3 + 536 \cdot X_1 \cdot X_3 + 277 \cdot X_2 \cdot X_3; \quad (34)$$

$$Y_3(N_n) = 3,35 + 1,49 \cdot X_1 + 1,96 \cdot X_2 + 0,63 \cdot X_3 + 0,93 \cdot X_1 \cdot X_2 + \\ + 0,29 \cdot X_1 \cdot X_3 + 0,48 \cdot X_2 \cdot X_3; \quad (35)$$

$$Y_4(N_з) = 6,73 + 3,08 \cdot X_1 + 3,99 \cdot X_2 - 0,48 \cdot X_3 + 1,82 \cdot X_1 \cdot X_2; \quad (36)$$

$$Y_5(\eta_{об}) = 0,859 - 0,0596 \cdot X_3; \quad (37)$$

$$Y_6(\eta_{г.м}) = 0,6 - 0,02 \cdot X_1 - 0,02 \cdot X_2 + 0,09 \cdot X_3 + 0,02 \cdot X_1 \cdot X_2 + \\ + 0,03 \cdot X_2 \cdot X_3; \quad (38)$$

$$Y_7(\eta) = 0,518 - 0,018 \cdot X_1 - 0,013 \cdot X_2 + 0,11 \cdot X_3 + \\ + 0,018 \cdot X_1 \cdot X_2 + 0,026 \cdot X_2 \cdot X_3. \quad (39)$$

Анализ уравнений (33...39) подтверждает, что

– изменение перепада давления Δp влияет на изменение выходных характеристик гидровращателя: крутящий момент $M_{кр}$, мощность N_n и $N_з$, а так же КПД η ;

– изменение частоты вращения n влияет на изменение расхода $Q_{зв}$, крутящего момента $M_{кр}$, мощностей N_n и $N_з$, а так же КПД η ;

– изменение площади проходного сечения $S_{н.с}$ влияет на изменение расхода $Q_{зв}$, крутящего момента $M_{кр}$, мощностей N_n и $N_з$, а так же КПД η .

Определим изменение расхода рабочей жидкости $Q_{зв}$, крутящего момента $M_{кр}$, полезной N_n и затрачиваемой $N_з$ мощностей, объемного $\eta_{об}$, гидромеханического $\eta_{г.м}$ и общего η КПД гидровращателя при известных значениях перепада давлений Δp , частоты вращения n и площади проходного сечения $S_{н.с}$ с целью получения модели, описывающей работу гидровращателя планетарного типа.

Раскодировав уравнение (33) определим изменение расхода рабочей жидкости гидровращателя планетарного типа ($Q_{зв} = f(n, S_{н.с})$):

$$Q_{зв} = 0,21 + 9,4 \cdot n + 0,005 \cdot S_{н.с} - 0,025 \cdot n \cdot S_{н.с}, \quad (40)$$

где n - частота вращения вала гидровращателя, $2 < n < 8 \text{ мин}^{-1}$;

$S_{н.с}$ - площадь проходного сечения, $66,7 < S_{н.с} < 108,5 \text{ мм}^2$.

Раскодировав уравнение (34) определим изменение крутящего момента вала гидровращателя планетарного типа ($M_{кр} = f(\Delta p, n, S_{n.c})$):

$$M_{кр} = 5131 \cdot \Delta p - n \cdot (385 - 4,39 \cdot S_{n.c}) - S_{n.c} \cdot (28,5 - 5,15 \cdot \Delta p) - 52428, \quad (41)$$

где Δp - перепад давлений, $6 < \Delta p < 16 \text{ мин}^{-1}$.

Раскодировав уравнение (35) определим изменение полезной мощности гидровращателя планетарного типа ($N_n = f(\Delta p, n, S_{n.c})$):

$$N_n = 3,58 - \Delta p \cdot (0,25 - 0,061 \cdot n) - S_{n.c} \cdot (0,04 - 0,003 \cdot \Delta p - 0,008 \cdot n). \quad (42)$$

Раскодировав уравнение (36) определим изменение полезной мощности гидровращателя планетарного типа ($N_3 = f(\Delta p, n, S_{n.c})$):

$$N_3 = 3,6 + \Delta p \cdot (0,02 + 0,12 \cdot n) - 0,02 \cdot S_{n.c}. \quad (43)$$

Раскодировав уравнение (37) определим изменение объемного КПД гидровращателя планетарного типа ($\eta_{об} = f(S_{n.c})$):

$$\eta_{об} = 1,11 - 0,003 \cdot S_{n.c}. \quad (44)$$

Раскодировав уравнение (38) определим изменение гидромеханического КПД гидровращателя планетарного типа ($\eta_{г.м} = f(\Delta p, n, S_{n.c})$):

$$\eta_{г.м} = 0,581 - 0,0025 \cdot \Delta p - n \cdot (0,021 - 0,001 \cdot \Delta p - 0,0005 \cdot S_{n.c}) + 0,002 \cdot S_{n.c}. \quad (45)$$

Раскодировав уравнение (39) определим изменение общего КПД гидровращателя планетарного типа ($\eta = f(\Delta p, n, S_{n.c})$):

$$\eta = 0,361 - 0,0024 \cdot \Delta p - n \cdot (0,18 - 0,001 \cdot \Delta p - 0,0004 \cdot S_{n.c}) + 0,003 \cdot S_{n.c}. \quad (46)$$

Для определения зависимости $M_{кр} = f(Q_{зв}, \Delta p, S_{n.c})$ из уравнения (40) определим изменение частоты вращения $n = f(Q_{зв}, S_{n.c})$:

$$n = \frac{Q_{зв} + 0,05 \cdot S_{n.c} - 0,21}{9,39 - 0,025 \cdot S_{n.c}}. \quad (47)$$

Тогда, с учетом выражения (47) изменение момента на валу гидровращателя ($M_{кр} = f(Q_{зв}, \Delta p)$) будет иметь вид:

$$M_{кр} = 5131 \cdot \Delta p - \frac{(Q_{зв} + 0,05 \cdot S_{n.c} - 0,21) \cdot (385 - 4,39 \cdot S_{n.c})}{9,39 - 0,025 \cdot S_{n.c}} - S_{n.c} \cdot (28,5 - 5,15 \cdot \Delta p) - 52428. \quad (48)$$

Полученные зависимости (40...48) описывают работу гидравлического вращателя планетарного типа с учетом его конструктивных особенностей в условиях эксплуатации.

Дисперсии адекватности определяется из выражения [8]:

$$s_{ad}^2 = \frac{m}{N-l} \sum_{i=1}^n (\bar{y}_i - \hat{y})^2,$$

где l – число значимых коэффициентов регрессии;

$$\hat{y} – \text{переменная состояния (расчетная)}, \hat{y} = \sum_{i=1}^m b_i x_i.$$

Дисперсия адекватности при определении области изменения выходных характеристик серийного гидровращателя:

$$s_{1ad(Q)}^2 = 0,159; s_{2ad(M)}^2 = 268305; s_{5ad(\eta_{об})}^2 = 1,93; s_{6ad(\eta_m)}^2 = 6,9 \cdot 10^{-5};$$

$$s_{7ad(\eta)}^2 = 1,2 \cdot 10^{-7}.$$

Так как в уравнениях регрессии (3,4) все коэффициенты регрессии значимы, то модели, описывающие исследуемые процессы, полностью адекватны.

Дисперсия адекватности при определении области изменения выходных характеристик модернизированного гидровращателя:

$$s_{1ad(Q)}^2 = 0,55; s_{2ad(M)}^2 = 803418; s_{5ad(\eta_{об})}^2 = 1,26; s_{6ad(\eta_m)}^2 = 2,4 \cdot 10^{-4};$$

$$s_{7ad(\eta)}^2 = 1,3 \cdot 10^{-4}.$$

Так как в уравнениях регрессии (19,20) все коэффициенты регрессии значимы, то модели описывающие исследуемые процессы полностью адекватны.

Дисперсия адекватности при определении влияния конструктивных особенностей серийного и модернизированного гидровращателей на их выходные характеристики:

$$s_{1ad(Q)}^2 = 0,159; s_{2ad(M)}^2 = 268305; s_{3ad(N_n)}^2 = 0,913; s_{4ad(N_s)}^2 = 1,263;$$

$$s_{5ad(\eta_{об})}^2 = 3,63 \cdot 10^{-4}; s_{6ad(\eta_m)}^2 = 17,6 \cdot 10^{-4}; s_{7ad(\eta)}^2 = 5,78 \cdot 10^{-4}.$$

Адекватность проведенных экспериментальных исследований проводилась с помощью критериев Фишера. Для расчетных и теоретических критериев Фишера соблюдается неравенство $F_p < F_T$ ($f_1 = N-l$, $f_2 = N(m-1)$, $q = 0,05$), где $F_p = s_{ad}^2 / s_o^2$ при $s_{ad}^2 > s_o^2$ [8], что подтверждает адекватность проведенных экспериментальных исследований с помощью полнофакторного эксперимента. При $s_{ad}^2 \leq s_o^2$, вывод об адекватности делается без проверки условия $F_p < F_T$.

Выводы. Для определения области изменения выходных характеристик серийного и модернизированного гидровращателей планетарного типа и определения влияния конструктивных особенностей серийного и модернизированного гидровращателей планетарного типа на изменения их выходных характеристик проводился полнофакторный эксперимент с использованием гидравлических вращателей планетарного типа с рабочим объемом 6300 см^3 . Основными входными

(изменяющимися) факторами являлись: перепад давлений рабочей жидкости, частота вращения «вала» гидровращателя. Неизменными факторами являлись: температура рабочей жидкости, кинематическая вязкость рабочей жидкости и тонкость фильтрации рабочей жидкости. В качестве функций откликов выбирались: действительный расход рабочей жидкости, крутящий момент на «валу» гидровращателя, затрачиваемая и полезная мощность гидровращателя, а так же объемный, механический и общий КПД гидровращателя;

Проведенные экспериментальные исследования с использованием методики полнофакторного эксперимента, позволили получить

– уравнения регрессии, описывающие изменение выходных характеристик серийного гидравлического вращателя планетарного типа в диапазоне изменения перепада давления $\Delta p = 6,3...16 \text{ МПа}$ и частоты вращения $n = 2...8 \text{ мин}^{-1}$, а так же изменение выходных характеристик модернизированного гидравлического вращателя планетарного типа в диапазоне изменения перепада давления $\Delta p = 8...20 \text{ МПа}$ и частоты вращения $n = 3...12 \text{ мин}^{-1}$;

– уравнения регрессии, описывающие изменение влияния конструктивных особенностей серийного и модернизированного гидровращателей планетарного типа на изменения их выходных характеристик в диапазоне изменения перепада давления $\Delta p = 6...16 \text{ МПа}$ и частоты вращения $n = 2...8 \text{ мин}^{-1}$.

