МІНІСТЕРСТВО АГРАРНОЇ ПОЛІТИКИ ТА ПРОДОВОЛЬСТВА УКРАЇНИ



ПРАЩ Таврійського державного агротехнологічного університету

Випуск 14 Том 3

Наукове фахове видання

Технічні науки

Мелітополь – 2014

УДК 631.3 Т.3

Праці Таврійського державного агротехнологічного університету. - Мелітополь: ТДАТУ, 2014. – Вип. 14., Т. 3. – 382 с.

Друкується за рішенням Вченої Ради ТДАТУ, Протокол № 5 від 29.12.2014 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.; Кушнарьов 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. <u>Адреса редакції:</u> ТДАТУ просп. Б. Хмельницького 18,

м. Мелітополь Запорізька обл. 72312 Україна

ISSN 2078-0877 © Таврійський державний агротехнологічний університет, 2014

МАШИНИ І ЗАСОБИ МЕХАНІЗАЦІЇ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКОГО ВИРОБНИЦТВА

УДК 621.224

ДИНАМИЧЕСКАЯ КОМПЕНСАЦИЯ КОЛЕБАНИЙ В МЕХАТРОННОМ ГИДРОАГРЕГАТЕ МОБИЛЬНОЙ МАШИНЫ

Лурье З. Я., д.т.н., Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт» Панченко А. И., д.т.н., Таврический государственный агротехнологический университет Цента Е. Н., к.т.н. Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт» Тел. (057) 707-66-46

Аннотация – в статье впервые обсуждается снижение колебаний скорости движения навесного оборудования и пульсаций давления рабочей жидкости мехатронного гидроагрегата. На основе разработанной математической модели выполнен синтез корректирующих устройств, существенно снижающих колебания скорости и давлений для различных нагрузок. Предложено решение, позволяющее, с достаточной для практики точностью, включить в устройство управления одно синтезированное корректирующее устройство с постоянными коэффициентами.

Ключевые слова – математическая модель, мехатронный гидроагрегат, навесное оборудование, ПИД-регулятор, корректирующее устройство, критерий оптимальности, оптимизация, синтез.

Постановка проблемы. Современное развитие гидроагрегатов навесного оборудования (ГА НО) трактора связано с переходом на введение в его состав микропроцессорной техники, т.е. на проектирование мехатронных ГА НО (МГА НО). При этом открывается возможность решать весьма важные проблемы, решение которых было сопряжено с большими трудностями либо практически невозможно. К их числу следует отнести такие актуальные проблемы: поиск эффективного метода снижения значительных колебаний скорости перемещения НО (штоков силовых цилиндров) в режиме подъема и пульса-

[©] Лурье З. Я., Панченко А. И., Цента Е. Н.,

Машини і засоби механізації сільськогосподарського виробництва

ций давлений рабочей жидкости (РЖ) в различных точках МГА за счет больших инерционных масс и объемов сжимаемой РЖ при подъеме НО; повышение статической и динамической точности отработки малых заданных перемещений и др., направленные на обеспечение рабочего процесса МГА НО с высокими показателями качества.

Настоящая статья посвящена проблеме снижения колебаний скорости перемещения НО и пульсаций давления в МГА НО, на базе разработанной нелинейной математической модели, путем синтеза корректирующего устройства (КУ) по динамическому критерию. Введение синтезированного КУ и выполняет роль динамического компенсатора инерционных масс (кинетическая энергия) и воздействий сжимаемой (РЖ) (потенциальная энергия).

Анализ последних исследований. Один из современных подходов к постановке и решению подобных задач, связанных с управлением технологического оборудования – это ввод в устройство управления компенсационных устройств, обеспечивающих замкнутой системе выполнение необходимых требований к характеру переходных процессов [1].

Общие принципы методологии синтеза компенсационных (корректирующих) устройств (КУ) изложены в работе [2]. Однако, пути реализации принципа, в основе которого при решении задачи лежит условие достижение приближенного, в известном смысле, равенства правой и левой части операторного уравнения замкнутой системы за счет выбора параметров КУ, не предложено. Вариант пути решения задач синтеза динамической компенсации согласно данного принципа для компьютерной системы управления гидротурбиной и МГА НО трактора предложен в работах [3, 4].

Формулирование целей статьи (постановка задания). Результаты анализа последних публикаций показали, что обеспечение современных высоких технических требований к рабочему процессу МГА НО трактора, а именно снижение колебаний скорости и давлений, продолжает оставаться нерешенной актуальной задачей.

Основная часть. На рис. 1 изображена расчетная схема МГА НО, на основе которой разработано математическое описание элементов, их совокупности и процессов, протекающих в целом.

Гидроаппараты изображены в исходном положении. Возле каждого аппарата указаны: обозначения величин, наличие измерительных преобразователей, линия чувствительности по нагрузке (LS).

Укрупненно, согласно приведенной схеме, МГА НО в режиме положения работает следующим образом. После подачи управляющего воздействия с ЭУМ, например, на ЭМ₁ плунжер ЭГП₁, перемещаясь, увеличивает давление p_3 . При этом золотник ГР смещается влево в позицию В и открывает доступ РЖ в поршневые полости ГЦ. Про-

4

исходит подъем НО до заданной высоты. Со штоковых полостей РЖ сливается в бак. Сигналы о фактическом перемещении золотника ГР и штоков ГЦ поступают в МПБУ, где в совокупности с другими сигналами обеспечивают заданную высоту. Опускание НО происходит при подаче управляющего сигнала на $ЭM_2$ (на $ЭM_1$ сигнал равен 0) и работе перечисленных элементов в обратном порядке.



Рис. 1. Расчетная схема МГА НО для режима положения: Н – насос; КД – клапан давления; ГР – гидрораспределитель; ЭГП₁, ЭГП₂ – электрогидравлические преобразователи; ЭМ₁, ЭМ₂ – электромагниты; ГЦ – гидроцилиндры;
Др₁ и Др₂ – дроссели; Р₁ – Р₄, Р_{1П}, Р_{2Ш}, Р_{СЛ}, Р_{УПР}, Р, Т – давления РЖ в соответствующих точках схемы; LS – линия чувствительности к нагрузке; ЭУМ – электронный усилитель мощности; МПБУ – микропроцессорный блок управления; НО – навесное оборудование; , , – соответственно измерительные преобразователи перемещения (положения) НО и перемещения (положения) золотника ГР.

На рис. 2 приведена функциональная схема МГА НО, включающая: МПБУ; ПИД – пропорционально-интегро-дифференциальный регулятор; ЭУМ; ЭГП; ГР; q – источник подачи РЖ; ГЦ; НО; ИП_{ГР}, ИП_{ГЦ}, – измерительные преобразователи соответственно положений золотника ГР, ГЦ; U_3 – сигнал задания; U_{ε} – сигнал рассогласования; $U_{y_z} = K_{0Z} \cdot y_Z$ – сигнал обратной связи по положению штока ГЦ;

 $U_{x_{IP}} = K_{0IP} \cdot x_{IP}$ – сигнал обратной связи по перемещению золотника ГР; U_V – сигнал на входе ЭГП.

6

Из рис. 2 четко видна двухконтурность МГА. Внутренним контуром является узел «ЭУМ – ЭГП – золотник ГР», охваченный обратной отрицательной связью по положению $x_{\Gamma P}$ золотника ГР. Входом внутреннего контура служит сигнал $U_{\Pi ИД}$, выходом – перемещение $x_{\Gamma P}$ золотника ГР.

Внешний контур охватывает все устройства МГА от МПБУ с ПИД и ЭУМ и заканчивается ГЦ с НО. Входом внешнего контура является сигнал U_3 задания высоты подъема НО, а выходом – перемещение y_z штока ГЦ.



Рис. 2. Функциональная схема ГА НО

Усовершенствованная нелинейная математическая модель (ММ) динамики МГА в режиме подъема НО с учетом нелинейностей гидроустройств, переменностей коэффициентов расходов в функции числа Рейнольдса, приведенных модулей упругости двухфазной РЖ и др. представлена системой (1) из 12 дифференциальных уравнений первого порядка (из которых 7 – нелинейные) в нормальной форме Коши.

Для получения однозначного решения определяются начальные условия (согласно системе уравнений (1) их 12) на основе статической модели и состояния МГА НО в момент, предшествующий началу движения.

На основе анализа выполненных ранее работ [5 – 11] и исследований математических моделей гидроустройств, близких к рассматриваемому в настоящей работе МГА НО по физическим процессам [12, 13], а также по результатам предварительного моделирования на ЭВМ, при построении математических моделей элементов и МГА НО в целом приняты следующие допущения:

РЖ однородна, ее разрыв исключается;

температура, плотность, вязкость РЖ приняты постоянными, равными средним значениям;

РЖ в зазорах трущихся пар клапана давления, гидрораспределителя считаем несжимаемой в связи с тем, что длина зазоров значительно меньше длины волн колебаний, распространяемых в сжимаемых средах;

утечки РЖ через зазоры в элементах МГА (кроме насоса) не учитываем, ввиду их малости по сравнению с расходами в системе;

инерционность РЖ в гидролиниях ГР, КД мала по сравнению с силами гидравлического воздействия на золотники;

волновые процессы в гидролиниях МГА не учитываем ввиду незначительной их протяженности и сравнительно большого диаметра труб, а также ограниченного быстродействия прохождения через МГА управляющего сигнала [5];

угловая скорость вращения вала насоса принята постоянной; потери давления в нагнетательной и сливной магистралях от ГР к ГЦ не учитываем, ввиду их малости по сравнению с давлением в МГА.

$$1. \frac{dx_{5}}{dt} = v_{5},$$

$$2. \frac{di}{dt} = \frac{1}{T_{L}} \left(\frac{U_{y} - K_{IID}v_{5} - i}{R} - i \right),$$

$$3. \frac{dv_{5}}{dt} = \left(K_{FI}i - p_{3}A_{5} - \beta_{3}v_{5} - F_{IP0.5} \operatorname{sign} v_{5} - F_{IZD} \right) / m_{5},$$

$$4. \frac{dx_{IP}}{dt} = v_{IP},$$

$$5. \frac{dv_{IP}}{dt} = \left[p_{3}(A_{3007} - A_{XB}) - C_{IIP}(x_{01P} + x_{IP}) - F_{IP.IP} - \beta_{IP}v_{IP} - F_{IZIP} \right] / m_{IP},$$

$$6. \frac{dp_{1}}{dt} = \left(q_{IP.III} - A_{II}v_{Z} \right) / \left(\frac{V_{01} + A_{II}v_{Z}}{E_{II.II}} + \frac{V_{T}}{E_{T}} \right),$$

$$7. \frac{dp_{2}}{dt} = \left(A_{III}v_{Z} - q_{IP.IIII} \right) / \left(\frac{V_{02} - A_{III}y_{Z}}{E_{II.III}} + \frac{V_{T}}{E_{T}} \right),$$

$$8. \frac{dy_{Z}}{dt} = v_{Z},$$

$$9. \frac{dv_{Z}}{dt} = \left(A_{III}p_{1} - A_{III}p_{2} - F_{CZ} - \beta_{Z}v_{Z} - F_{IP0.Z} \operatorname{sign} v_{Z} \right) / m_{Z},$$

$$10. \frac{dx_{XZI}}{dt} = v_{XI},$$

$$11. \frac{dv_{XZI}}{dt} = \left[A_{KZI} \left(p_{JIP2} - p_{JP1} \right) - F_{IIP.KZI} - F_{IP.KZI} - \beta_{KZI}v_{KZI} \right] / m_{KZI},$$

$$12. \frac{dp_{II}}{dt} = \frac{E_{II}}{V_{II}} \left(q_{III'} - q_{IIV} - q_{III'} - q_{II'} - q_{KZI} - q_{YII.KZI} \right).$$

На основе модели (1) и схемы рис. 2 строится структурнофункциональная схема (диаграмма вычислительных блоков пакета VisSim), позволяющая исследовать динамику. Ввиду того, что МГА

НО в целом является двухконтурной системой с внешней и внутренней обратными связями, формирование закона управления каждым контуром, как показало предварительное исследование динамики, вызвало потребность ввода ПИД-регулятора. Внешний контур с обратной связью по перемещению штока ГЦ формирует управление через ПИД, структура и значения параметров каналов настройки которого показаны на рисунке.