В результате проведенных теоретических и экспериментальных исследований установлено, что полученные математические модели адекватно описывают взаимосвязь функциональных и геометрических параметров гидровращателя планетарного типа, работающего в составе гидроагрегата, с вероятностью $\alpha = 0,95$.

Литература:

1. Панченко А.И. Основные направления гидрофикации мобильной техники // А.И. Панченко, А.А. Волошина, Ю.П. Обернихин / Праці ТДАТУ. – Мелітополь. – 2013. – Вип. 13. – т.6. – с. 3-19.

2. Панченко А.И. Математическая модель насосной станции с приводным двигателем // А.И. Панченко, А.А. Волошина, И.А. Панченко / Праці ТДАТУ. – Мелітополь. – 2013. – Вип. 13. – т.6. – с. 45-61.

3. Панченко А.И. Математическая модель высокомоментного гидромотора с упруго-инерционной нагрузкой // А.И. Панченко, А.А. Волошина, А.И. Засядько / MOTROL. – Commission of Motorization and Energetics in Agriculture. – 2014. – Vol. 16. – No 5. – P. 293-298.

4. Панченко А.И. Математическая модель рабочих процессов гидравлического вращателя планетарного типа в составе гидроагрегата // А.И. Панченко, А.А. Волошина, И.А. Панченко / Промислова гідроліка і пневматика. – 2014. – з №1 (43). – С. 29-41.

5. Волошина А.А. Параметрические исследования вытеснитель-

ной и распределительной систем гидравлического вращателя планетарного типа // *А.А. Волошина* / Науковий вісник ТДАТУ [Електронний ресурс]. – Мелітополь: ТДАТУ, 2014. – Вип.4. – т.1.– с. 30-40.

6. *Волошина А.А.* Начальные условия моделирования работы гидравлического вращателя планетарного типа // *А.А. Волошина* / Праці ТДАТУ. – Мелітополь. – 2014. – Вип. 14. – т.4. – С. 81-94.

7. *Волошина А.А.* Обоснование начальных условий моделирования работы гидровращателя планетарного типа в составе гидроагрегата // *А.А. Волошина* / Науковий вісник ТДАТУ [Електронний ресурс]. – Мелітополь: ТДАТУ, 2014. – Вип.4. – т.1.– с. 76-87.

8. *Мальцев П.М.* Основы научных исследований / *П.М. Мальцев, Н.А. Емельянова.* – Киев: Вища школа, 1982. – 192 с.

9. *Панченко А.И.* Сравнительные стендовые исследования работоспособности серийного и модернизированного гидромоторов // *А.И. Панченко, С.В. Кюрчев, П.В. Обернихин, Д.С. Титов* / Праці ТДАТА. – Мелітополь, 2006. – Вип. 36. – С. 81-94.

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ОБЛАСТІ ЗМІНИ ВИХІДНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ГІДРАВЛІЧНИХ ОБЕРТАЧІВ ПЛАНЕТАРНОГО ТИПУ

Панченко А.І., Волошина А.А., Панченко І.А.

Анотація – робота присвячена проведенню повнофакторного експерименту з метою отримання рівнянь регресії, що описують зміну вихідних характеристик серійного і модернізованого гідравлічних обертачів планетарного типу в заданому діапазоні зміни їх геометричних і функціональних параметрів.

EXPERIMENTAL RESEARCH IN THE AREA FOR CHANGE OF OUTPUT CHARACTERISTICS OF PLANETARY HYDRAULIC ROTATORS

Panchenko A., Voloshina A., Panchenko I.

Summary

The article is dedicated to the carrying out of the factor analysis to obtain regression equations. The equations describe the change in the output characteristics of conventional and upgraded planetary hydraulic rotators. The output characteristics are changed in a specified range of their geometric and functional parameters.

УДК 631.15.001.7

ДО ОБГРУНТУВАННЯ ЕКОНОМІЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ КОРМОЗБИРАЛЬНИХ МАШИН

Морозов В.І., к.е.н.

Харківський національний технічний університет

сільського господарства імені Петра Василенка

Тел. (057) 738-36-92

Анотація – в статті розглянуті питання щодо підвищення ефективності кормозбиральних машин.

Ключові слова – економічна ефективність, кормозбиральні машини, технологічний процес, корма, посіви.

Постановка проблеми. Сільське господарство є однією з пріоритетних галузей економіки України. Номенклатура сільськогосподарських машин і знарядь налічує тисячі назв. Засоби механізації постійно удосконалюють з метою підвищення якості виконання технологічних процесів, зменшення енерговитрат, матеріалоємності, підвищення надійності.

Застосування в рослинництві сільськогосподарської техніки пов'язане з необхідністю вирішення ряду науково-технічних проблем при мінімальних затратах ресурсів та максимально можливій продуктивності машин. Використання окремих машин або агрегатів технологічно взаємно не пов'язаних не зможе вирішити проблему механізації рослинництва. І тільки комплексний підхід з точки зору застосування машин при виробництві і збиранні сільськогосподарських культур, тобто складання технологічних комплексів, дозволить вирішити проблему ефективного використання техніки і ресурсів взагалі.

При цьому необхідні і оцінки, і вибір, і застосування комплексів, які б при запланованій врожайності були економічно, енергетично ефективні і екологічно безпечні [1,2].

Аналіз останніх досліджень. Фактори економічної ефективності використання засобів механізації самі є взаємопов'язаними і, якщо не враховувати впливу одного або декількох факторів, то можна одержати результати з похибкою.

Вибір методу оцінки економічної ефективності кормозбиральних машин в значній мірі залежить від критерію оптимальності. Та-

кими критеріями можуть бути: мінімальна вартість машини, мінімальна кількість машин, мінімальна кількість експлуатаційних витрат [3,4].

Головним економічним показником при визначенні кількості і складу засобів механізації є величина експлуатаційних витрат на одиницю роботи при однаковій її якості, яка визначається агро- і зоотехнічними вимогами. В цьому показнику знаходять своє відображення інші – продуктивність, металоємність і складність машини.

Для порівняння економічної ефективності запланованого і сучасного складу машинно-тракторного парку необхідно скласти дві технологічні карти, в основу яких покласти запланований і існуючий рівень механізації.

Тому головним економічним показником при попередньому відборі енергетичних засобів і робочих машин є величина прямих експлуатаційних витрат на одиницю роботи при однаковій якості останньої, яка визначається агротехнічними вимогами. У цьому показнику знаходять своє відображення інші – продуктивність, металоємність і складність машин.

Формулювання цілей статті (постановка завдання). Проблема ефективного функціонування агрегатів, систем і всього парку машин була актуальною з моменту появи перших засобів механізації технологічних операцій в землеробстві. При цьому критерії, за якими проводились вибір і застосування сільгоспагрегатів, змінювалися та удосконалювалися у зв'язку з появою нової техніки та вдосконалення технологій, але проблема ефективності засобів механізації залишається актуальною по сьогоднішній день, особливо з врахуванням, перш за все, корінного реформування АПК, застосування в сучасному сільгоспвиробництві широкої гами техніки вітчизняного і закордонного виробництва та за існування різноманітних господарств за формами власності, за площами посівів при різних їх технологічних рівнях [5,6].

Основна частина. Рівень економіки господарств, головним чином, залежить від рівня продуктивності праці і собівартості продукції. В сільському господарстві боротьба за максимальне зниження виробничих витрат завжди була одним із першочергових і корінних питань його розвитку. Головна увага у всіх ланках планування і керівництва господарством повинна бути зосереджена на найбільш раціональному і ефективному використанні матеріальних і фінансових ресурсів, а також виключенню зайвих витрат і збитків.

Задача інтенсифікації сільськогосподарського виробництва головним чином полягає в покращенні використання МТП. Отже, зниження собівартості механізованих робіт є невід'ємною частиною зниження собівартості сільськогосподарської продукції.

Головною умовою зниження собівартості механізованих робіт є підвищення продуктивності праці механізаторів на основі кращого використання техніки шляхом організації більш рівномірної і повної завантаженості засобів механізації на протязі всього року, а не тільки за рахунок сезону польових робіт. Підвищення змінних норм виробітку за рахунок збільшення часу основної роботи шляхом ліквідації всіх видів простоїв, а також зменшення витрат часу на проведення підготовчо-заклучних і допоміжних операцій, більш правильного комплектування агрегатів і вмілого маневрування швидкостями під час роботи. Підвищенню продуктивності праці і зниженню собівартості механізованих робіт сприяє також підвищення технологічної кваліфікації механізаторських кадрів і краща організація їх праці.

Існує закономірність: чим продуктивніше використовуються машини, тим більший об'єм робіт виконується з їхньою допомогою, тим менша частина ремонтних витрат і амортизації, а також витрат нафтопродуктів припадає на один гектар механізованих робіт.

Це пояснюється тим, що у збільшенні виробітку частина витрат у загальній сумі залишається незмінною і їх величина у розрахунку на гектар умовної оранки зберігається. Зменшенню не виробничих витрат сприяють: скорочення простоїв машин, робота на підвищених швидкостях, скорочення холостих переїздів, ущільнення робочого дня і зменшення часу стоянки техніки в загоні з працюючим двигуном.

Крім того, на зниження собівартості механізованих робіт впливає зниження і прямих витрат.

Великим резервом зниження собівартості механізованих робіт є економія палива і мастильних матеріалів.

Значне місце у структурі витрат на експлуатацію МТП займають витрати на ремонт і технічний огляд. Одним із найбільш ефективних шляхів зниження ремонтних витрат є технічно грамотна експлуатація машин і організація технічного обслуговування техніки.

Розвиток тваринництва в Україні неможливий без створення міцної кормової бази. Для заготівлі потрібні 118 млн. тонн кормових одиниць, Україні не вистачає майже 50 % кормозбиральної техніки. Екстенсивний шлях простого збільшення потрібної техніки, який вимагає приблизно 24 млрд. грн. капітальних вкладень – нереальний через важкий фінансовий стан господарств і держави, та його низьку економічну ефективність. Тут залишається єдиний вихід: запропонувати такі ресурсоекономні технологічні процеси та технічні засоби, які б при теперішніх можливостях економіки забезпечили механізовану заготівлю потрібної кількості якісних кормів [7,9].