Внутренний контур с обратной связью Когр по перемещению золотника ГР формирует управление через сумматор ПИД, его структура показана на рисунке.



В целом диаграмма вычислительных блоков устройства управления, входящего в состав МГА НО, формирующая входной сигнал на электрогидравлическую часть показана на рис. 3.



Рис. 3. Диаграмма вычислительных блоков устройства управления: Уз, Yz – соответственно заданное и фактическое значения перемещения штока ГЦ; Koz, B/м – коэффициент обратной связи по перемещению штока ГЦ; Uз – электрическое напряжение задания перемещения; е – величина рассогласования.

Перейдем к исследованию динамики. На рис. 4 изображены осциллограммы трёх переменных при отработке максимального задающего воздействия, при котором шток ГЦ в режиме подъема проходит путь, равный 0,1 м (с учетом коэффициента передачи i = 4 НО проходит путь 0,4 м).



Рис. 4. Осциллограммы переменных v_z , p_H , p_1 при подъеме НО с силой веса 5000 Н (приведенная к оси ГЦ сила 20 кН) и массой 510 кг (приведенная к оси ГЦ масса 8160 кг) на высоту 0,1 м

Как видно из рис. 4 рассматриваемый процесс подъема характеризуется значительными колебаниями скорости v_z перемещения штока ГЦ (а следовательно, НО), давлений РЖ на выходе насоса p_H и в поршневой p_1 полости ГЦ (а также в штоковой, на рис. 4 не показано).

Колебательный характер v_z , p_H и p_1 связан со взаимным переходом части кинетической энергии, обусловленной приведенной массой $i^2 \cdot m_{HO}$, в потенциальную энергию сжимаемого объема РЖ и наоборот. В связи с этим возникает важная задача, решение которой направлено на снижение пульсаций скорости v_z , а следовательно, и давлений p_H и p_1 , и в целом улучшения показателей качества рабочего процесса МГА НО в динамике. Речь идет о вводе КУ в состав МГА, с помощью которого будет реализована компенсация отрицательного действия наиболее крупной приведенной массы, в частности массы $i^2 \cdot m_{HO}$.

Выбор приближенной модели КУ основывался на укрупненной оценке описания объекта управления (НО) линеаризованным дифференциальным уравнением 3-го порядка. Это позволило представить КУ реальным дифференцирующим звеном 3-го порядка, неизвестные коэффициенты которого при каждой производной и искомой функции (всего 4) подлежат определению в процессе оптимизации по динамическому критерию.

Предполагается, что эталонная (желаемая) кривая скорости *v*_{жел}, необходимая при назначении критерия, является решением линейного дифференциального уравнения 2-го порядка

$$a_0 \frac{d^2 v_{\text{\tiny KEЛ}}(t)}{dt^2} + a_1 \frac{d v_{\text{\tiny KEЛ}}(t)}{dt} + a_2 v_{\text{\tiny KEЛ}}(t) = K, \qquad (2)$$

9

у которого три неизвестных коэффициентов a_0 , a_1 , a_2 (при второй и первой производных искомой функции) определялись решением дополнительной оптимизационной задачи.

Была выбрана кривая скорости v_z (см. рис. 4) в интервале времени 0 – 0,75 с (время наблюдения колебаний), полученная на модели МГА НО без КУ. В качестве критерия принята относительная интегральная оценка, минимум которой оценивает близость модельной и желаемой кривых.

Вычислительная схема поиска оптимальных значений коэффициентов a_0 , a_1 , a_2 (согласно уравнению (2)) желаемой кривой в пакете VisSim показана ниже.



Верхняя цепочка блоков построена по выражению (2), где $a_0 - a_2$ – искомые коэффициенты. Ниже расположена цепочка блоков, построенная по уравнению критерия (3). Блок «Cost» включает блоки критерия в процесс оптимизации. Блок $\sqrt{2}$ – это блок импорта кривой скорости математической модели без КУ в данную схему для вычисления критерия. Последняя группа блоков входит в состав аппаратной части процесса оптимизации в пакете VisSim.

Критерий для синтеза КУ также представляет собой относительную интегральную оценку

$$I = \frac{\int_{0}^{t_{K}} |v_{Z}(t) - v_{\mathcal{H}ET}(t)| dt}{\int_{0}^{t_{K}} v_{\mathcal{H}ET}(t) dt} \cdot 100, \%.$$
(3)

Диаграмма вычислительных блоков пакета VisSim для процедуры синтеза КУ показана на рис. 5.



Рис. 5. Структурно-функциональная схема синтеза КУ (компенсатора) с многопараметрической оптимизацией коэффициентов К1 – К4, существенно снижающего колебания скорости перемещения штока ГЦ и пики давлений РЖ при подъеме НО

Верхняя цепочка блоков реализует сигнал задания с пульта управления. Корректирующее устройство содержит микросхемы с передаточными функциями реально дифференцирующих звеньев от третьего до нулевого порядка (что видно по значениям степени оператора Лапласа (S)), сумматоры, ограничители, множители и 4 элемента с оптимальными значениями параметров К1 – К4. Вход КУ соединен с выходом ПИД-регулятора, а выход подключен к модели гидромеханической части ГА НО. Ниже расположены цепочки блоков для критерия оптимизации (3) и начальные значения коэффициентов К1 – К4 до оптимизации.

На рис. 6 изображены кривые переходных процессов, полученные на модели МГА в результате ввода в устройство управления синтезированного КУ в режиме подъема при разгоне и выходе на установившееся движение.



Рис. 6. Кривые скорости перемещения штока ГЦ при моделировании МГА НО в режиме подъема и выхода на установившееся движение и желаемая скорость при G = 5000 Н и $m_{HO} = 510$ кг: 1 – без КУ; 2 – с КУ; 3 – $v_{\text{жел}}$.

Ввод КУ обеспечил существенное уменьшение значения первого колебания скорости и последующих и в целом улучшил показатели качества рабочего процесса МГА НО при подъеме (рис. 7). Хотя критерий оптимизации принят относительно скорости v_z , но и пики давлений также снизились (рис. 7). Визуальное сравнение кривых p_H и p_1 рис. 4 и 7 это подтверждает.

В процессе эксплуатации за счет смены сельхозорудий, определяемой технологией обработки почвы, вес НО (G_{Ho}) изменяется в интервале (5000 – 15000 H). Априори можно считать, что для всего интервала весов понадобиться синтез не одного КУ. Если выполнить процедуру синтеза для трех значений G_{Ho} (5000, 10000 и 15000 H) при одной и той же $v_{\text{жел}}$ и критерии оптимизации, то получим значения коэффициентов К1 – К4 синтезируемого КУ для каждого G_{Ho} (таблица 1).



Рис. 7. Кривые скорости перемещения v_z штока ГЦ, давления p_H на выходе насоса и p_1 в поршневой полости ГЦ, полученные при моделировании МГА НО с КУ в режиме подъема и выхода на установившееся движение при G = 5000 Н

Таблица 1 – Значения коэффициентов К1 – К4 при синтезе КУ с различными весами НО

$G_{_{HO}},\mathrm{H}$	K1	K2	K3	K4
5000	$2,39 \cdot 10^{-3}$	9,95·10 ⁻³	$4,02 \cdot 10^{-3}$	0,668
10000	$2,02 \cdot 10^{-3}$	$1,218 \cdot 10^{-2}$	-6,73·10 ⁻³	0,65
15000	$3,85 \cdot 10^{-3}$	$2,23 \cdot 10^{-2}$	6,186·10 ⁻²	0,677

Анализ данных табл. 1 показывает, что значение коэффициента К4 для интервала весов практически одно и то же, а различие значений для коэффициентов К1 – К3 пока можно принять допустимым для последующих расчетов. Поэтому с точки зрения универсальности решения динамической компенсации – снижения колебательности скорости и пиков давления – можно поступить следующим образом. В устройство управления МГА НО ввести синтезируемое КУ с постоянными (неизменяемыми) коэффициентами К1 – К4 для среднего значения веса НО (в данном случае 10000 H). Результаты выполненных исследований подтвердили правомерность такого подхода (таблица 2). Таблица 2 – Критерии оптимизации (I) для трех $G_{_{HO}}$ при неизменных коэффициентах К1 – К4, полученных при синтезе КУ только для веса НО 10000 Н

<i>G_{но}</i> , Н	Значение критерия I,% (в круглых скобках при своем КУ)		Δ — увеличение критерия I в абсолютных величинах	
5000	5,945	(3,665)	2,28	
10000	3,845	(3,845)	0	
15000	12,1	(5,868)	6,232	

В табл. 2 в скобках приведены значения I, полученные при синтезе КУ только для каждого HO; Δ – ухудшение (рост критерия в абсолютном значении) за счет того, что не используется свое синтезированное КУ.

Пример того, как выглядят кривые v_z , p_H , p_1 при 5000 H, с КУ, синтезированном при 10000 H, показан на рис. 8.



Рис. 8. Кривые v_z , p_H , p_1 при нагрузке 5000 H с KУ, синтезированном при нагрузке 10000 H, критерий I (по скорости) равен 5,945

Сравнение кривых рис. 8 и 4 показывает, что такой подход к существенному снижению колебаний скорости и пиков давлений эффективен и позволяет в МГА НО обойтись одним синтезируемым КУ по среднему значению $G_{HO} = 10000$ Н принятого интервала 5000 – 15000 Н. Отметим, что реализация синтезированного КУ в МГА возможна программно или аппаратно с помощью решающих электронных усилителей с большим коэффициентом усиления входного сигнала.

Введение синтезируемого КУ позволяет по значению критерия оптимальности численно оценить допущение, принимаемое в ряде работ [5], от замены, изменяемого в функции числа Рейнольдса, коэффициента расхода μ постоянным значением. Если синтез КУ выполнить с ММ, в которой принят μ = var, а затем в ММ заменить только μ = var на μ = const (например, 0,72), то появляется возможность определить значения критерия для каждого μ (таблица 3).

Таблица 3 – Оценка точности математического описания коэффициента расхода µ

G_{HO} , H	Критерий I	Критерий I	Процент увеличения	Примечание	
no	при	при µ = var	критерия при $\mu = var$		
	$\mu = const$		по сравнению с		
			$\mu = \text{const}, \%$		
5000	3,2918	3,665	10,1	Хотя учет	
10000	3,817	3,985	4,2	$\mu = var$ повыша- ет I но он точнее	
15000	4,938	5,868	15,85	описывает физи- ку процесса	

Анализ данных табл. 3 показывает, что учет переменности коэффициентов расхода при построении ММ МГА НО повышает ее адекватность реальному образцу.

Выводы.

1. Разработанная математическая модель МГА НО, представляющая собой систему уравнений 12-го порядка, открывает возможности:

исследовать влияние различных параметров на динамические характеристики;

оценить максимальные значения давлений в нагнетательной и сливной магистралях;

определить перемещения и скорости золотников электрогидравлического преобразователя, гидрораспределителя и клапана давления, что затруднительно измерить на реальном объекте; оценить влияние двухфазной РЖ;

поставить и решить задачи оптимизации и синтеза по существенному улучшению рабочего процесса МГА.

2. Обосновано, принятое в математической модели МГА, определение приведенных веса и массы НО к оси штока ГЦ, в предположении сосредоточенности силы веса в одной точке, на основе равенства мощностей и кинетических энергий поступательно перемещаемых штока ГЦ и НО.

3. Предложен метод синтеза КУ для нелинейных систем, которым является МГА НО. Он основан на приближенном физическом представлении, что колебания скорости НО и соответственно пульсации давлений в различных точках МГА, вызванные большой приведенной массой ($i^2 \cdot m_{\mu_0}$, кинетическая энергия) и значительным объе-

мом сжимаемой РЖ (потенциальная энергия), можно описать линейным уравнением 3-го порядка (или передаточной функцией колебательного звена 3-го порядка). При этом модель синтезируемого КУ принимается передаточной функцией реального дифференцирующего звена 3-го порядка, в которой числитель аналогичен знаменателю передаточной функции колебательного звена, чем и обеспечивается динамическая компенсация объекта управления. Поиск 4-х неизвестных коэффициентов определяется с помощью многопараметрической оптимизации по динамическому критерию в процессе синтеза.

4. Поиск эталонных (желаемых) кривых скоростей, необходимых при синтезе КУ, основан на решениях многопараметрических задач с применением относительных интегральных оценок (критериев).

5. Выполненный динамический синтез КУ по интегральному критерию, направленный на компенсацию значительных инерционных сил, существенно улучшил рабочий процесс МГА НО: амплитуды колебаний скорости перемещения штока ГЦ при нагрузках 5000 – 15000 Н снижаются в 2 – 6 раз; время затухания в 1,3 – 1,6 раза; максимальный пик давления рабочей жидкости на выходе насосной установки в 1,15 – 1,35 раза.

6. Выполненные исследования с достаточной для практики точностью показали, что для каждой нагрузки можно включить в устройство управления МГА НО один сннтезируемый КУ с постоянными (неизменяемыми) коэффициентами К1 – К4 при любом весе НО в рассматриваемом диапазоне (5000 – 15000 H), если синтез этого КУ выполняется при среднем значении (10000 H).

7. Обосновано, что введение синтезируемого КУ в математическую модель МГА НО позволило, по значению критерия оптимальности, численно оценить погрешность допущения от замены, изменяемого в функции числа Рейнольдса коэффициента расхода, постоянным значением. Погрешность в зависимости от веса составляет 4,2 – 15,58%.

8. Предложенная методика динамической компенсации может быть использована и для других МГА мобильных машин с существенными инерционными свойствами рабочих органов и большим объемом сжимаемой РЖ.

Литература:

1. *Изерман Р*. Цифровые системы управления / Р. Изерман ; пер. с англ. С. П. Забродина, А. И. Титкова, А. В. Шалашова ; под ред. И. М. Макарова. – М. : Мир, 1984. – 541 с.

2. Методы классической и современной теории автоматического управления : учебник для студентов вузов, обучающихся по машиностроит. и приборостроит. специальностям в 5 т. / К. А. Пупков, Н. Д. Егупов, И. Г. Владимиров [и др.]; под ред. К. А. Пупкова и Н. Д. Егупова. – Изд. 2-е, перераб. и доп. – М.: Изд. МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2004. – Т. 3: Синтез регуляторов систем автоматического управления. – 616 с.

3. *Лурье 3. Я.* Синтез компенсационных устройств компьютерных систем управления технологическим оборудованием / З. Я. Лурье, А. И. Панченко, Е. Н. Цента [и др.] // Праці Таврійського державного агротехнологічного університету. – Мелітополь: ТДАТУ, 2008. – Вип. 8, т. 9. – С. 3 – 15.

4. Цента Е. Н. Синтез компенсационного устройства гидроагрегата навесного оборудования трактора / Е. Н. Цента // Праці Таврійського державного агротехнологічного університету. – Мелітополь: ТДАТУ, 2009. – Вип. 9, т. 5. – С. 224 – 230.

5. Автоматизированное проектирование машиностроительного гидропривода / И. И. Бажин, Ю. Г. Беренгард, М. М. Гайцгори [и др.]; под общ. ред. С. А. Ермакова. – М. : Машиностроение, 1988. – 312 с.

6. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы : учебник для машиностроит. ВУЗов / Т. М. Башта, С. С. Руднев, Б. Б. Некрасов [и др]. – 2-е изд., перераб. – М. : Машиностроение, 1982. – 423 с.

7. *Башта Т. М.* Машиностроительная гидравлика : справочное пособие / Т. М. Башта. – Изд. 2-е, перераб. и доп. – М. : Машиностроение, 1971. – 672 с.

8. *Навроцкий К. Л.* Теория и проектирование гидро- и пневмоприводов : учеб. для студ. вузов по спец. «Гидравлические машины, гидроприводы и гидропневмоавтоматика» / К. Л. Навроцкий. – М. : Машиностроение, 1991. – 384 с.

9. *Попов Д. Н.* Нестационарные гидромеханические процессы / Д. Н. Попов. – М.: Машиностроение, 1982. – 240 с.

10. Проектирование гидравлических систем машин : учеб. пособие для студ. ВУЗов / Г. М. Иванов, С. А. Ермаков, Б. Л. Коробочкин, Р. М. Пасынков ; под общ. ред. Г. М. Иванова. – М. : Машиностроение, 1992. – 224 с.

11. *Цуканова Е. А.* Влияние динамических характеристик предохранительно-переливных клапанов на переходные процессы в гидроприводе / Е. А. Цуканова, Е. Я. Винницкий // Пневматика и гидравлика. Приводы и системы управления. – М. : Машиностроение, 1984. – Вып. 11. – С. 333 – 337.

12. *Коробочкин Б. Л.* Динамика гидравлических систем станков : учебник / Б. Л. Коробочкин. – М. : Машиностроение, 1976. – 240 с.

13. *Лурье З. Я.* Динамика гидропривода в режиме перегрузки с предохранительным клапаном непрямого действия / З. Я. Лурье, А. И. Гасюк // Вестник Национального технического университета Украины

«Киевский политехнический институт». Машиностроение. – Сумы : СумГУ, 2000. – Вып. 38, т. 1. – С. 93 – 97.

ДИНАМІЧНА КОМПЕНСАЦІЯ КОЛИВАНЬ У МЕХАТРОН-НОМУ ГІДРОАГРЕГАТІ МОБІЛЬНОЇ МАШИНИ

Лур'є З.Я., Панченко А.І., Цента Є.М.

Анотація – у статті вперше обговорюється зниження коливань швидкості руху навісного обладнання та пульсацій тиску робочої рідини мехатронного гідроагрегата. На основі розробленої математичної моделі виконано синтез коригувальних пристроїв, що суттєво знижують коливання швидкості та тисків для різних навантажень. Запропоновано рішення, що дозволяє, з достатньою для практики точністю, ввести у пристрій керування один синтезований коригувальний пристрій з постійними коефіцієнтами.

DYNAMIC COMPENSATION OF FLUCTUATION IN MECHATRONIC HYDRAULIC UNIT OF MOBILE MACHINE

Z. Lurye, A. Panchenko, E. Tsenta

Summary

In the article for the first time the decrease of speed fluctuations of mounted equipment and hydraulic fluid pressure pulsations of mechatronic hydraulic unit is discussed. The synthesis of correcting devices significantly reducing the velocity and pressure fluctuations for different loads on the basis of the developed mathematical model is performed. The solution allowing with sufficient accuracy for practical control device to include one synthesized correcting device with constant coefficients is proposed. УДК 621.09.04

РОЗРОБКА ІНЕРЦІЙНОГО ДЕМПФЕРА КОЛИВАНЬ ВИКОНАВЧОГО ОРГАНУ ПРОСТОРОВОЇ СИСТЕМИ ПРИВОДІВ НАВІСНОГО ОБЛАДНАННЯ ТРАКТОРА

Яхно О. М., д.т.н., Струтинський С. В., к.т.н. Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут» Тел. (044) 236-70-63

Анотація – розглянуто навісне обладнання трактора, що виконане у вигляді просторової системи приводів, оснащеної пристроями для гасіння високочастотних коливань виконавчого органу. Розроблена конструкція інерційного демпфера, що включає корпус із сферичною порожниною, заповненою в'язкою рідиною, в якій розміщена масивна сфера. Виконано розрахунок характеристик інерційного демпфера. Для цього складені і вирішені рівняння течії рідини в зазорі між сферою і корпусом. Визначена сила гідродинамічного опору сфери в корпусі. Знайдені динамічні характеристики демпфера коливань.

Ключові слова – трактор, навісне обладнання, демпфер, куля, в'язка рідина, характеристики демпфера.

Постановка проблеми. Просторові системи приводів із паралельними кінематичними зв'язками є перспективними вузлами сільськогосподарських машин. До недоліків даних систем відноситься недостатньо плавний рух виконавчого органа. Мають місце вібрації, значні пришвидшення, ударні навантаження. Тому розробка спеціальних пристроїв для поліпшення показників динамічної якості просторових систем приводів є актуальним.

Підвищення показників динамічної якості просторової системи приводів являє собою складну науково-технічну проблему. Вона вирішується різними методами. Застосовуються спеціальні закони переміщення окремих приводів та додаткові пристрої для поліпшення динамічних характеристик системи.

Проблема пов'язана із важливими науковими і практичними завданнями створення ефективного технологічного обладнання. Зокрема можуть бути реалізовані ефективні системи приводів для керованого переміщення та маніпулювання об'єктами.

[©] Яхно О. М., Струтинський С. В.

Аналіз останніх досліджень. В літературних джерелах і публікаціях наведено значну кількість досліджень присвячених розробці та застосуванні просторових систем приводів [1]. Дослідження в основному стосуються визначення статичних і динамічних характеристик систем приводів [2]. Просторові системи приводів широко використовуються в робототехніці, металообробці та в інших технологічних машинах [3, 4]. Окремі джерела [5] містять інформацію про використання просторових систем приводів у сільськогосподарських машинах. Автори відзначають наявність незадовільних динамічних характеристик просторових систем приводів [6]. Запропоновано ряд конструктивних заходів для поліпшення динамічних характеристик просторових систем приводів [7]. Використання спеціальних демпферів для поліпшення динамічних характеристик в літературних джерелах не виявлено.

До невирішених раніше частин загальної проблеми відноситься розробка спеціальних інерційних демпферів для поліпшення динамічних характеристик просторової системи приводів.