Серед багатьох факторів раціонального використання техніки взагалі, і зокрема кормозбиральної, особливої уваги заслуговує рівень

технічного оснащення господарств і структура машинно-тракторного парку.

Проблема збільшення виробництва високоякісних кормів при мінімальних витратах праці може бути вирішена шляхом широкого впровадження прогресивних технологій і науково-обґрунтованих технічних засобів для їх виконання.

При виконанні задачі обґрунтування кормозбиральних машин нами були проведені спостереження і експерименти у виробничих умовах господарств області.

Велись предметні спостереження за організацією, технологіями, використанням машин при збиранні таких кормових культур як кукурудзи на силос, однорічних і багаторічних трав з урахуванням марок і машин, їх продуктивності, термінів збирання, витрат контрольованих кормів.

Спостереження і експерименти дають підстави констатувати, що у господарствах застосовується різна організація праці щодо її ефективності, яка залежить не тільки від управлінсько-організаційної системи, але й, зокрема, від застосованих технологій вирощування і збирання сільськогосподарських культур і наявності кормозбиральної техніки.

Як відомо, технології можна застосовувати з урахуванням наявності і якості засобів механізації в господарствах.

А якщо порівняти комбайни КСК-100А і Е-281С, то по балансовій вартості Е-281С в 2,6 рази дорожчий, ніж КСК-100А. В той самий час продуктивність КСК-100А на $3,6 \div 36,46$ % більша, ніж Е-281С.

Порівняння самохідних косарок вітчизняної КПС-5Г і німецької Е-301 дозволяє привести наступні показники.

Продуктивність КПС-5Г на 40,7 % більша, ніж Е-281С.

Балансова вартість Е-281С в 1,8 рази більша, ніж КПС-5Г.

А затрати праці в чол.-год./га. при використанні Е-281С на 14,8 % більші, ніж КПС-5Г.

Два останніх приклади свідчать, що машини із далекого зарубіжжя не завжди мають перевагу над вітчизняними машинами, або тими, які випускались в колишньому СРСР.

Продуктивність кормозбиральних агрегатів залежить від забезпеченості їх транспортними засобами, станом культури і її забур'яненості.

Спостереження показали, що дуже часто не вистачає транспортних засобів для перевезення зрізаної маси.

За нашими спостереженнями у дослідних господарствах збиральні агрегати інколи простоювали до 45 хв. між суміжними завантаженнями. Велика забур'яненість (інколи досягає 50 %) культур також суттєво знижує продуктивність збиральних агрегатів і негативно

впливають на якість корму. Тобто зниження продуктивності засобів механізації збільшує терміни збирання, які виходять за межі рекомендованих агровимогами, а в таких умовах уже збільшуються витрати поживних речовин корму (від 0,9 до 2,1 %).

Слід також зауважити, що спостерігаються витрати зрізаної маси з моменту виїзду агрегату із загонки і до в'їзду в неї через низьку професійну підготовку механізаторів, які обслуговують агрегат і незгодженості їхніх дій.

Було також встановлено, що при несвоєчасному підборі валків, із запізненням, пророслі бур'яни пронизують валок і, при підборі його, частина зрізаної маси залишається на полі непідбраною, що спричиняє втрати і, таким чином, знижує врожайність кормових культур і їх якість.

Економічна ефективність нової техніки проявляється, насамперед, в підвищенні продуктивності суспільної праці, тобто в зниженні вартості одиниці продукції.

В масштабі окремого господарства цей критерій не може бути виражений безпосередньо якимось одним показником. Тому визначення економічної ефективності нової техніки здійснюється за допомогою системи показників, що включає в себе основні й додаткові (спеціальні) показники.

До основних показників відносять:

- капітальні вкладення, необхідні для придбання нової техніки;
- собівартість продукції (роботи);
- терміни окупності капітальних вкладень на придбання нової техніки;
- продуктивність живої праці.

Для характеристики окремих елементів ефективності нової техніки слід враховувати також додаткові (спеціальні) показники, що відображають специфічні особливості машини – продуктивність за годину роботи, витрату матеріалів, пального і електроенергії на одиницю роботи, метало- і енергоємність, якість роботи, ступінь експлуатаційної надійності, використання робочого часу та ін.

Крім цього, сільськогосподарські машини характеризуються ще показниками, які не піддаються кількісному виразу. До них, насамперед, належать показники полегшення праці, зручності і безпеки обслуговування машин.

Усі додаткові показники мають допоміжне значення. Нагромадження їх призводить на практиці до ускладнення визначення економічної ефективності нової техніки. В зв'язку з цим слід суворо обмежити і чітко визначити коло цих показників.

Для визначення показників економічної ефективності необхідно мати вихідні дані. Основними з них є: продуктивність машини за го-

дину (зміну) роботи; кількість обслуговуючого персоналу; річне навантаження на машину (в змінах); коефіцієнт змінності; вартість машини; вага машини; амортизаційні та ремонтні відрахування; вартість пального, електроенергії та матеріалів; норми і розцінки робіт; тарифні ставки та ін.

Висновки. За результатами досліджень і спостереженнями в виробничих умовах можна зробити висновки.:

1. Найбільш трудомісткою і найбільш коштовною є операція збирання кормів у порівнянні з іншими технологічними операціями при вирощуванні цих культур.

2. При обґрунтуванні збиральних машин важливим фактором виступає балансова вартість машини наряду з іншими важливими показниками.

Придбання закордонної збиральної техніки повинно всебічно обґрунтовуватись.

3. Підвищити якість кормів під час їх збирання можна за рахунок:

- зниження забур'яненості культурних рослин;
- зниження втрат кормів;
- зменшення простоїв кормозбиральних агрегатів.

Література:

1. *П.Т. Саблук.* Стратегічні аспекти реформування зернового виробництва в Україні / П.Т. Саблук / Економіка АПК, 1996, № 1. – С. 3-7.

2. Економічний довідник аграрника. За редакцією *Лузана Ю.Я.* та *Каблука П.Т.* – К., 2003. – 800 с.

3. *Варонавська О.В.* Економічний механізм формування і відтворення технічних засобів в аграрних підприємствах. /О.В. Варонавська Автореф. дис. к. е. н. / Донецьк, 1998. – 23 с.

4. *В. Осьмак, І. Качан.* Машини для заготівлі грубих кормів / В. Осьмак, І. Качан // Техніка АПК. 2003, № 6. – С. 11-13.

5. *И.П. Добролюбов, Г.Л. Утенков.* Оперативная оценка энергетических и технико-экономических показателей МТП. / И.П. Добролюбов, Г.Л. Утенков // Техника в сельском хозяйстве, 1998, № 3. – С. 22-25.

6. *А.П. Турченко.* Технично-економические показатели работы машин на уборке кормовой свеклы / А.П. Турченко / Техника в сельском хозяйстве. 1998, № 6.– С. 6-8.

7. *Морозов В.І.* Порівняльна економічна оцінка кормозбиральних машин і шляхи покращення якості їх роботи / В.І. Морозов / Вісник ХНАУ, № 6. – Харків, 2007. – С. 18-22.

8. *Морозов В.І.* Економічний аналіз кількісного і якісного стану тваринництва і шляхи його покращення / В.І. Морозов / Вісник ХНАУ, № 7. – Харків, 1997. – С. 237-241.

9. *Морозов В.І.* Аналіз економічних показників щодо зниження експлуатаційних витрат на збиранні кормових культур / В.І. Морозов / Вісник ХНТУСГ, Вип. 8. – Харків, 2007. – С. 180-186.

К ОБОСНОВАНИЮ ЭКОНОМИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ КОРМОУБОРОЧНЫХ МАШИН

Морозов В.И.

Аннотация – в статье рассмотрены вопросы повышения эффективности кормоуборочных машин.

ON THE PROOF OF THE ECONOMIC EFFICIENCY OF FORAGE MACHINES

V. Morozov

Summary

The paper deals with improving the efficiency of forage machines.

УДК 628.35; 621.433; 66.074

ОБҐРУНТУВАННЯ КОНСТРУКТИВНО-ФУНКЦІОНАЛЬНОЇ СХЕМИ БІОРЕАКТОРА – УСТАНОВКИ ДЛЯ ПЕРЕРОБКИ ОРГАНІЧНИХ ВІДХОДІВ (ГНОЮ)

Болтянський Б.В., к.т.н.

Таврійський державний агротехнологічний університет

Тел. (0619) 42-05-70

Анотація – у статті обґрунтовано конструктивно-функціональну схему біореактора – установки для переробки органічних відходів (гною), який дозволяє отримувати високоякісні знезараженні органічні добрива і біогаз – нетрадиційне джерело відновлюваної енергії.

Ключові слова – біомаса, біогазовий реактор, біогаз, біодобрива.

Постановка проблеми. Сучасний стан сільськогосподарського виробництва потребує зниження витрат енергії, пошуку її альтернативних джерел, отримання в достатній кількості якісних органічних добрив для відтворення родючості ґрунтів, а також усунення екологічних проблем, пов'язаних з забрудненням навколишнього середовища відходами тваринництва.

Однією з найбільш перспективних технологій утилізації безпідстилкового гною ВРХ є метанове зброджування, яке на відміну від традиційних технологій використання гною, дозволяє отримувати біогаз як нетрадиційне джерело енергії і високоякісні знезаражені органічні добрива [1].

Незважаючи на всі переваги і значні досягнення за останні десятиліття по розробці технологій і обладнання метанове зброджування не знайшло широкого використання в сільськогосподарському виробництві України. Впровадження метанового зброджування безпідстилкового гною ВРХ стримується декількома причинами, в тому числі високою матеріаломісткістю і складністю технологічного обладнання, а також відсутністю взаємозв'язку його основних біотехнологічних показників з сумісними технологічними операціями по принципу біоконверсного комплексу. Проте, до теперішнього часу ці питання практично не вирішені. Практично не вивчався процес підготовки біомаси

безпідстилкового гною ВРХ до ферментації з врахуванням параметрів технологічного процесу видалення та накопичення гною. Потребують подальшого дослідження основні параметри процесу і шляхи його інтенсифікації. Тому виникла необхідність в розробці більш ефективних конструкцій мікробіологічних реакторів.

Аналіз останніх досліджень. Проблемами та перспективами виробництва біогазу як альтернативного джерела енергії займаються такі дослідники та вчені, як Гелетуха Г.Г., Демчак І.М., Долінський А.А., Желєзна Т.А., Жовмір М.М., Калетнік Г. М., Кернасюк Ю.В., Кобець М.І., Козир В.С., Коненченков А.Є., Кузнецова А.В., Павліський В.М., Сокрут О.В., Лісничий В.М., Нагірний Ю.П., Тимченко Л.О., Чернявський С.Є., Скляр Р.В. та ін. Проте дана проблематика є настільки актуальною, що потребує всебічних системних досліджень.

Формулювання цілей статті (постановка завдання). Метою роботи є обґрунтування конструктивно-функціональної схеми біореактора – установки для переробки органічних відходів (гною). Проведено аналіз існуючого обладнання для метаногенезу органічних відходів. На основі аналізу розроблена удосконалена схема реактора-метантенка біогазової установки.

Основна частина. Запропонована удосконалена конструкція біореактора малої ємкості для сільськогосподарських підприємств і фермерських господарств, який призначений для отримання газоподібного палива (біогазу), теплової і електричної енергії та екологічно чистих високоефективних органічних добрив при біотехнологічній переробці всіх видів органічних відходів (гною, посліду, фекально-сечових стоків, твердих побутових відходів, рослинних рештків) ферми ВРХ, свиноферми, або птахофабрики. Об'єм біореактора 10 м³. За аналог взято російську біогазову установку «БІОЕН-1».

Після визначення всіх складових частин біогазового реактора була розроблена його конструктивно-функціональна схема (рис. 1).

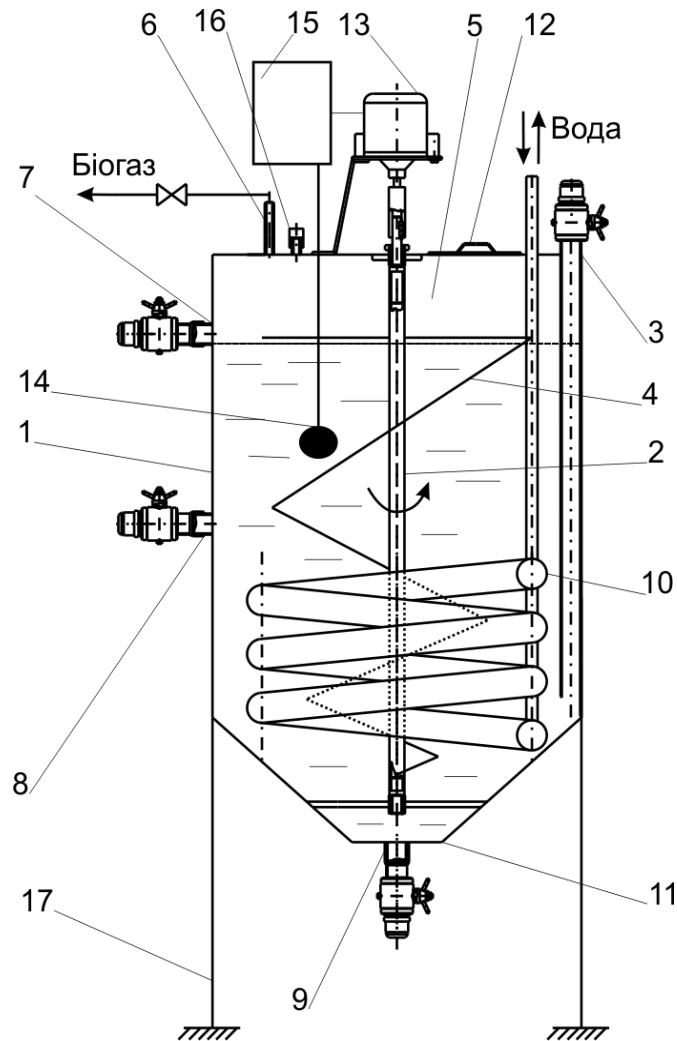


Рис. 1. Конструктивно-функціональна схема мікробіологічного реактора: 1 – корпус реактора, ззовні теплоізолюваний; 2 – вал змішувача; 3 – патрубок завантажувальний; 4 – шнек; 5 – газова камера; 6 – патрубок відбору; 7 – зливний патрубок; 8 – резервний патрубок; 9 – патрубок повного зливу; 10 – теплообмінник; 11 – з’ємне дно реактора; 12 – кришка реактора; 13 – електродвигун; 14 – датчик температури; 15 – блок автоматичного керування; 16 – запобіжний клапан; 17 – опора реактора.

Мікробіологічний реактор служить для метанового зброджування безпідстилкового гною і являє собою резервуар, який складається з верхньої циліндричної і нижньої конічної частин (див. рис. 1).

Біомаса завантажується крізь патрубок завантаження 3 у реактор, у нижній частині метантенка вона підігрівається спіральним теплообмінником 10, по якому рухається тепла вода. Біомаса перемішується шнековим змішувачем 2,4, верхня спіраль якого повинна бути вище рівня субстрату. Змішувач приводиться в рух електродвигуном 13, який вмикається 1 раз у годину на 5 хвилин, швидкість обертання шнека становить 2-5 об./хв. В процесі змішування досягається однорі-

дність біомаси і руйнується кірка на її поверхні. Відпрацьований субстрат виходить крізь зливний патрубок 7, також необхідно передбачити наявність резервного патрубку 8, який виконає свої функції у випадку забивання основного. Дно метантенка пропонується зробити з'ємним, щоб можна було отримати доступ до його нижньої частини. У центрі дна розташований патрубок повного зливу. За температурою біомаси у реакторі і режимами роботи електродвигуна слідкує блок автоматичного керування 15, який отримує дані з датчика температури 14. Біогаз збирається у верхній частині метантенку над біомасою у газовій камері 5. Далі крізь патрубок відбору 6 він переходить у газгольдер. На випадок перевищення допустимого значення тиску у кришці реактора запроектовано запобіжний клапан 16. Також у кришці метантенка потрібно передбачити технологічні люки 12.

Найважливішим елементом біогазової установки є метантенк. Від його конструкції залежить продуктивність й економічна ефективність всієї установки. Для вибору форми, розмірів і конструкції реактора вирішальну роль грають такі фактори, як: масова витрата субстрату при заповненні; заданий вихід газу або ступінь зброджування субстрату як функція від концентрації сухих речовин, завантаження робочого простору, часу циклу зброджування та інтенсивності перемішування; система виробництва; рівень механізації [2]. Приймаємо циліндрично-конічну форму менантенка.

Габаритні розміри реактора визначаємо, виходячи з ємності його камери бродіння (10 м^3) і форми (рис. 2). Визначаємо об'єм камери бродіння реактора, як суму об'ємів двох простих геометричних тіл (циліндра і конуса).

$$V_K = V_1 + V_2 = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot h + \frac{\pi \cdot (H - h)}{12} \cdot (D^2 + d^2 + D \cdot d) \quad (1)$$

З конструктивних міркувань (зручність завантаження, форма оптимального поперечного перерізу, простота виготовлення) визначимо співвідношення між геометричними розмірами:

$$\begin{aligned} H: D &= 4: 3; \\ H - h &= H/4; \\ h &= 3H/4; \\ d &= 0,5 \text{ м.} \end{aligned}$$

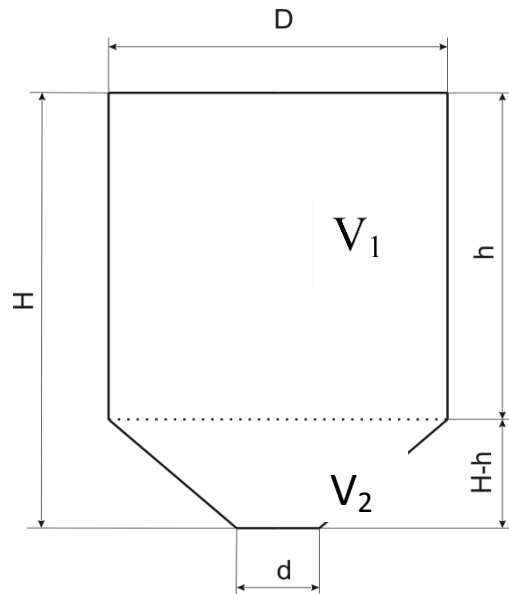


Рис. 2. Схема форми реактора.

Враховавши, що $V_k=10\text{м}^3$, $H=x$ і підставивши визначені вище співвідношення у формулу (1), отримаємо рівняння 3-го ступеня

$$\frac{\pi}{4} \cdot \left(\frac{3}{4} \cdot x\right)^3 + \frac{\pi}{12} \cdot \frac{x}{4} \left(\left(\frac{3}{4} \cdot x\right)^2 + 0,5^2 + 0,5 \cdot \frac{3}{4} \cdot x\right) - 10 = 0. \quad (2)$$

Знаходимо вирішення даного рівняння у середовищі Mathcad: $x = 2,733\text{м}$.

Звідси визначаємо геометричні розміри камери бродіння реактора: $x = H = 2,733\text{ м}$; $D = 3 \cdot 2,733/4 = 2,05\text{ м}$; $H - h = 2,733/4 = 0,683\text{ м}$; $h = 2,05\text{ м}$.

Приведемо геометричні розміри камери бродіння до нормальних лінійних розмірів згідно ГОСТ 6636-69: $H = 2,8\text{ м}$; $D = 2\text{ м}$; $H - h = 0,71\text{ м}$; $h = 2\text{ м}$.

Визначення повної висоти реактора [3]

$$H_n = \frac{(100+15)}{100} \cdot H = \frac{(100+15)}{100} \cdot 2,8 = 3,22\text{ м}. \quad (3)$$

Для теплоізоляції застосовуємо мати зі скляного штапельного волокна. Матеріалом для виготовлення основного корпусу служить листовая сталь.

Щоб отримати необхідну для процесу бродіння температуру і по можливості підтримувати її на постійному рівні, слід передусім підіг-

ріти субстрат, що подається в реактор, до потрібної температури. Додаткове підведення теплоти необхідне для компенсації теплових втрат. У принципі теплоту можна підводити до субстрату в робочий простір реактора або до живильного пристрою. Оскільки перепади температури негативно впливають на хід біологічного процесу, необхідно по можливості об'єднати підведення теплоти з інтенсивним перемішуванням. Крім того, у системі підведення теплоти необхідно передбачити, щоб на поверхнях теплопередачі не відкладалися зважені в субстраті тверді частинки (тому рекомендується, наприклад, високі швидкості руху субстрату відносно поверхонь теплопередачі), або щоб ці поверхні легко очищувалися. А це вже досить складне конструктивне рішення. І ще, дуже важливо, на роботу теплообмінника не повинна впливати наявність у субстраті твердих матеріалів (наприклад, стебел соломи, пир'я, шерсті тощо) [4].