Формулювання цілей статті (постановка завдання). Метою досліджень викладених в даній статті є наукове обґрунтування розробки ефективного демпфера коливань просторової системи приводів навісного обладнання трактора. Задачами досліджень є розробка схемних і конструктивних рішень демпфера, розрахунок його характеристик та визначення умов ефективного поглинання енергії коливань виконавчого органу системи приводів.

Основна частина. Просторові системи приводів з паралельними кінематичними зв'язками є перспективними вузлами сільськогосподарських машин [5]. Типовою конструкцією є привод з'єднання навісного обладнання з трактором, побудований на основі механізмагексапода (рис. 1).



Рис. 1. Виконавчий орган просторової системи приводів для з'єднання навісного обладнання з трактором

Обладнання має шість приводів 1, які шарнірно закріплено на основі 2 і зв'язані із виконавчим органом 3. Виконавчий орган служить для закріплення необхідного навісного обладнання. Виконавчий орган переміщується в просторі за допомогою приводів. Виконавчий орган має шість ступенів вільності. В першому наближені виконавчий орган можна вважати твердим тілом, яке здійснює поступальні переміщення в напрямках вісей х, у, z та поперечно-кутові переміщення у вигляді кутів повороту виконавчого органу ψ , θ , ϕ . Виконавчий орган системи приводів навантажений різнорідними динамічними силами. Динамічні навантаження, які діють на виконавчий орган з боку всіх шести штанг являють собою просторову систему сил. Згідно [8] просторова система сил приводиться до комплекса, який відповідає силі і парі, вектор якої є колінеарним силі.

Даний силовий комплекс (динама) діє на виконавчий орган і врівноважує всі діючі на нього сили корисного навантаження F(t), M(t).

Виконавчий орган системи приводів являє собою слабодемпфовану динамічну систему.

При русі виконавчого органу просторової системи приводів виникають особливі динамічні процеси, що супроводжуються різкими рухами, ударами, наявністю вібрацій. Це обумовлено особливістю кінематичної схеми просторової системи приводів.

Приводи характеризуються плавними законами зміни довжини привода в часі $\ell(t)$. На початку і кінці ходу привода відбувається гальмування. Система приводів має кінематичні особливості обумовлені конфігурацією шарнірного механізму. Тому плавні зміни довжини привода $\ell(t)$ при певних положеннях виконавчого органу можуть привести до появи значних прискорень, а відповідно появи різко змінних динамічних навантажень P(t). Суттєві динамічні навантаження виникають в момент гальмування привода, на початку руху або при реверсі. Дані навантаження мають ступінчастий або імпульсний характер і діють в напрямку осі привода.

Під дією динамічних збурень мають місце поперечні коливання приводів у напрямках u(t). Вони приводять до невеликих обмежених по величині переміщень шарнірів v(t). Дані переміщення також спричиняють динамічні навантаження в приводах $P_1(t)$.

Наявність інтенсивних динамічних навантажень спричиняє просторові коливальні рухи виконавчого органу. Для зняття інтенсивності коливань запропоновано оснастити виконавчий орган спеціальними інерційними демпферами 4.

Розроблено ряд конструкцій інерційних демпферів коливань просторової системи приводів.

Однією із перспективних конструкцій є демпфер рідинного тертя, який має масивну кулю, що встановлена у сферичній порожнині, заповненій робочою рідиною.

Інерційний демпфер просторових коливань (рис. 2) має корпус 1, в сферичній порожнині якого знаходиться куля 2.



Рис. 2. Конструктивна схема інерційного демпфера рідинного тертя

Корпус закрито кришкою 3. Куля встановлена в порожнині корпуса з зазором. Середній радіальний зазор є складає 0,01...0,06 мм. Зазор заповнений мастильною рідиною, що подається в порожнину корпуса через отвір, який в подальшому закритий заглушкою 4.

Внаслідок поступальних переміщень корпуса демпфера z(t) або x(t), виникають інерційні сили F, які діють на кулю. Вони обумовлюють її переміщення відносно корпуса. При цьому в шарі мастила, яке знаходиться в зазорі, має місце течія рідини. При течії рідини в малорозмірному зазорі виникають сили в'язкого тертя, які забезпечують дисипацію енергії коливань корпуса демпфера.

Поперечно кутові переміщення корпуса демпфера ф обумовлюють відносний поворотний рух кулі відносно корпуса 1. Внаслідок цього виникає момент тертя М, що забезпечує дисипацію енергії при поперечно-кутових коливаннях корпуса.

Демпфер реалізовано в якості дослідного зразка (рис. 3).

У верхній частині демпфера виконано отвір для введення мастила в порожнину корпуса. Отвір закривається конічним клапаном.



Рис. 3. Дослідний зразок розробленого інерційного демпфера

Дослідний зразок демпфера має корпус із легкого сплаву, виконаний з двох частин. В обох частинах корпуса виконані сферичні порожнини, в яких знаходиться куля (рис. 4.).



Рис. 4. Основні деталі дослідного зразка інерційного демпфера

Основною технологічною проблемою виготовлення демпфера є забезпечення точного розміру сферичної порожнини корпуса. Дана проблема вирішена фінішною операцією по доводці поверхні. Виконана операція без абразивної доводки з використанням точної сфери із кераміки (карбід бора).

Для вибору необхідних конструктивних параметрів демпфера проведено розрахунок його динамічних характеристик. Розглянемо ідеалізовану схему демпфера рідинного тертя.

Демпфер має масивну кулю, поміщену в сферичну порожнину корпуса (рис. 5) заповнену мастилом.



Рис. 5. Схема взаємного зміщення кулі відносно корпуса демпфера

Визначимо кінематичні параметри руху кулі. Розглянемо рух демпфера в одному напрямку (вздовж осі z). Переміщення корпуса описуються залежністю z= z(t). При цьому відносне зміщення кулі і корпуса визначається ексцентриситетом е, а відносна швидкість кулі відносно корпуса $v = -\frac{de}{dt}$.

Абсолютне переміщення кулі складе $z_{\kappa} = z$ -е. (1) Абсолютна швидкість кулі визначається диференціюванням даної залежності і складе $v_k = \frac{dz}{dt} - \frac{de}{dt} = \frac{dz}{dt} - v$ (2)

Прискорення кулі, визначене в абсолютній системі координат

$$a_{k} = \frac{dV_{k}}{dt} = \frac{d^{2}z}{dt^{2}} - \frac{d^{2}e}{dt^{2}}$$
(3)

При переміщеннях корпуса демпфера по закону z= z(t) на кулю діють інерційні сили обумовлені прискоренням кулі, сили тиску в шарі мастила та гравітаційні сили. Сила інерції визначається прискоренням і складає

$$F_{\rm I} = -ma_{\rm k} = -m\frac{d^2z}{dt^2} + m\frac{d^2e}{dt^2},$$
(4)

де т – маса кулі.

Гравітаційна сила, яка діє на кулю, є постійною і складає

 $F_{G} = -mg$,

(5)

де g – прискорення вільного падіння.

Маса рідини в зазорі між кулею і корпусом набагато менша ніж маса кулі. Тому при визначенні гідродинамічних сил, які діють на кулю, можна використати статичну залежність [8] у вигляді

$$F = -\frac{8\pi\mu R^{4}}{\epsilon^{3}}K_{1}(\lambda) \cdot v + \frac{4\pi\mu R^{4}}{\epsilon^{3}}K_{1}(\lambda) \cdot \omega \cdot e + + \frac{8\pi\mu R^{4}}{\epsilon^{3}}K_{1}(\lambda) \cdot \frac{\left[K_{1}(\lambda) - K_{2}(\lambda)\right]}{\lambda^{2}} \cdot v \cdot e^{2}$$
(6)

де R - радіус кулі; є – середнє значення радіального зазору між кулею і корпусом; μ – динамічна в'язкість рідини; ω - суттєва складова кутової швидкості кулі, яка характеризує поворот кулі відносно осі, перпендикулярної вісі z; λ =e/є – відносне зміщення кулі; К₁ і К₂ – функції відносного зміщення, визначені залежностями

$$K_1(\lambda) = \frac{3}{2(4+\lambda^2)} \left[\left(\frac{1}{\lambda} + \frac{1}{\lambda^3} \right) \ln \frac{1+\lambda}{1-\lambda} - \frac{2}{\lambda^2} \right] \quad ; \tag{7}$$

$$K_{2}(\lambda) = \frac{3}{4\lambda^{3}} \left(\frac{2\lambda}{1-\lambda^{2}} - \ln \frac{1+\lambda}{1-\lambda} \right)$$
(8)

Дані залежності є незручними в користуванні тому, що потребують граничного переходу при $\lambda \rightarrow 0$. З метою спрощення залежність $K_1(\lambda)$ апроксимована поліномом третього порядку наступного виду:

$$K3(\lambda) = 1 + 0.45\lambda^3 \tag{9}$$

Поліноміальна залежність (9) при помірних зміщеннях сфери мало відрізняється від точної залежності (7) (рис. 6).



Рис. 6. Апроксимація функції К₁(λ) спрощеною залежністю (9) (пунктирна лінія)

Останній доданок в правій частині формули (6) набагато менший першого доданка, тому що він включає множник $e^2/\lambda^2 = \epsilon^2$. Тому, враховуючи залежність (9), формула (6) набуде вигляду

$$F = \frac{c}{\varepsilon^3} \cdot \left(1 + 0.45 \left(\frac{e}{\varepsilon} \right)^3 \right) \left(-v + \frac{\omega}{2} e \right)$$
(10)

де константа с= $8\pi\mu R^4$.

Залежність (10) визначає гідродинамічну силу, яка діє на кулю при її русі відносно корпуса. При центральному положенні кулі (e=0) гідродинамічна сила визначиться залежністю

$$F = -\frac{c}{\varepsilon^3} v \tag{11}$$

Значення сили суттєвим чином залежить від середнього радіального зазору між кулею і корпусом (рис. 7).



Рис. 7. Розрахункова залежність гідродинамічної сили від швидкості переміщення кулі відносно корпуса при різних значеннях середнього радіального зазору

Із аналізу графіків випливає, що значення гідродинамічної сили є суттєвим і складає кілька десятків ньютонів. Тому при достатньо малому зазорі між кулею і корпусом (ε =0,025 мм та менше) демпфер буде забезпечувати значну силу опору при переміщенні корпуса демпфера.

Визначимо динамічні переміщення кулі відносно корпуса при коливаннях демпфера.