Пропонуємо застосувати у розроблюваній конструкції метантенку підігрів у робочому просторі. Для невеликих реакторів з перемішувальними пристроями цілком підходять теплообмінні нагрівальні агрегати (наприклад шланги, циліндричні або плоскі теплообмінники), крізь які прокачується гаряча вода $t \leq 60^{\circ}\text{C}$ та які можна виймати з реактора при його очищенні. Саме циліндричний теплообмінник у вигляді спіральної трубки використовуємо у проектуваному реакторі.

Для перемішування субстрату пропонується застосувати шнекову мішалку, що приводиться в дію електродвигуном [5].

Висновки. На основі проведеного аналізу і технічної характеристики серійної біогазової установки «БІОЕН-1» розроблена удосконалена конструктивно-функціональна схема реактора-метантенка.

Корпус реактора циліндрично-конічної форми розміщений вертикально. Мішалка шнекова співвісна з корпусом реактора. Підігрівач розташований в робочому просторі реактора, являє собою спіральну трубку по якій тече нагріта вода.

Даний реактор може переробляти органічні відходи ВРХ, свиней, птиці з невеликих фермерських господарств, його об'єм – 10 м^3 . Щоденно реактор здатний перобити 640 кг гною. Вихід біогазу $17,6 \text{ м}^3/\text{добу}$. Річний вихід органічних добрив 170 т. На підігрівання біомаси потрібно $2 \text{ м}^3/\text{добу}$ біогазу або в тепловому еквіваленті: 31,5 МДж у теплий період року (245 днів) і 74,2 МДж у холодний період (120 днів).

Література.

1. Нікітенко А.М. Екологічні проблеми та їх значення у відтворенні великої рогатої худоби // Вісник БДАУ. Зб.наук.праць. – Біла Церква, 2008. Вип. 7.-4.1 – С. 224-230.

2. Скляр А.Г. Анализ показателей для контроля биологического процесса анаэробного разложения/ А.Г. Скляр, Р.В. Скляр//MOTROL. Commission of Motorization and Energetics in Agriculture – 2015. Vol.17. No. 9. 65-70.

3. Дубровін В. Біопалива (технології, машини і обладнання) / В. Дубровін, М. Корчемний, І. Масло. – К.: ЦТІ «Енергетика і електрифікація», 2006. – 256 с.

4. Корчемний М.О. Енергозбереження в агропромисловому комплексі / М.О. Корчемний, В.С. Федоренко, В.В. Щербань. – Тернопіль: Підручники та посібники, 2001. – 984 с.

5. Баадер В. Биогаз. Теория и практика / В. Баадер, Е. Донс, М. Брендерфер. Перевод с немецкого М.И. Серебряного. - М., 2006.

ОБОСНОВАНИЕ КОНСТРУКТИВНО-ФУНКЦИОНАЛЬНОЙ СХЕМЫ БИОРЕАКТОРА - УСТАНОВКИ ДЛЯ ПЕРЕРАБОТКИ ОРГАНИЧЕСКИХ ОТХОДОВ (НАВОЗА)

Болтянский Б.В.

Аннотация – в статье обоснована конструктивно-функциональная схема биореактора - установки для переработки органических отходов (навоза), который позволяет получать высококачественные обеззараженные органические удобрения и биогаз - нетрадиционный источник возобновляемой энергии.

SUBSTANTIATION OF IS CONSTRUCTIVE-FUNCTIONAL DIAGRAM OF THE BIOREACTOR - INSTALLATIONS FOR THE PROCESSING OF ORGANIC WASTE (MANURE)

B. Boltianskiy

Summary

In the article the structural and functional diagram of the bioreactor - Installations for the processing of organic waste (manure), which allows high-quality decontaminated organic fertilizer and biogas - an unconventional source of renewable energy.

УДК 664.724

ОСОБЕННОСТИ ХРАНЕНИЯ ЗЕРНОВЫХ ЗАПАСОВ

Кюрчев С.В., к.т.н. ,

Верхоланцева В.А., аспирант*.

Таврический государственный агротехнологический университет

Тел. (0619) 42-13-06

Аннотация – работа посвящена эффективности различных способов хранения зерновых культур, а так же представлены преимущества и недостатки этих способов .

Ключевые слова – хранение, зерновые, эффективность хранения, одноэтажный склад, ток, элеватор, металлический силос, полиэтиленовый рукав.

Постановка проблемы. Сохранение и рациональное использование всего выращенного урожая, получение максимума изделий из сырья сегодня является одной из основных государственных задач. В последние годы хранению зерна предложены новые эффективные и, вместе с тем, экономичные способы. Несмотря на это, проблема сохранности, как количества продукции, так и ее качества в период хранения по-прежнему актуальна. Для повышения эффективности использования того или иного способа хранения важно учитывать его особенности. В связи с этим, были определены задачи, предусматривающие проведение исследований по анализу эффективности различных способов хранения зерна в хозяйствах [1,2].

Анализ последних исследований. В связи с сезонностью зернового производства возникает необходимость хранения в нашей стране запасов зерна для их использования на различные нужды в течение года и более. Многовековой опыт показывает, что сохранение человеком зерновых запасов – большое и сложное дело. Несмотря на недостаток зерна и зерновых продуктов, еще значительная часть их в период хранения гибнет и не доходит до удовлетворения нужд человека. За период прошлых лет значительные изменения в технической базе хранения зерна произошли и в нашем государстве. Значительно повысился удельный вес элеваторов и механизированных складов. Возросла степень механизации работ с зерном и зерновыми продуктами во всех звеньях народного хозяйства. Это позволило ввести в практи-

© Кюрчев С.В., Верхоланцева В.А.

* Научный руководитель – к.т.н., доц., Кюрчев С.В.

ку новые усовершенствованные технологические приемы, обеспечивающие сокращение потерь зерна и снижение издержек при его хранении [2,3].

Формулирование целей статьи (постановка задания). Анализ способов хранения зерна пшеницы, а также их преимущества и недостатки.

Основная часть. Сохранение и рациональное использование всего выращенного урожая, получение максимума изделий из сырья сегодня является одной из основных государственных задач.

Хранение, являющееся заключительным этапом производства зерна, - это наука, которая изучает особенности зерна и зерновых масс в целом как объектов хранения, а также влияние физических, химических и биологических факторов на состояние зерна. Хранение зерна и зерновых продуктов требует огромной материально-технической базы и кадров специалистов, владеющих основами знаний в этой области.

Способ хранения зерновых масс зависит преимущественно от их физических и физиологических свойств. Все партии зерна, особенно семена, надо хранить в специальных хранилищах. Зернохранилища классифицируют по многим признакам, важнейшими из которых являются: период хранения (временного или длительного) конструктивные особенности (навесы, склады, элеваторы и т.п.); виды операций, которые в них проводятся (только хранение или хранение и обработка); степень механизации (механизированные, полумеханизированные, механизированные) наличие и тип установок для активного вентилирования семян (канальная, напольная, переносная и др.). Хранение зерна может быть временным - от нескольких суток до одного-трех месяцев или долгосрочным - от нескольких месяцев до нескольких лет. Как временное, так и долгосрочное хранение зерновых масс надо организовать так, чтобы предотвратить потери массы (кроме биологических) и снижению ее качества [4, 5].

Таким образом, определены следующие способы хранения зерна, являющиеся наиболее распространенными в настоящее время [4]:

– хранение в одноэтажном немеханизированном складе. В собственности многих сельскохозяйственных предприятий имеются типовые одноэтажные зернохранилища. В настоящее время этот способ по-прежнему широко используется для хранения зерновых масс в фермерском хозяйстве (рис. 1);



Рис.1. Зернокомплекс для хранения зерна.

– хранение зерна в бунтах на крытой площадке тока. Широкое применение этого способа обусловлено нехваткой в сельскохозяйственных предприятиях, особенно в небольших фермерских хозяйствах, специализированных хранилищ для зерна.

– хранение зерна в металлических силосах емкостью 200 тонн. Способ хранения зерна в металлической емкости, широко распространенный у фермеров за рубежом, в последние годы находит все более широкое применение в сельскохозяйственном производстве нашей страны.

– хранение зерна в элеваторе. Основной способ хранения, ранее применяемый, обеспечивал хранение основной массы зерна, заготавливаемого государством. В настоящее время элеваторы продолжают использовать для хранения зерна различного целевого назначения.

– при хранении сельскохозяйственной продукции применяется технология хранения зерна в герметичных гибких полиэтиленовых шлангах. Без доступа воздуха исчезает способность к размножению и развитию паразитов и грибков, который обеспечивает продолжительное хранение. В Украине этот способ хранения применяется пока только отдельными сельскохозяйственными предприятиями.

Преимуществами данной технологии есть:

- экономия средств на хранении зерна за счет сокращения затрат на хранилища, логистику и транспорт;
- хранение отсортированного зерна;
- отсутствие обезличения и заниженной оценки элеваторами качества зерна (потеря в цене);
- получение на выходе зерна высшего качества (выигрыш в цене);
- избегается обезличения зерна, то есть берется из мешка то самое зерно, которое туда упаковали, а не перемешанное с зерном того

же класса, но с низким содержанием клейковины, как это происходит на элеваторе.

Себестоимость хранения в рукавах (шлангах) может быть в 2-3 раза ниже, чем на элеваторе.



Рис. 2. Хранение зерна в полиэтиленовых рукавах.

Основной способ хранения зерновых масс – хранение насыпью. Преимущества его следующие: значительно эффективнее используется зернохранилище; имеется больше возможностей для механизированного перемещения зерновых масс; облегчается борьба с вредителями хлебных запасов; удобнее организовать наблюдение за качеством зерна; отпадают расходы на тару; меньшая себестоимость хранения зерна. Хранение насыпью может быть напольным или закромным (в небольших закромах и бункерах).

Достоинства складов напольного хранения:

- возможность хранить небольшие партии зерна;
- возможность хранить в одном складе несколько различных партий зерна за счет деления склада хлебными сборно-разборными щитами на отдельные отсеки;
- небольшая высота насыпи и достаточный естественный воздухообмен обеспечивают надежное хранение семенного зерна, масличных и мелкозерновых культур, а также зерна кукурузы;
- возможность оборудования складов установками для активного вентилирования;
- меньшее сопротивление для воздуха при активном вентилировании;
- возможность выгрузки склада передвижной механизацией без использования технологической линии;
- воздушное межстеночное пространство позволяет компенсировать перепады температур окружающей среды и зерна для предотвращения появления конденсата;

- самое главное достоинство склада перед силосом - это стоимость одной тонны размещения.

Стоимость одной тонны размещения зерна в складе при новом строительстве меньше, чем в силосе, от 20% до 40%.

А также есть недостатки складов напольного хранения:

- относительно большая площадь застройки по сравнению с металлическими силосами (при одинаковых объемах хранения площадь увеличивается от 1,2 до 1,5 раз);

- необходимость использования передвижной механизации при зачистке.

Таким образом, с учетом низких затрат на хранение и минимальных потерь продукции в этот период, наиболее перспективным способом хранения зерна в условиях сельскохозяйственного производства являются металлические зернохранилища.

Выводы. Проанализировав нами, представлены наиболее эффективные способы хранения зерновых запасов, которые позволят определиться для фермеров, какой способ хранения наиболее рациональный в условиях сельскохозяйственного производства. По причине острой нехватки зернохранилищ в хозяйствах аграрии вынуждены размещать зерно на площадке под навесом, теряя при этом значительную часть урожая. Элеваторы способны обеспечить сохранность количества и качества зерна, но высокая стоимость хранения является серьезным аргументом не в пользу этого способа хранения. Использование современных методов хранения зерна – в металлических силосах, зернохранилищах и полиэтиленовых рукавах, как показал проведенный нами анализ, позволит снизить потери количества и качества зерна.

Литература:

1. *Малин Н.И.* Технология хранения зерна / Н.И. Малин. – М.: Колос, 2005. – 280с.

2. *Маленький Б.Е.* Технология приемки, хранения и переработки зерна / Б. Е. Маленький, В. Б. Лебедев, Г. А. Винников – М.: Агропромиздат, 1990. – 367с.

3. *Аккман А.* Обработка и хранение зерна /А. Аккман, В. Берндт, В. Эккс и др. – Агропромиздат, 1985. – 320с.

4. *Вобликов Е.М.* Технология элеваторной промышленности / Е.М. Вобликов – Лань.:2010. – 384с.

5. *Вобликов Е.М.* Послеуборочная обработка и хранение зерна / Е.М. Вобликов, В.А. Буханцов, Б.К. Маратов, А.С. Прокопец – МарТ.:2001. – 240с.

ОСОБЛИВОСТІ ЗБЕРІГАННЯ ЗЕРНОВИХ ЗАПАСІВ

Кюрчев С.В., Верхоланцева В.О.

Анотація – робота присвячена ефективності різних способів зберігання зернових культур, а так само представлені переваги та недоліки цих способів.

FEATURES STORAGE GRAIN STOCKS

Kiurchev S., Verholantseva V.

Summary

The paper is dedicated to the effectiveness of different methods of grain storage, and also presents the advantages and disadvantages of these methods.

УДК 631.363

РЕКОМЕНДАЦІЇ ЩОДО СТВОРЕННЯ ПОВНОРАЦІОННИХ КОРМІВ ДЛЯ МОЛОДНЯКУ ВЕЛИКОЇ РОГАТОЇ ХУДОБИ

Мілько Д.О., к.т.н. ,

Бакарджиєв Р.О., к.т.н.

Таврійський державний агротехнологічний університет

Тел. (0619) 42-05-70

Анотація – роботу присвячено відображенню світового та вітчизняного передового досвіду годівлі молодняку великої рогатої худоби.

Ключові слова – телята, корми, раціони кормів, молозиво, замінники молока.

Постановка проблеми. Важливою умовою високої продуктивності великої рогатої худоби є повноцінне годування. Інтенсивний розвиток тваринництва можливий, понад усе, у разі згодовування високопоживних кормів, які містять достатню кількість протеїну, мінеральних та біологічно активних речовин. Потреба великої рогатої худоби у мікроелементах визначається віком, фізіологічним станом, рівнем продуктивності та масою тіла. Також необхідно враховувати той факт, що насиченість мікроелементами різних кормів не однакова і мікроелементи зустрічаються в них у різних формах. Це ускладнює їх біологічну доступність. Тобто наявність мікроелементу не гарантує його повного засвоєння.

Аналіз останніх досліджень. Існує декілька завдань, виконання котрих призведе до успішного управління системою відтворення молодняку, а надалі і всієї молочної череди:

- формування імунної системи телят якнайшвидше після народження;
- зниження стресових випадків та мікробіологічних проблем у телят;
- забезпечення необхідною годівлею;
- забезпечення необхідними методами лікування телят.

А саме тому одразу після народження на протязі дванадцяти годин телятам необхідно згодовувати молозиво (рис. 1) як джерело протеїнів, жирів, мінералів та антитіл. Загальна кількість протеїну та жи-

рів в молозиві значно перевищує кількість жирів та протеїнів у молоці, тоді як рівень лактози у молоці значно вище ніж у молозиві. Підвищена місткість протеїнів та імуноглобулінів спостерігається лише при першому доїнні (годівлі) після пологів на протязі 6 годин. Кількість імуноглобуліну підвищується приблизно у 56 разів у порівнянні з послідовними доїннями (годівлями). В подальших згодовуваннях кількість імуноглобуліну знижується на 30% та 70% при другому та третьому доїнні чи годуванні відповідно. Це дуже важливий етап в становленні здорового теля. Тому як імуноглобулін не формується у молочних залозах матері, а утворюється на останніх стадіях запуску у крові, та безпосередньо перед пологами потрапляє до молозива [1, 2].



Рис. 1. Згодовування молозива телятам

Формулювання цілей статті (постановка завдання). Підвищення ефективності використання кормових компонентів при годівлі телят на основі рекомендацій до створення повноцінних раціонів.

Основна частина. У 4-6-денному віці телятам можна додавати замітники молока, які представляють собою або законсервоване молоко, або відновлене з порошкового. Але не слід забувати, що замітники молока містять значно менше протеїну та жирів ніж у цільному молоці.

Взагалі-то у якості компонентів, які входять до промислових заміників молока входять залишки молочного виробництва, а саме сироватка, казеїн, сухі вершки. Використовуються і альтернативні джерела протеїнів, такі як соя, пшениця та картопля. Адже використання сироватки є більш ефективним, тому як вона краще перетравлюється та засвоюється телятами.

Якість молочних заміників дуже відрізняється, особливо дешевих заміників молока. До складу таких, недорогих, заміників вхо-

дять альтернативні протеїновмісні продукти (дуже часто рослинного походження), а це в свою чергу призводить до негативних наслідків з погіршенням здоров'я та поведінки тварини, особливо у віці тварини до 3 тижнів. При виборі замітника молока слід звернути увагу на наступні пункти:

- репутація виробника;
- хімічний склад продукту;
- компоненти, що входять до складу продукту.

Зазвичай замітники молока містять у собі більше ніж 50% обезводнених вершків, не менше ніж 20% протеїну (22-24% при використанні рослинних жирів). Підвищений рівень рослинних жирів для компенсації погіршення перетравності та засвоєння амінокислот з продуктів рослинного походження.

Жирів в заміниках молока повинно міститися не менше 10%, однак при утриманні тварин у загонах або у холодну пору року, зміст жирів повинен складати 15-20%. Важливим моментом при годуванні виступає наявність та кількість мінеральних домішок, приблизний склад необхідних компонентів наведений у табл. 1 [1].

Таблиця 1 – Рекомендований склад заміників молока

Компонент	Кількість
Протеїн взагалі (%)	22
Жири (%)	10
Макромінерали	
Кальцій (%)	0,7
Фосфор (%)	0,6
Магній (%)	0,07
Калій (%)	0,6
Натрій (%)	0,1
Хлориди (%)	0,2
Сульфати (%)	0,29
Мікромінерали	
Залізо (мг/кг)	100
Кобальт (мг/кг)	0,1
Мідь(мг/кг)	10
Марганець (мг/кг)	40
Цинк (мг/кг)	40

Йод (мг/кг)	0,25
Селен (мг/кг)	0,3
Вітаміни	
Вітамін А (МО/кг)	3800
Вітамін D (МО /кг)	600
Вітамін Е (МО /кг)	40

Для стимуляції скорішого переводу телят на замітники молока можна обмежити годування сумішами з цільного молока, які містять 18% протеїну. Однак замітники молока повинні містити більш ніж 18% протеїну (20-24%), при чому телята повинні мати можливість постійного доступу до годівниць для отримання максимального денного приросту.

Також існують спеціалізовані замітники молока, наприклад Multimilk та Multimilk premium від фірми VVS. До складу цих заміників входить обезводнена сироватка, сухі вершки, кокосовий жир, пальмова олія, екстракт протеїну з пшениці або сої. При чому ці замітники можна додавати у раціон телятам у віці 3 днів.

Відлучення телят не можна проводити до тих пір, доки рубець не зможе повністю забезпечувати поживними речовинами організм телят. Зазвичай відлучення відбувається тоді, коли вага та апетит теля випереджає розвиток за віком. Як правило, це відбувається миттєво, у випадку коли телята споживають від 800 до 900 г стартового замітника на протязі двох наступних днів. Приблизно цей період відповідає 35 – 40 дням від народження та масі теля 65 - 70 кг (Гольштенська порода).

Дуже важливою передумовою подальшого стимулювання розвинення рубцевої діяльності є якісний фураж. Особливо це має значення при відлученні телят. Однак підвищена місткість фуражу затримує розвиток рубцевих тканин, що призводить до зниження виробництва пропіонової та масляної кислот відносно ацетатів.

Рубцева діяльність дістає свого оптимального розвитку у проміжку між 4 та 8 тижнями від народження теля. Стартовий раціон набагато важливіший ніж фураж, так як виступає джерелом легкозасвоєваних вуглеводів, що сприяє розвиненню рубця.

Стартовий раціон із зерна повинен бути запропонований з 3-4 діб від народження та продовжувати згодуватися до чотиримісячного віку тварини. Телята отримують порцію стартового раціону разом із рідким, він повинен розміщуватися на дні ковша, з якого теля отримує і рідкі суміші. Або, якщо не має такої змоги, то порцію стартового

раціону видають вручну. Стартовий раціон зазвичай починають додавати на стадії 7 – 14 днів від народження (рис. 2).

До стартового раціону висувають такі вимоги:

- висока якість;
- свіжість;
- привабливий смак;
- грубий помел.



Рис. 2. Введення стартового раціону до годівлі телят.