Рівняння динамічної рівноваги кулі при переміщеннях корпуса одержані у вигляді рівності гідродинамічної сили сумі сил інерції та гравітації:

 $\mathbf{F} = \mathbf{F}_{\mathbf{I}} + \mathbf{F}_{\mathbf{G}} \tag{12}$

Підставляючи значення сил в дане рівняння, одержимо нелінійне диференціальне рівняння другого порядку, яке визначає відносне переміщення кулі відносно корпуса

$$\frac{c}{\epsilon^{3}}\left[1+0.45\left(\frac{e}{\epsilon}\right)^{3}\right]\left[-\frac{de}{dt}+\frac{\omega}{2}e\right] = -m\frac{d^{2}z}{dt^{2}}+m\frac{d^{2}e}{dt^{2}}-mg.$$

Дане рівняння шляхом заміни $V = \frac{de}{dt}$ приведено до системи двох нелінійних диференціальних рівнянь для визначення відносного переміщення та відносної швидкості кулі у вигляді

$$\begin{cases} \frac{\mathrm{d}\mathbf{e}}{\mathrm{d}t} = \mathbf{v} \\ \frac{\mathrm{d}\mathbf{v}}{\mathrm{d}t} = \frac{\mathrm{d}^2 z}{\mathrm{d}t^2} + g - \frac{c}{\mathrm{m}\varepsilon^3} \left[1 + 0.45 \left(\frac{\mathrm{e}}{\varepsilon}\right)^3 \right] \cdot \left(\mathbf{v} - \frac{\omega}{2} \mathrm{e}\right)^2. \end{cases}$$

Дана система рівнянь розв'язана чисельним методом для гармонічного закону переміщення корпуса демпфера у вигляді

 $z = a_z \sin(2\pi v t)$,

де а_z – амплітуда переміщень; v – циклічна частота в Гц.

Типові розрахункові залежності переміщення корпуса демпфера мають ділянку перехідного процесу $(0...t_n)$ та ділянку усталеного руху $t > t_n$ (рис. 8).



Рис. 8. Залежність відносного переміщення кулі відносно корпуса *е* при гармонічному законі переміщення корпуса *z*

Розмах відносних переміщень кулі відносно корпуса демпфера складає близько 0,01 мм при гармонічних коливаннях корпуса демпфера з розмахом 0,04 мм.

Переміщення кулі відносно корпуса мають фазове зміщення відносно коливань корпуса близько $\psi \approx 270^{\circ}$. При цьому переміщення куля знаходиться в противофазі до швидкості переміщення корпуса. Цим забезпечується ефективне демпфування коливань корпуса.

Висновки.

1. Поліпшення динамічних режимів роботи виконавчого органу просторової системи приводів доцільно забезпечити використанням спеціальних демпферів інерційного типу, які мають масивне тіло, по-

міщене з зазором в порожнині корпуса демпфера, та засоби розсіяння енергії коливань.

2. Демпфер інерційного типу може забезпечувати силу опору 100 Н і вище в залежності від параметрів демпфера.

3. Ефективне демпфування коливань виконавчого органу системи приводів забезпечується при відносному переміщенні масивного тіла в противофазі до швидкості руху корпуса демпфера. При цьому різниця фаз коливання корпуса і масивного тіла складає 250...280°.

4. Як напрямок подальших досліджень, рекомендується встановлення оптимальних параметрів демпфера для забезпечення необхідних показників динамічної якості виконавчого органа просторової системи приводів та проведення експериментальних досліджень розробленого демпфера.

Література:

1. Глазунов В.А., Колискор А.Ш., Крайнев А.Ф. Пространственные механизмы параллельной структуры / В.А. Глазунов, А.Ш. Колискор, А.Ф. Крайнев // М.:Наука, 1991.-95 с.

2. Воробьев Е.И., Диментберг Ф.М. Пространственные шарнирные механизмы / Е.И. Воробьев, Ф.М. Диментберг // М.:Наука, 1991.-264 с.

3. Спыну Г.А., Юмашев В.Е. Робототехника: Монография. – Житомир: ЖДТУ, 2007. - 332 с.

4. *Рыбак Л.А., Ержуков В.В., Чичварин А.В.* Эффективные методы решения задач кинематики и динамики робота-станка параллельной структуры / Л.А. Рыбак, В.В. Ержуков, А.В. Чичварин // – М.: ФИЗМАТЛИТ, 2011. – 148 с. ISBN978-5-9221-1296-3.

5. *Кузнєцов Ю.М., Дмитрієв Д.О., Діневич Г.Ю*. Компоновки верстатів з механізмами паралельної структури / Під ред.. Ю.М. Кузнєцова. – Херсон: ПП Вишемирський В.С., 2009. – 456 с.

6. Струтинський В.Б., Колот О.В. Математичне моделювання стохастичних процесів у системах приводів: Монографія. – Краматорськ: ЗАТ "Тираж-51", 2005. – 530 с.

7. *Новіков М.* Розробка верстата-гексапода з шестикоординатною системою ЧПК і результативого дослідницького застосування / М. Новіков, В. Струтинський, А. Кириченко // Машинознавство. – Львів: ТзОВ «КІНПАТРІ ЛТД», 2011. – №5-6 (167-168). – С. 3-10.

8. *Лойцянский Л.Г., Лурье А.И*. Курс теоретической механики: В 2-х томах. Т II Динамика. – 6-е изд. – М: Наука, 1983. – 640 с.

9. Струтинський С.В. Визначення основних конструктивних параметрів сферичних опорних вузлів просторового механізму методом Монте-Карло // Всеукраїнський щомісячний науково-технічний журнал "Машинознавство", 2007. - № . – С.37-43. ISSN 1729-4959. Фахове видання.

10. Павловський М.А. Теоретична механіка. Підручник. / М.А. Павловський // – К.: Техніка, 2002. – 512 с. – ISBN 966-575-184-0.

РАЗРАБОТКА ИНЕРЦИОННОГО ДЕМПФЕРА КОЛЕБАНИЙ ИСПОЛНИТЕЛЬНОГО ОРГАНА ПРОСТРАНСТВЕННОЙ СИСТЕМЫ ПРИВОДОВ НАВЕСНОГО ОБОРУДОВАНИЯ ТРАКТОРА

Яхно О.М., Струтинский С.В.

Аннотация – рассмотрено навесное оборудование трактора, выполненное в виде пространственной системы приводов, оснащенной устройствами для гашения высокочастотных колебаний исполнительного органа. Разработанная конструкция инерционного демпфера включает корпус со сферической полостью, заполненой вязкой жидкостью, в которой помещена массивная сфера. Выполнен расчет характеристик инерционного демпфера. Для этого составлены и решены уравнения течения жидкости в зазоре между сферой и корпусом. Определена сила сопротивления сферы в корпусе. Найдены динамические характеристики демпфера колебаний.

DEVELOPMENT OF AN INERTIAL DAMPER OF EXECUTIVE BODY VIBRATIONS OF THE SPATIAL DRIVE SYSTEM OF TRACTOR MOUNTED EQUIPMENT

O. Yakhno, S. Strutinsky

Summary

Tractor mounted equipment which is designed as a space drive system equipped with devices for damping high frequency vibrations of the executive body is considered. A developed design of the inertial damper includes a body with a spherical cavity filled with viscous liquid in which a massive sphere is placed. The calculation of inertial characteristics of the damper is done. For this purpose fluid flow equations are solved in the gap between the sphere and shell. Resistance force of the sphere in the housing is determined. Dynamic characteristics of the vibration damper are found.

29

УДК 62-762(035)

ВИЗНАЧЕННЯ ДОВГОВІЧНОСТІ УЩІЛЬНЕНЬ ПРИ ЗВОРОТНО-ПОСТУПАЛЬНОМУ РУХУ

Андренко П. М., д.т.н., Національний технічний університет "Харківський політехнічний інститут" Свинаренко М. С., к.т.н. Харківський національний університет архітектури та будівництва Тел. (057) 707-61-28

Анотація – в статті наведені результати експериментальних досліджень довговічності різних типів ущільнень при зворотнопоступальному руху. Розроблена методика визначення їх ресурсу, терміну служби і кількість циклів роботи.

Ключові слова – ущільнення, зворотно-поступальний рух, довговічність, ресурс, кількість циклів.

Постановка проблеми. Ущільнення є одним з основних елементів гідрофікованих машин та гідроагрегатів (ГА), від яких в значній мірі залежить їх надійність, технічний рівень та конкурентоспроможність. В той же час вони є найбільш слабкою ланкою гідравлічних елементів та пристроїв, при виході з ладу яких гідравлічні елементи і ГА втрачають працездатність, що може привести в окремих випадках до аварії. Як вказує досвіт експлуатації гідрофікованих машин та ГА, потреба в розбиранні вузла для заміни зношених деталей значною мірою визначається станом та зношенням ущільнення. Слід зазначити, що механізм ущільнюючої дії зазвичай обумовлений не тільки механічною взаємодією поверхонь які контактують, а також процесами тертя в зоні контакту та хімічними процесами матеріалу в процесі експлуатації при контакті з різними середовищами.

Однією з великих груп ущільнень є ущільнення для герметизації при зворотно-поступальному руху. Серед таких ущільнень значне місце займають контактні (манжети, кільця, сальники тощо), які здійснюють герметизацію за рахунок щільного притискання ущільнення до відповідної сполученої поверхні. При роботі контактних ущільнень відбувається зношення сполучених з ними деталей: валів, штоків і циліндрів. Це приводить до збільшення витоків робочої рідини (РР), значення яких регламентовано відповідними ДСТУ, зменшення ККД та може привести до втрати ГА роботоспроможності. Визначення дов-

[©] Андренко П. М., Свинаренко М. С.

говічності таких ущільнень внаслідок складних фізико-хімічних процесів, що протікають в них, натрапляє на великі труднощі та потребує проведення значних об'ємів експериментальних досліджень. На сьогодні відсутні єдині методологічні підходи, що до визначення довговічності таких ущільнень.

Аналіз останніх досліджень. Визначення довговічності ущільнень базується на роботах Абрамова Є.І., Аврущенко Б.Х., Свєшнікова В.К., Макарова В.Г. та ін. При роботі ГА на мінеральних мастилах на основі нафти, вогнестійких гідравлічних рідинах, прісній воді та ін., вибір ущільнень для герметизації з'єднань здійснюється відповідно до рекомендацій, наведених у [1]. Там же наведені конструкція та розміри ущільнень, а також місця для їх посадки. Вимоги щодо монтажу таких ущільнень наведені у роботі [2]. За даними роботи [3] температура РР у об'ємних ГА з водяним охолодженням знаходиться в межах 50...60 °С, а з повітряним 70...80 °С, тому далі будемо розглядати роботу ущільнень при температурі більш ніж 50 °С.

Аналіз літературних джерел дозволив встановити, що довговічність ущільнень значною мірою залежить від місць посадки ущільнень, чистоти обробки поверхні ковзання, її твердості. Залежність довговічності від вказаних факторів досить складна, а аналітичні залежності, які її описують, відсутні. Тому далі вважаємо, що місця посадки ущільнень, чистота обробки поверхні ковзання та її твердість відповідають технічним умовам наведеним у відповідних ДСТУ, і їх вплив на довговічність не розглядаємо. В якості параметрів довговічності в літературних джерелах розглядаються: ресурс L або час експлуатації, термін служби, кількість циклів N.

В роботі [4] при розгляді довговічності гумових манжет при експлуатації в маслі АМГ-10 при температурі 20 °С встановлено, що при збільшені модуля гуми з одного того ж каучуку у 2 рази довговічність манжети зростає у 12 разів, та довжина ходу не впливає на неї. Головним фактором, який впливає на довговічність ущільнень при зворотно-поступальному руху, є кількість реверсів, тобто кількість передеформацій ущільнювача внаслідок зміни знака сили тертя. При цьому втрата герметичності ущільнювачем відбувається внаслідок руйнування матеріалу від втоми. Кількість циклів N до руйнування гуми при динамічному навантаженні визначається за формулою [4]

$$N = \nu B(b+1)\sigma^{-b},\tag{1}$$

де $v = 1/\tau$ – частота навантаження; τ – період циклу навантаження; σ – напруження, яке руйнує; *B* – константа, яка залежить від масштабного фактора (товщини зразка, який руйнується); *b* – константа, яка залежить від жорсткості зразка та для технічних гум знаходиться в межах від 3 до 12, зростаючі разом з зростанням жорсткості. З (1) видно, що при збільшенні періоду навантаження, зменшується кількість циклів до руйнування матеріалу манжет. При цьому характерними руйнуваннями, які приводять до втрати герметичності манжет при зворотно-поступальному руху, є: вирив; зношення ущільнюючої поверхні у вигляді рисок у напрямку руху; тріщин в місці переходу від робочої частини манжети до опорної; руйнування ущільнюючої кромки. Зазначено, що при роботі манжет у статичному режимі втрата герметичності відбувається при деякому критичному значені контактного зусилля $F_{\kappa \, \text{кр}}$ на одиницю довжини. За результатами експериментів встановлено, що $F_{\kappa \, \text{кр}} = 2 \text{ H [4]}$. При циклічному навантаженні втрата герметичності може настати і при більш високих значеннях контактного напруження в результаті руйнування манжети. До формули (1) входять константи, які невизначені для більшої кількості ущільнень, тому її використання обмежено.

У роботі [4] також наведено методику прогнозування довговічності манжет, однак вона базується на їх короткочасних експериментальних дослідженнях на спеціальному приборі і не може бути застосована для широкого класу ущільнень.

Розглядаючи довговічність гумових ущільнень при зворотнопоступальному руху у роботі [5], відповідно до експериментальних даних, встановлено, що характер зміни довговічності (кількості циклів N, після яких відбувається руйнування ущільнення) залежно від робочого тиску PP p нагадує характер кривих витривалості для металів у координатах σ_{on} , N, де через σ_{on} означається граничне напруження. Приймають, що коефіцієнт асиметрії циклу $r = \sigma_{min}/\sigma_{max}$ є постійним для даної конструкції ущільнення та не залежить від тиску p, та

$$p_{\rm on}^{\rm m}N = {\rm const} \;. \tag{2}$$

Цю залежність розповсюджують на весь діапазон циклів, який є при роботі ущільнень. Допустимий при даній довговічності ущільнення тиск, який враховує зміну діаметрів поверхонь, які ущільнюються, і чистоту їх обробки визначають з залежності [5]

$$[p] = p_{\rm orr} \varepsilon \beta / [n], \qquad (3)$$

де p_{on} – граничний тиск, знятий з кривої довговічності при d = 70 мм і чистоті обробки поверхні, яка ущільнюється $\nabla 7 \dots \nabla 8$; ε – коефіцієнт, який враховує вплив на довговічність зміни діаметра ущільнюючої поверхні (при d = 70 мм $\varepsilon = 1$); β – коефіцієнт, який враховує влив на довговічність чистоти обробки (при $\nabla 7 \dots \nabla 8 \beta = 1$); [n] – коефіцієнт запасу.

Приблизне значення показника *m* в формулі (2) для різних гумових ущільнень, $m \approx 3$. При значенні коефіцієнта запасу [n] = 2 допустимий, при даній довговічності ущільнення, тиск [p] = 3...10 МПа.

Якщо при роботі ущільнення тиск p змінюється, то приблизне сумування напружень втоми визначається з приведеної кількості циклів $N_{\rm np}$, яка відповідає основному режиму при тиску p_1 :

$$p_1^m N_1 + p_2^m N_2 + \dots = p_1^m N_{\rm np} \,. \tag{4}$$

3 (4) визначають приведену кількість циклів, яка відповідає тиску *p*₁:

$$N_{\rm np} = N_1 + N_2 (p_2/p_1)^m + N_3 (p_3/p_1)^m + \dots .$$
 (5)

Однак і ці аналітичні залежності не дозволяють визначити довговічність ущільнень при зворотно-поступальному руху. В каталогах провідних вітчизняних та закордонних фірм відсутня інформація щодо довговічності ущільнень [6 – 8]. Таким чином, на сьогодні відсутні науково обґрунтовані методики визначення довговічності ущільнень при зворотно-поступальному руху, а їх розробка є актуальною науково-практичною задачею.

Формулювання цілей статті (постановка завдання). Розробка методики визначення довговічності ущільнень при зворотнопоступальному руху.

Основна частина. При встановлені довговічності ущільнень при зворотно-поступальному руху спираємося на дані експериментальних досліджень, наведених в літературних джерелах [4 – 6, 9 – 12], які екстраполюємо, враховуючи форму ущільнення, матеріал, з якого вони виготовлені, температуру і тиск у ГА, швидкість ковзання тощо.

В якості кільцевих ущільнень при зворотно-поступальному руху найбільш широко використовуються гумові кільця круглого, овального, *x*-подібного та пилкоподібного перетинів. Для кілець круглого перетину ресурс за шляхом ковзання *L* не перевищує 100 км. Такий самий ресурс досягають кільця овального перетину. Кільця пилкоподібного перетину при високій якості ущільнюючих поверхонь при тиску p < 0,15 МПа, швидкості ковзання v < 3 м/с та температурі T = -5...60°C, забезпечують необхідну герметичність при кількості подвійних ходів N (5...7) 10⁶ [9].

Гарантійне напрацювання для гумових кілець круглого перетину при зворотно-поступальному руху становить 3 км, та залежить від групи гуми температури і тиску [10]. Зазначимо, що марка гуми залежить від її щільності та наведена там же.

Ущільнення з фторопласту-4, фторопласту-40, поліаміду 610 і капралона використовуються при p > 6,3 МПа. Вони забезпечують мінімальну силу тертя, плавність руху та працездатність ущільнень без змащувального матеріалу у широкому діапазоні температур та практично не старіють при роботі і зберіганні на протязі до 20 років. Слід зазначити, що ресурс фторопластових ущільнень рухомих з'єднань (кільце яке плаває з браслетними пружинами) при тиску p = 32 МПа і роботі на мастилі типа МГЕ-10 становить більш ніж 200 км, та може

бути суттєво збільшений за рахунок заміни кілець з фторопласту-4 кільцями з композицій, які наповнюють його. Термін експлуатація таких ущільнень становить 20 років [9].

Для фторопластових кілець, виконаних за ГОСТ 17820-72 з фторопласту-4 для герметизації штоків діаметрів від 8 до 16 мм, які працюють при: тиску $p \le 6,3$ МПа; швидкості ковзання v < 0,015 м/с; температурі T = -50...+225 °C; залежно від діаметра, гарантійний ресурс N становить 10⁵, L = 50...200 км [9]. На рис. 1 наведено діаграми довговічності для діаметрів штока і поршня d = 70 мм при $v_{\text{max}} \approx 0,6$ м/с.

Фірма Елконт спеціалізується на виготовлені ущільнень та опорних кілець гідроциліндрів стандартних діаметрів від 20 до 250 мм, що працюють у середовищі мінеральних мастил і водно масляних емульсій з чистотою не грубіше 14 класу згідно ГОСТ 17216, в'язкістю 12...1500 мм²/с. Основні матеріали ущільнень та параметри, при яких їх використання ефективно, наведені у роботі [6]. Робоча температура, залежно від матеріалу, становить від –60 до +250°С, швидкість ковзання від 0,5 до 10 м/с, робочий тиск до 80 МПа. Середній контактний тиск визначається з залежностей: для поршня $\sigma = F/(DB)$ або $\sigma = F/(dB)$ для штока, де F – радіальне навантаження; D і d – відповідно діаметри поршня і штока; B – ширина кільця.

Основними ущільнюючими елементами при зворотнопоступальному русі є манжети, які забезпечують малу, порівняно з гумовими кільцями, силу контактного тертя і великий ресурс. Однак їх застосовують парами та дублюють іншими ущільненнями для виключення підсмоктування повітря. Для гідравлічних манжет, виконаних за ГОСТ 14896-84 (манжети 1 і 3 типів) для D і D_{μ} до 500 мм, які використовуються в автомобілях, тракторах, дорожніх і сільськогосподарських машинах гарантійний термін експлуатації, умови застосування та загальний ресурс наведено у табл. 1. При застосуванні таких манжет в інших виробах попередня гарантія 2 роки для L = 5 км, а гарантійний термін зберігання 2 роки з часу виготовлення [9].

95 % ресурс гумових армованих манжет для валів залежно від групи, становить не менше: 3000 год. для 1...3 групи (трактори, пароплави); 5000 год. – 6 група; 2500 год., залежно від групи гуми [11].

Група	Діапазон робочих	p_{\max} ,	Ресурс, діб, при <i>T</i> , °С		три <i>Т</i> , °С
гуми	температур, °С	МПа	50	70	100
0	-10+ 200				2,5 роки*
1	-10+ 150	32			2,5 роки**
2a	-30+ 100		40	7	5/6
2б	-10+ 100	50	_	400	28
4	-30+ 100	32	30	6	2/3
2			10	1	—
2a	$-2 \dots + 70$	20	25	5	—
5			90	24	—
2б	-10+ 70		150	50	—
3	-2+ 70	63	80	15	_
6	-60+ 100	50	45	8	2

Таблиця 1 – Характеристики і умови застосування гідравлічних манжет виготовлених за ГОСТ 14896-84

*Або рік при T < 120 °С, або 80 діб при T < 150 °С, або 300 год при T < 200 °С.

**Або 220 діб при *T* < 120 °С, або 40 діб при *T* < 150 °С.

Примітка: термін служби манжет співпадає з загальним ресурсом.

Для гумових манжет, виконаних відповідно ГОСТ 14896 для роботи при тиску до 50 МПа (типи 1 і 3) або до 32 МПа (тип 2), у яких швидкість зворотно-поступального руху не перевищує 0,5 м/с, встановлений термін служби при температурі до +70°С становить 10 років. Причому при збільшенні температури термін служби стрімко зменшується (для групи 0 при 100°С – 2,5 роки; при 120°С – 1 рік; при 150°С – 80 діб; при 200°С – 300 год.) [11].

У діапазоні тиску у ГА 10...50 МПа при додатних температурах ресурс U-подібних манжет за сумарним шляхом ковзання знаходиться у межах 30...100 км і 15...80 км у випадку роботи при додатних і від'ємних температурах. Ресурс підвищується (в цих межах) з зменшенням тиску і збільшенням діаметра ущільнення [12]. Гарантійні терміни експлуатації U-подібних манжет наведено в табл. 2 [12]. Вказані терміни експлуатації забезпечуються, якщо довжина хода вузлів та виробів не перевищує 2 м.

У роботі [4] розглядається вплив експлуатаційних факторів на роботоспроможність машин. Встановлено, що з зростанням тиску у ГА величина витоків монотонно зростає (допустима норма витоків робочого середовища становить 0,5 см³/(м²·год)) та стабілізується при великому тиску. При цьому відповідно зростає сила тертя ущільнення і зменшується його довговічність, яка характеризується кількістю ци-

клів до досягнення допустимої норми витоків. Довговічність ущільнення зменшується при підвищенні температури PP, частоти реверсу та з збільшенням діаметра ущільнення. Встановлено, що при збільшені модуля гуми з одного того ж каучуку у 2 рази довговічність манжети зростає у 12 разів. Зазначимо, що довжина ходу не впливає на довговічність манжет. Головним фактором, який впливає на довговічність ущільнень при зворотно-поступальному руху є кількість реверсів, тобто кількість передеформацій ущільнювача внаслідок зміни знака сили тертя. При цьому втрата герметичності ущільнювачем відбувається внаслідок руйнування матеріалу від втоми.