Склад поживних речовин стартового раціону для телят наведений у табл. 2. [2]

Приклади стартових раціонів кормів наведені у табл. 3 та 4.

Таблиця 2 – Склад поживних речовин стартового раціону

Поживні речовини	(%)
Загальні протеїни	18 – 20%
Загальні легкоперетравні речовини	80%
Кислото розчинні волокна	15%
Інші концентрати	3 - 5%

Кальцій	0,60%
Фосфор	0,40%
Мідь	10 мг/кг
Цинк	42 мг/кг
Марганець	30 мг/кг
Vitamin A	6000 МО/kg
Vitamin D	1400 МО/kg
Vitamin E	50 МО/kg

Таблиця 3 – Приклади стартових раціонів кормів для телят, %
(механічна обробка)

Складові	Раціон		
	А	В	С
Подрібнена кукурудза або кукурудзяна мука	50		
Подрібнена або розлущена кукурудза		51	37
Подрібнені або грубо змелені ячмінь, овес, пшениця	25	26	37
Соева мука	18	16	
Соняшникова мука			19
Меяса	5	5	5
Мінеральні та вітамінні премікси	1,5	1,5	1,5
Мінеральні солі	1	1	1

Таблиця 4 – Приклади стартових раціонів кормів для телят, % (гранульовані корми)

Складові	%
Пшениця	30
Ячмінь	21
Овес	16,5
Соева мука	14
Ріпакова мука(зі зниженим вмістом кислот)	4
Обезводнена мука з люцерни	4

Пилоподібне, сухе, цільне молоко	3
Меляса	5
Мінерально – вітамінні премікси	2
Подрібнений вапняк	0,3
Йодована кобальтова сіль	0,2

Телята повинні споживати близько 1,5 – 2 кг стартового раціону на день (рис.3), при чому повинен бути забезпечений постійний доступ до корму та води. Також необхідно давати телятам близько 90 г на день солі та мінеральних добавок. Все це дуже важливо для телят, тому що стартовий раціон є єдиним джерелом поживних речовин майже до 4-місячного віку.

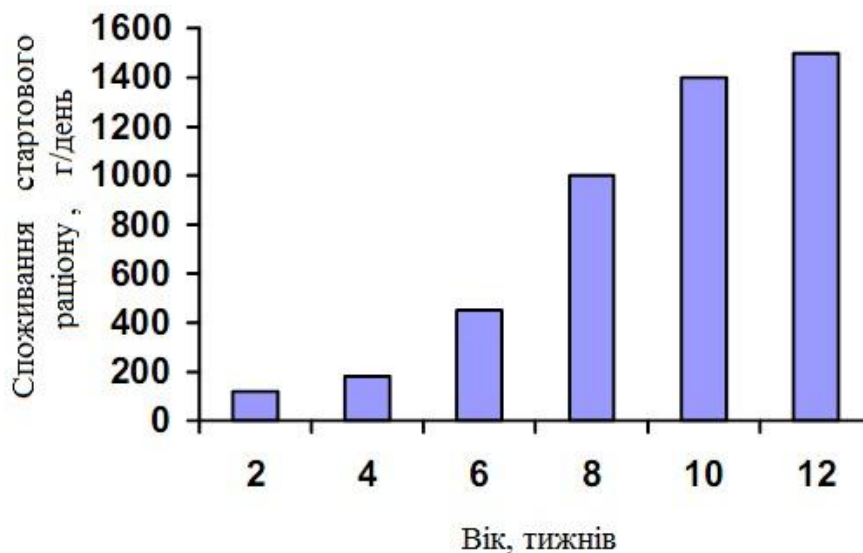


Рис. 3. Споживання стартового раціону згідно віку теля.

За даними Вінницького інституту кормів УААН під час годівлі молодняку ВРХ необхідно контролювати склад раціонів, вміст необхідних поживних та біологічно активних речовин, в тому числі і мінеральних. При проведенні аналізу господарчого раціону на вміст заліза, міді, цинку та марганцю вчені прийшли висновку щодо балансування раціону кормів, особливо двомісячних телят. Найбільший вміст заліза спостерігався в сіні різнотрав'яних культур, тоді як вміст міді навпроти був найнижчий. Коренеплоди містять багато марганцю, а що стосується міді - також найнижчий результат. Вміст заліза в молоці був, як і у сіна, високий. А от вміст міді і марганцю був однаковий. Комбіновані корми за своїм вмістом практично повністю задовольняли потребу у мікроелементах окрім заліза. Якщо відобразити це в цифрах, то справа буде виглядати наступним чином: з 100 % заліза, яке потрапляє до ор-

ганізму тварини засвоюється лише 77,6 %, інше втрачається з неперетравними залишками та сечею (відповідно 18,42% та 3,97%). Спостереження вмісту цинку у цих же господарчих раціонах виявило лише 70-80% від загально необхідної кількості для нормального функціонування тварини. Тоді як організм теля здатен засвоїти лише 30мг (42-50% від необхідної кількості), що пов'язано з віковими відмінностями, не говорячи про те, як пригнічують адсорбцію цинку такі елементи, як ртуть, мідь та кадмій. Магнію та його сполук міститься в господарських раціонах лише половина від необхідної кількості (52%). Все це при тому, що засвоєння магнію також складає близько 50% від отриманого з раціону. Єдиною втіхою, щодо марганцю є те, що він практично повністю утримується в організмі. Біологічна доступність міді складала лише 47,7%, і все це при тому, що в дослідних кормах місткість міді складала 100% від необхідної кількості [3].

Все вище наведене призводить нас до висновку, що збалансовані корми - це ще не останній підрахунок необхідної кількості поживних речовин у кормах. Тому розглядання раціонів кормів необхідно проводити і з урахуванням, так званої біологічної доступності. Іншими словами – це ті поживні речовини, які безпосередньо беруть участь у «будуванні» тварин. Існують препарати, які можуть доповнити вже збалансований на перший погляд раціон мікроелементами та необхідними амінокислотами. До цих препаратів слід віднести такі як Amino Plus від фірми VVS. Добавка працює наступним чином, захищені протеїни проходять крізь рубець та перетравлюються в тонкому кишечнику, де вони значно краще засвоюються організмом тварини. Даний препарат має наступні переваги:

- містить 72% перетравного протеїну виготовленого за унікальною технологією;
- це натуральний продукт з гарними смаковими якостями та 95% перетравністю у тонкому кишечнику;
- оптимальний баланс амінокислот;
- має однорідну якість;
- підвищення добового виробництва молока;
- знижує місткість азоту у виділеннях тварини;
- знижує появи метаболічних порушень;
- підвищує місткість не жирної, сухої речовини в молоці. [4]

Препарат Amino Plus поєднує у собі збереження протеїнів при проходженні рубця, що дозволяє у повній мірі перетравлюватися в тонкому кишечнику. До того ж цей препарат має чудові смакові якості та повний набір необхідних амінокислот. Все це було доведено при довгострокових дослідженнях на кращих фермах Чехії.

Висновки. Для отримання здорового поголів'я, яке, до того ж, можна буде називати високопродуктивним, слід додержуватися вимог, висунутих до годівлі молодняку з перших днів народження провідними інститутами та установами. Однак загальновідомий факт, що раціони кормів при виробництві продукції тваринництва являють собою основу успішного підприємництва не гарантує того, що господарства мають інформацію щодо необхідного складу та компонентів раціонів кормів.

Література:

1. Корма. Справочная книга. / под ред. М. А. Смургина. - М.: «Колос», 1977. – 368 с
2. Справочник по качеству кормов / под ред. А. А. Омеляненко. – К.: Урожай, 1985.-192 с.
3. Проваторов Г. В. Норми годівлі, раціони і поживність кормів для різних видів сільськогосподарських тварин: довідник / Г. В. Проваторов, В. І. Ладика, Л.В. Бондарчук: за аг. ред. В. О. Проваторова. – 2-ге вид., стер.- Суми: Університетська книга, 2009. – 489 с.
4. Дурст Л. Кормление сельскохозяйственных животных. / Л. Дурст, М. Виттман. – под. ред. Ибатуллина И. И., Проваторова Г. В. - Винница.: Нова книга, 2003.- 384 с.

РЕКОМЕНДАЦИИ ПО СОЗДАНИЮ ПОЛНОРАЦИОННЫХ КОРМОВ ДЛЯ МОЛОДНЯКА КРУПНОГО РОГАТОГО СКОТА

Милько Д.А., Бакарджиев Р.А.

Аннотация – данная работа посвящена отражению мирового и отечественного передового опыта кормления молодняка крупного рогатого скота.

RECOMMENDATION IN CONNECTION WITH FULL – DIET FEED CREATION FOR THE CALVES

D. Mil'ko, R. Bakardjiev

Summary

World and domestic experience connected with full – diet feed creation for the calves is devoted in the article.

УДК 631.37

ОЦІНКА СТІЙКОСТІ РУХУ ШИРОКОКОЛІЙНИХ ЕНЕРГОТЕХНОЛОГІЧНИХ ЗАСОБІВ МЕХАНІЗАЦІЇ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКОГО ВИРОБНИЦТВА

Кувачов В.П., к.т.н., доцент

Таврійський державний агротехнологічний університет

Тел. (0619) 42-12-65

Анотація – викладено результати теоретичних досліджень з оцінки стійкості руху ширококолієвих агрозасобів в горизонтальній площині.

Ключові слова – ширококолієвий агрозасіб, плоско-паралельний рух в горизонтальній площині, стійкість руху, амплітудно- і фазово-частотні характеристики.

Постановка проблеми. Перспективним напрямком стабільного розвитку сільського господарства є впровадження інноваційних технологій, до яких слід віднести колійну і мостову системи землеробства, основою яких є ширококолієві енерготехнологічні засоби механізації (або мостові трактори) [1]. Використання вказаних систем дозволяє отримувати максимальну ефективність (технологічну, соціальну, екологічну, економічну) в процесах обробітку ґрунту і догляду за культурними рослинами.

Однією із найважливіших проблем динаміки ширококолієвих енерготехнологічних засобів механізації сільськогосподарського виробництва (далі по тексті – ширококолієві агрозасоби) є стійкість їх руху у горизонтальній площині [2]. Розроблення нової конструкції ширококолієвого агрозасобу потребує наукового обґрунтування щодо значень його конструктивно-технологічних параметрів та режимів роботи з точки зору забезпечення задовільної стійкості руху.

Аналіз останніх досліджень. Питанням оцінки стійкості руху традиційних машинно-тракторних агрегатів науковцями приділено багато уваги. Найбільш упорядкованим підходом до методології вивчення проблеми стійкості машинно-тракторних агрегатів викладено в працях проф., член-кор. НААНУ В.Т. Надикто. Зокрема, в [3] відмічено, що «З точки зору загальновідомих понять рух в горизонтальній площині таких незамкнених динамічних систем, як машинно-тракторні агрегати, може бути стійким, але лише у малому і за

обов'язкової умови урахування тих чинників, які стабілізують їх плоско-паралельне переміщення. У теоретичних дослідженнях умов функціонування динамічних систем без урахування стабілізаційних чинників слід відходити з того поняття, що стійкість руху МТА – це рівень його здатності протистояти дії зовнішнього збурення. Одним із найбільш ефективних методів синтезу схеми і конструктивно-технологічних параметрів МТА є застосування амплітудних і фазових частотних характеристик (АЧХ і ФЧХ відповідно) відпрацювання динамічною системою вхідного збурення».

Формулювання цілей статті (постановка завдання). Метою цих наукових досліджень є розробка математичних моделей функціонування ширококоліїних агрозасобів у поздовжньо-горизонтальній площині і на їх основі дослідити вплив схем, конструктивних параметрів та режимів роботи на стійкість руху агрозасобу.

Методика досліджень. При математичному моделюванні руху ширококоліїного агрозасобу в горизонтальній площині модель його функціонування, як динамічної системи, зручно розглядати у вигляді реакцій на вхідні керуючі і збурювальні впливи, останні однозначно визначають стійкість його руху. Для отримання АЧХ і ФЧХ відпрацювання динамічною системою зовнішніх збурювань необхідно реалізувати наступний алгоритм [3]: скласти диференціальні рівняння руху динамічної системи; перейти від диференціальної до операторної форми запису рівнянь (здійснити перетворення Лапласа); скласти відповідні передатні функції; розрахувати дійсні АЧХ і ФЧХ.

Згідно теорії автоматичного регулювання ідеальна АЧХ відтворення динамічною системою слідкування збурювального впливу в робочому діапазоні частот його коливань повинна дорівнювати нулю, а ФЧХ – прямувати до нескінченності.

Основна частина. Розглянемо динамічну систему ширококоліїного агрозасобу (рис. 1). Оскільки в роботі мова йтиме про стійкість руху, то керівний вплив не розглядатимемо. Характеристиками збурювального впливу є: тяговий опір \bar{R} сільськогосподарського знаряддя (зокрема, поперечна його складова R'') і головний момент тягового опору M_R .

Крім вказаних параметрів на агрозасіб діють: рушійні $P_{дл1}$, $P_{дл2}$, $P_{дп1}$, $P_{дп2}$ та бокові $P_{\delta л1}$, $P_{\delta л2}$, $P_{\delta п1}$, $P_{\delta п2}$ сили, останні призводять до виникнення кутів уводу $\delta_{л1}$, $\delta_{л2}$ і $\delta_{п1}$, $\delta_{п2}$ коліс лівого і правого бортів.

Прийmemo, що розглядуємиий агрозасіб здійснює на гоні відносно нерухомої горизонтальної площини XOY рівномірний поступальний рух з швидкістю V_0 . В процесі виконання роботи його остів під впливом випадкових збурювань відхиляється від початкового положення і отримує додаткові швидкості, - починається відносний рух агрозасобу по відношенню до площини X_1OY_1 . При цьому площина $X_T S_T Y_T$, що зв'язана з центром мас агрозасобу, обертає його в площині X_1OY_1 на-

вколо осі $S_T Z$, яка проходить через точку S_T . Мірою цього повороту служить кут φ , який побудований повздовжньою віссю $S_T Y_T$ агрозасобу і віссю OY_1 . В процесі відносного руху агрозасобу його центр мас переміщується по осі OX , що характеризується зміною абсциси X_S .

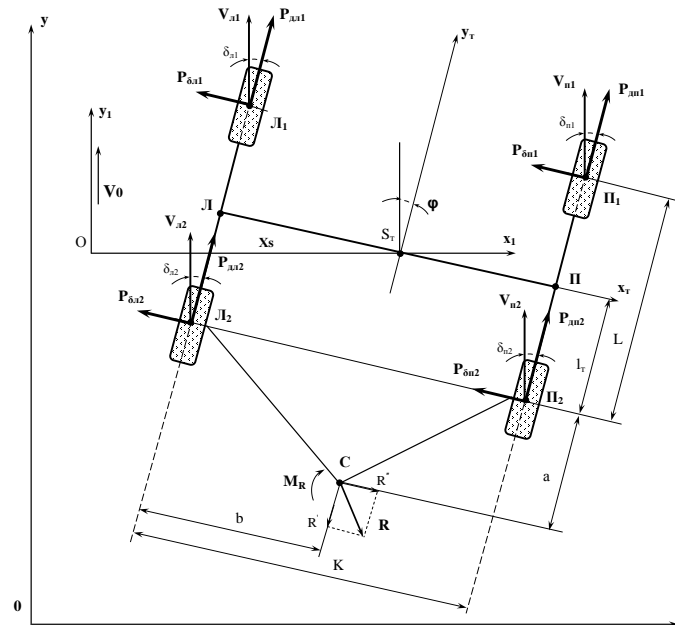


Рис. 1. Схема динамічної системи руху агрозасобу у поздовжньо-горизонтальній площині.

ЗМІСТ

<i>Лурье З.Я., Панченко А.И., Соловьев В.М., Гасюк А.И.</i> Трехмерное численное моделирование рабочего процесса оптимального шестеренного насоса	3
<i>Анісімов В.В., Єрмаков П.П.</i> Аналіз основних математичних моделей кавітації	31
<i>Андренко П.М., Дмитрієнко О.В.</i> Побудова стохастичної моделі електрогідравлічного мехатронного модуля руху	42
<i>Фабричнікова І.А., Коломісць В.В.</i> Методика розробки комплексного способу зміцнення тонких різальних інструментів на прикладі бурякорізальних ножів	58
<i>Панченко А.И., Волошина А.А.</i> Вследование динамики гидравлической системы насос-клапан-гидровращатель	66
<i>Антощенков Р.В., Антощенков В.М., Кашин Д.В.</i> Аналіз експериментальних досліджень динаміки буксування рушіїв гусеничних та колісних тракторів	80
<i>Шацький В.В., Дем'яненко Д.В.</i> Розробка математичної моделі одношарового переміщення зернового матеріалу по похилій круговій віброповерхні	86
<i>Панченко А.И., Кравець О.В., Ялпачик О.В.</i> Методичні аспекти визначення економічної ефективності додаткових капіталовкладень при впровадженні у виробництво інноваційних технологій подрібнення кормів	96
<i>Соловьев В.М., Початовский С.В., Стримовский С.В.</i> Повышение параметров подвижности транспортных средств военного назначения	100
<i>Лук'яненко В.М.</i> Математичний опис безвідривного руху ізольованого насіння по похилій віброуючій неперфорованій поверхні	125
<i>Скляр О.Г., Скляр Р.В.</i> Механізовані технології утримання перепелів	135
<i>Рудницька Г.В.</i> Особливості вимірювання температури повітря у плодкових насадженнях	142
<i>Шуляк М.Л.</i> Вплив рельєфу несучої поверхні на коливання швидкості руху МГА	149
<i>Панченко А.И., Волошина А.А., Панченко И.А.</i> Экспериментальные исследования области изменения выходных характеристик гидравлических вращателей планетарного типа	157
<i>Морозов В.И.</i> До обґрунтування економічної ефективності кормозбиральних машин	175

<i>Болтянський Б.В.</i> Обґрунтування конструктивно-функціональної схеми біореактора – установки для переробки органічних відходів (гною)	182
<i>Кюрчев С.В., Верхованцева В.А.</i> Особенности хранения зерновых запасов	
<i>Мілько Д.О., Бакарджиев Р.О.</i> Рекомендації щодо створення повнорационних кормів для молодняка великої рогатої худоби	
<i>Кувачов В.П.</i> Оцінка стійкості руху ширококолієвих енерготехнологічних засобів механізації сільськогосподарського виробництва	
<i>Стефановський О.Б.</i> Спосіб врахування високотемпературних властивостей сталі при конструюванні теплонапружених деталей двигунів	
<i>Буніна Л. М., Мельник К.Л.</i> Кінцеве розкислення сталей для поковок	
<i>Мілько Д.О., Бакарджиев Р.О.</i> Тернарне представлення поверхні відклику трифакторного експерименту	
<i>Кюрчев С.В., Юдовинський В.Б., Пеньов О.В., Мирненко Ю.П.</i> Підвищення зносостійкості деталей машин технологічними методами обробки	
<i>Сушко О.В.</i> Якість обробленої поверхні при лезвійній обробці матеріалів інструментами на основі нітриду бору	
<i>Стефановський А.Б., Гуйва С.Д.</i> Альтернативные двигатели внутреннего сгорания. Методы форсирования двигателей	
<i>Кюрчев С.В., Колодій О.С.</i> Аналіз повітряно-решітно-трієрних машин	
<i>Мілаєва І.І.</i> Моделі мінітракторів ХТЗ	
<i>Гуйва С.Д.</i> Эволюция развития автомобиля	
<i>Мілаєва І.І.</i> Особенности оппозитного двигателя	
<i>Шокарев О.О., Кюрчев С.В.</i> Методика обґрунтування конструктивно – технологічних параметрів діелектрично-аеродинамічного сепаратора насіння	
<i>Шегеда К.О., Данченко М.М., Шокарев О.М.</i> Механіко-технологічні особливості взаємодії обчесаних стебел з робочими органами різального пристрою	
<i>Болтянський О.В., Болтянська Н.І.</i> Дослідження довговічності та безвідмовності підсистем молоткових дробарок в процесі їх експлуатації	
<i>Мовчан С. І., Болтянський О.В., Болтянська Н.І.</i> Удосконалення схеми виробництва біопалива на основі рослинних олій	

Наукове фахове видання

Праці

Таврійського державного агротехнологічного університету

Випуск __. Том. _

Свідоцтво про державну реєстрацію
Міністерство юстиції
13503-2387 ПР від 03.12.2007 р.

Відповідальний за випуск – д.т.н., проф. Панченко А.І.

Підписано до друку 06.05.2015 р. друк Rizo. Друкарня ТДАТУ.
10,2 умов. друк. арк. тираж 100 прим.

73312 ПП Верескун.
Запорізька обл., м. Мелітополь, вул. К. Маркса, 10
тел. (06192) 6-88-38