Таблиця 2 – Гарантійний термін експлуатації *U*-подібних манжет зменшеного перетину

Група	Температура експлуатації, °С				
гуми	до 50	до 70	до 100	до 130	до 150
1	4 роки	2 роки	1 рік	30 діб	15 діб
2	20 діб	8 діб	1 доба	_	_
3	1 рік	5 місяців	_	_	_
4	5 місяців	25 діб	3 доби	_	_
5	1 рік	35 діб	7 діб	_	_
6	3 місяці	18 діб	2 доби	—	_

На рис. 2 наведені значення контактних зусиль на одиницю довжини за відповідну кількість циклів зворотно-поступального руху.



Рис. 1. Зміна довговічності ущільнення залежно від тиску РР: 1 – малогабаритна манжета;

- 2 манжета (ГОСТ 6969-54);
- 3 кільце круглого перетину.



Рис. 2. Співвідношення кількості циклів до досягнення витоків 0,5 см³/(м²·год) і величини контактного зусилля на одиницю довжини залежно від робочого тиску
Гумовотканеві матеріали використовуються для шевронних манжет, для яких є характерними підвищена стійкість до зношення, антіекструзійна стійкість, більш великі допустимі значення швидкості та тиску. Гумовотканеві манжети для гідравлічних пристроїв, виконаних за ГОСТ 22704-77, що використовуються для герметизації штоків гідроциліндрів діаметром від 8 до 2000 мм, швидкість переміщення яких $v \le 3$ м/с, тиск у ГА становить $p \le 63$ МПа, які працюють при температурі –50…+100 °С на мінеральних мастилах, нафті, воді, водних емульсіях, гарантійний ресурс, залежно від p і v, досягає 2000…14000 км, а термін експлуатації 5 років [9].

Методика визначення запасів працездатності ущільнень зворотно-поступального руху. Вона складається з наступної послідовності дій:

1. Аналізують умови роботи ущільнення. Визначають: геометричні розміри ущільнюючих поверхонь; рівень тиску у ГА; діапазон робочих температур; швидкість ковзання.

2. За даними пункту 1 знаходять дані щодо працездатності ущільнень, а саме ресурс L або час експлуатації, термін служби, кількість циклів N. Для знаходження терміну експлуатації використовуються дані з табл. 1 і 2, а кількість циклів N визначають з графіків, наведених на рис. 1 і 2 залежно від тиску ГА.

3. Уразі відсутності в таблицях і графіках прямих даних щодо працездатності ущільнень проводять екстраполяцію, або використовують дані наведені вище.

Найбільш перспективним напрямком є застосування ущільнень, виконаних з сучасних полімерних матеріалів, наприклад таких, як у [7].

Висновки. Розроблена методика визначення запасів працездатності ущільнень зворотно-поступального руху, яка базується на експериментальних даних, взятих з літературних джерел, та дозволяє орієнтовно визначити ресурс або час експлуатації, термін служби та кількість циклів таких ущільнень.

Література:

1. Гидроприводы объемные, пневмоприводы и смазочные системы. Выбор, монтаж и эксплуатация уплотнений. РТМ2 А50-1-82. – М. : НИИмаш, 1982. – 112 с.

2. Финкельштейн З.Л. Эксплуатация гидравлического оборудования: Учеб. пособ. / З.Л. Финкельштейн. – Алчевск: ДонГТУ, 2008. – 123 с.

3. *Свешников В.К.* Станочные гидроприводы: Справочник / *В.К. Свешников, А.А. Усов.* – М. : Машиностроение, 1988. – 512 с.

4. *Аврущенко Б.Х.* Резиновые уплотнители / *Б.Х. Аврущенко.* Л.: Химия, 1978. – 136 с.

5. *Макаров В.Г.* Уплотнительные устройства / *В.Г. Макаров.* – Л.: Машиностроение, 1973. – 232 с.

6. Свешников В.К. Гидрооборудование: международный справочник. Книга З. Вспомогательные элементы гидропривода: Номенклатура, параметры размеры, взаимосвязь / В.К. Свешников. ООО «Издательский центр «Техинформ» МАИ», 2003. – 445 с.

7. Уплотняющие элементы: Каталог [Електронний ресурс] / ООО Геннлих Украина. – Режим доступу: <u>www.hennlich.com.ua</u>

8. Energy chains. Hennlich [Електронний ресурс] / ООО Геннлих Украина. – Режим доступу: <u>www.igys.com.ua</u>

9. Уплотнение и уплотнительная техника: Справочник / Л.А. Кондаков, А.И. Голубев, В.Б. Овандер и др.; Под общ. ред. А.И. Голубева и Л.А. Кондакова. – М.: Машиностроение, 1986. – 464 с.

10. ГОСТ 18829-73. Кольца резиновые уплотнительные круглого сечения для гидравлических и пневматических устройств.

11. ГОСТ 8752-79. Манжеты резиновые армированные для разных отраслей.

12. Абрамов Е.И. Элементы гидропривода. Справочник: / Е.И. Абрамов, К.А. Колисниченко, В.Т. Маслов. – К.: Техника, 1977. – 320 с.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ДОЛГОВЕЧНОСТИ УПЛОТНЕНИЙ ПРИ ВОЗВРАТНО-ПОСТУПАТЕЛЬНОМ ДВИЖЕНИИ

Андренко П.Н., Свинаренко М.С.

Аннотация – в статье приведены результаты экспериментальных исследований долговечности различных типов уплотнений при возвратно-поступательном движении. Разработана методика определения их ресурса, срока службы и количество циклов работы.

DEFINITION OF DURABILITY IN SEALS WITH THE RECIPROCATING MOTION

P. Andrenko, M. Svinarenko

Summary

The article presents the results of experimental studies of different types of seals durability with the reciprocating motion. A method of determination of the operating time ir lifetime, and the number of life cycles is considered. УДК 621.225.001.4

РАЗРАБОТКА СТЕНДА ДЛЯ ИСПЫТАНИЙ УНИФИЦИРОВАННОГО РЯДА ГИДРАВЛИЧЕСКИХ ВРАЩАТЕЛЕЙ ПЛАНЕТАРНОГО ТИПА

Панченко А. И., д.т.н., Волошина А. А., д.т.н., Панченко И. А., асп.^{*} *Таврический государственный агротехнологический университет* Тел. (0619) 42-04-42

Аннотация – работа посвящена разработке стенда для испытаний унифицированного ряда высокомоментных гидравлических вращателей планетарного типа, позволяющего проводить испытания гидравлических вращателей с рабочими объемами 4000...8000 см³.

Ключевые слова – стенд, испытания, унифицированный ряд, гидравлический вращатель планетарного типа.

Постановка проблемы. В настоящее время наиболее интенсивно развивающейся отраслью машиностроения является объемный (силовой) гидропривод. Из года в год растут требования к гидроприводу, как с точки зрения расходов и давлений, так и с точки зрения быстродействия, снижения колебаний, кавитационных процессов и т.п.

Постоянно развивающийся гидропривод мобильной техники предъявляет новые требования к гидромашинам вращательного действия с очень большими (более 5000 Н·м) крутящими моментами и очень низкими (до 10 об/мин) частотами вращения. Достоинствами гидропривода с высокомоментным гидромашинами являются: возможность создания безредукторного привода; высокий пусковой момент; быстрый разгон; стабилизация силовых параметров с помощью несложных демпфирующих устройств.

Поэтому, обеспечение приводов мобильной техники унифицированными высокомоментными гидромашинами является актуальной на сегодняшний день задачей.

Анализ последних исследований. 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); лесозаго-

[©] Панченко А. И., Волошина А. А., Панченко И. А.

^{*}Научный руководитель - д.т.н., проф. Волошина А. А.

Машини і засоби механізації сільськогосподарського виробництва

товительная 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).

В мировой и отечественной практике создания машиностроительных гидроприводов определилась тенденция применения высокомоментных низкооборотных гидравлических вращателей [1] вместо быстроходных гидромоторов с редукторами. Представителями высокомоментных низкооборотных гидровращателей являются гидравлические вращатели планетарного типа [2] с большими (более 5000 Н·м) крутящими моментами и низкими (до 10 об/мин) частотами вращения.

Поэтому, при рассмотрении различных типов высокомоментных гидромашин, обуславливающих технический уровень современного силового гидропривода мобильной техники, наибольшего внимания заслуживают гидравлические вращатели планетарного типа. Если, теоретическим исследованиям гидравлических вращателей планетарного типа посвящено ряд работ [3-6], то работы, посвященные экспериментальным исследованиям, на сегодняшний день, практически отсутствуют.

Формулирование целей статьи (постановка задания). Разработка стенда для испытания унифицированного ряда высокомоментных гидравлических вращателей планетарного типа, обеспечивающего испытание каждого гидровращателя из унифицированного ряда с рабочим объемом от 4000 до 8000 cm^3 , который отвечает современному техническому уровню.

Основная часть. При выполнении теоретических исследований влияния геометрических параметров элементов вытеснительной и распределительной систем гидравлического вращателя планетарного типа на его выходные характеристики [5-7] был принят ряд допущений и ограничений, поэтому с целью проверки адекватности полученных уравнений, описывающих взаимосвязь геометрических параметров и выходных характеристик гидровращателей планетарного типа необходимо провести экспериментальные исследования.

Для проведения экспериментальных исследований разработан стенд для испытания унифицированного ряда высокомоментных (до 20000 $H \cdot M$) гидравлических вращателей планетарного типа с рабочим объемом от 4000 до 8000 cm^3 , на основании проведенных теоретических исследований.

Разработанный стенд (рис. 1) предназначен для обкатки и экспериментальных исследований гидравлических вращателей планетарного типа и работает на чистом минеральном масле марки М-8Г₂ с коэффициентом кинематической вязкости от $20 \cdot 10^{-5}$ до $100 \cdot 10^{-5}$ m^2/c при температуре от 288 *K* (+15° *C*) до 343 *K* (+70° *C*) с обеспечением номинальной тонкости фильтрации до 30 *мкм*.



Рис. 1. Стенд для испытания гидравлических вращателей планетарного типа

Стенд позволяет производить экспериментальные исследования и обкатку как модернизированных, так и серийных гидравлических вращателей планетарного типа.

Устройство стенда и его основных частей. Разработанный стенд (рис. 1) состоит из следующих основных узлов: насосной станции, нагрузочного устройства, балансирного устройства для измерения крутящего момента планетарных гидровращателей, узла измерения расхода и изменения направления потока рабочей жидкости, узла крепления испытуемых гидровращателей планетарного типа и пульта управления.

Насосная станция (рис. 2) состоит из основания (рамы), на котором размещен гидробак (рис. 3) для рабочей жидкости, общей емкостью 1900 литров.

На боковой стенке гидробака (рис. 3) расположен фильтр тонкой очистки типа Ф-7МФ, для очистки масла на выходе из гидромотора и фильтр – для очистки масла при перекачке его из емкости для утечек (установленной под узлом крепления испытуемых гидровращателей) в бак. Дополнительно на гидробаке размещены предохранительные клапаны типа ПГ 54-35.



Рис. 2. Насосная станция



Рис. 3. Гидробак с насосом подпитки

На передней стенке расположена контрольно-измерительная аппаратура для измерения температуры рабочей жидкости перепада давления в нагнетательной и сливной магистралях – два манометра типа МТП-160 и запорные вентили (д.у. 30). На задней стенке гидробака расположен насос подпитки пластинчатого типа модели К-702 с приводным электродвигателем мощностью 2 *кВm*.

Во внутренней части гидробака размещено оборудование для кондиционирования рабочей жидкости – два теплообменника (змеевики для подключения охлаждающей проточной жидкости).

Рама основания насосной станции (рис. 2) представляет собой сварную конструкцию, внутри которой смонтирован насосный узел (рис. 4), состоящий из электродвигателя и насоса. Аксиально-поршневой регулируемый насос серии НАД 90/320 приводится во вращение трехфазным электродвигателем мощностью 45 *кВm*.



Рис. 4. Насосный узел

Нагрузочное устройство тормозного типа (рис. 5) предназначено для нагружения испытуемых гидравлических вращателей планетарного типа с рабочим объемом 2500...8000 cm^3 и состоит из рамы, на которой размещен порошковый тормоз типа ПТ-250, датчик импульсов и диском и тахометр типа ТЕМП-4. С целью получения необходимого тормозного момента (более 15000 *Hm*) на раме нагрузочного устройства предусмотрено место для установки еще одного порошкового тормоза ПТ-250.

Устройство для измерения крутящего момента (балансирное) предназначено для измерения высоких крутящих моментов (в диапазоне 600...25000 Н·м) планетарных гидровращателей (рис. 6). Устройство для измерения крутящих моментов состоит из балансирной машины с весовым механизмом и рычажной системы, связывающей ее с порошковым тормозом нагрузочного устройства.



Рис. 5. Нагрузочное устройство тормозного типа с датчиком импульсов



Рис. 6. Балансирное устройство для измерения крутящего момента планетарных гидровращателей

Изменение крутящего момента гидровращателя связано с изменением угла положения корпуса порошкового тормоза, которое с помощью рычажной системы передается к весовому механизму балансирной машины и далее фиксируется стрелочным индикатором.

Узел измерения расхода и изменения направления потока рабочей жидкости (рис. 7) предназначен для измерения количества рабочей жидкости выходящей из испытуемого гидравлического вращателя и реверсирования направления вращения «вала» гидровращателя. Он состоит из рамы, на которой размещены распределитель с электроуправлением (схема исполнения 574Е) и аксиально-поршневой гидромотор МП-90 с датчиком импульсов.



Рис. 7. Узел измерения расхода и направления потока рабочей жидкости

Рабочая жидкость, выходящая из испытуемого гидравлического вращателя, проходит через аксиально-поршневой гидромотор, который без нагрузки имеет очень высокий объемный КПД и на валу которого установлено импульсное устройство, подающее сигналы к счетчику жидкости.

Узел крепления гидровращателей планетарного типа (рис. 8) представляет собой основание, выполненное в виде станины, на которой закреплены мультипликатор и устройство, компенсирующее планетарное движение корпуса гидровращателя.



Рис. 8. Узел крепления испытуемых гидравлических вращателей планетарного типа

Испытуемый гидравлический вращатель устанавливается на вал мультипликатора (редуктора, включенного по схеме мультипликатора) и закрепляется в компенсирующем устройстве. Рабочая жидкость подается к гидровращателю с помощью гибких трубопроводов. Выходной вал мультипликатора через соединительную муфту соединен с порошковым тормозом нагрузочного устройства.

Пульт управления (рис. 9) предназначен для соответствующего управления электрическими элементами стенда: приводным электродвигателем насоса, распределителем потока рабочей жидкости, порошковым тормозом, контрольно-измерительной аппаратурой и т.д.

Работа гидравлического стенда. Расположение, взаимосвязь и работа основных элементов стенда для испытания гидравлических вращателей пояснены с помощью принципиальной гидравлической схемы (рис.10).

Рабочая жидкость, необходимая для проведения испытаний находится в баке 14 объемом 1900 литров. При испытаниях рабочая жидкость из бака 14, с помощью пластинчатого насоса подпитки 1.2. подается к регулируемому аксиально-поршневому насосу 1.1. приводимому в движение электродвигателем 3.1. Насос подпитки 1.2. приводится в движение электродвигателем 3.2. От насоса 1.1 жидкость поступает на распределитель 9 и от него к испытуемому гидравлическому вращателю 2.1. Давление рабочей жидкости в напорной магистрали контролируется манометром 10.1. Рабочая жидкость, выходя-

щая из гидровращателя 2.1. через распределитель 9, поступает к фильтру тонкой очистки 7.1. аксиально-поршневому гидромотору 2.2. фильтру тонкой очистки 7.2. теплообменнику 8 и далее возвращается в гидробак 14.



Рис. 9. Пульт управления

При испытаниях гидравлического вращателя 2.1, в качестве нагрузки, для создания необходимого тормозного момента, работает порошковый тормоз 5, который последовательно связан с мультипликатором 4 и гидровращателем 2.1. Мультипликатор 4 представляет собой редуктор, подключенный «наоборот» в режиме мультипликатора, т.е. гидровращатель 2.1 подключен к тихоходному валу редуктора (мультипликатора) 4, с целью повышения его (вращателя) частоты вращения для согласования с частотой вращения вала порошкового тормоза 5 нагрузочного устройства. Изменение крутящего момента определяют по показаниям индикатора балансирной машины 12.

Распределитель 9 обеспечивает реверсивное направление вращения испытуемого планетарного гидровращателя 2.1. Давление на входе и выходе испытуемого гидровращателя 2.1 контролируется с помощью манометров 10.2 и 10.3.

Частота вращения «вала» испытуемого гидравлического вращателя определяется с помощью тахометра 11.2 типа ТЕМП-4, связанного с датчиком импульсов и счетным диском, установленным на валу мультипликатора порошкового тормоза 5.



планетарного типа: 1.1 – насос; 1.2 – насос подпитки; 2.1 – гидровращатель планетарного типа; 2.2 – аксиально-поршневой гидромотор; 3.1, 3.2 – электродвигатели; 4 – редуктор; 5 – порошковый тормоз; 6.1...6.5 – предохранительные клапаны; 7.1, 7.2 – фильтры тонкой очистки; 8 – теплообменник; 9 – гидрораспределитель; Рис. 10. Принципиальная гидравлическая схема стенда для испытаний высокомоментных гидровращателей 10.1...10.6 – манометры; 11.1, 11.2 – тахометры; 12 – балансирная машина; 13 – термометр; 14 – гидробак. Расход рабочей жидкости, прошедшей через испытуемый гидравлический вращатель, определяется косвенно по частоте вращения вала тарированного аксиально-поршневого гидромотора 2.2. определяемой тахометром 11.1.

Конденсирование рабочей жидкости в испытательном стенде осуществляется с помощью фильтров и охладителя. С помощью фильтров тонкой очистки 7.1 и 7.2 происходит фильтрация рабочей жидкости. Замена фильтрующих элементов в фильтрах 7.1 и 7.2 происходит после их полного загрязнения, определяемого по показаниям манометров 10.5 и 10.6.

Необходимая температура рабочей жидкости в баке 14 обеспечивается теплообменником 8 состоящего из двух змеевиков с принудительным охлаждением проточной водой. Температура контролируется термометром 13.

Для предотвращения перегрузок, возникающих при испытаниях планетарного гидровращателя 2.1. параллельно насосу 1.1 установлен предохранительный клапан 6.1. Давление рабочей жидкости на выходе из насоса 1.1 контролируется манометром 10.1.

Переливной клапан 6.2 установлен параллельно насосу подпитки 1.2 с целью обеспечения необходимого подпора рабочей жидкости на входе в насос 1.1. Давление жидкости в магистрали подпитки (на выходе из насоса 1.2) контролируется манометром 10.4.

Для обеспечения необходимого проходного сечения при сливе рабочей жидкости при прохождении ее через фильтры тонкой очистки 7.1 и 7.2, а также через охладитель 8, параллельно им установлены переливные (предохранительные) клапаны 6.3, 6.4 и 6.5.

По данным результатов измерений перепада давления и крутящего момента расчетным путем определяют механический КПД, а по результатам измерений частоты вращения «вала» гидравлического вращателя и расхода рабочей жидкости – объемный КПД. Общий КПД, затраченная и полезная мощности также определяются расчетным путем.

Выводы. В результате выполненных исследований разработан стенд для проведения испытаний высокомоментных гидравлических вращателей планетарного типа, обоснованы и выбраны его элементы, позволяющий провести экспериментальные исследования каждого гидровращателя из унифицированного ряда с рабочим объемом от $4000 \ cm^3$ до $8000 \ cm^3$.

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. Волошина А.А. Конструктивные особенности гидромашин

планетарного типа, применяемых в гидроагрегатах мобильной техники / А.А. Волошина // Науковий вісник ТДАТУ. – Мелітополь. – 2013. – Вип.3. – т.1.– с. 61-82.

3. *Ерасов Ф.Н.* Новые планетарные машины гидравлического привода / *Ф.Н. Ерасов.* – Киев.: УкрНИИНТИ, 1969. – 55 с.

4. Волошина А.А. Классификация планетарных гидромашин, применяемых в силовых гидроприводах мобильной техники / А.А. Волошина // Праці ТДАТУ.– Мелітополь, 2011.– Вип. 11.– т.1.– С. 67-85.

5. Панченко А.И. Конструктивные особенности и принцип работы гидровращателей планетарного типа / А.И. Панченко, А.А. Волошина, В.П. Кувачев, И.А. Панченко // Праці ТДАТУ. – Мелітополь, 2012. – Вип. 12. – Т.3. – С. 174-184.

6. Панченко А.И. Обоснование путей улучшения выходных характеристик гидровращателей планетарного типа / А.И. Панченко, А.А. Волошина, И.И. Милаева, Д.С. Титов // Праці ТДАТУ. – Мелітополь, 2009. – Вип. 9. – Т.5. – С. 68-74.

7. 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. – №1 (43). – С. 29-41.

РОЗРОБКА СТЕНДУ ДЛЯ ВИПРОБУВАНЬ УНІФІКОВАНОГО РЯДУ ГІДРАВЛІЧНИХ ОБЕРТАЧІВ ПЛАНЕТАРНОГО ТИПУ

Панченко А.І., Волошина А.А., Панченко І.А.

Анотація — робота присвячена розробці стенду для випробувань уніфікованого ряду високомоментних гідравлічних обертачів планетарного типу, що дозволяє проводити випробування гідравлічних обертачів з робочими об'ємами 4000...8000 см³.

DEVELOPMENT OF A STAND FOR TESTING OF PLANETARY HYDRAULIC ROTATORS UNIFIED SERIES

A. Panchenko, A. Voloshina, I. Panchenko

Summary

A paper is devoted to the development of a test bench for testing of the unified series of high-torque planetary hydraulic rotators which allows to probe the hydraulic rotators with dispiaced volume of 4000...8000 cm³. УДК 621.225.001.4

ДОСЛІДЖЕННЯ ККД ГІДРАВЛІЧНИХ ОБЕРТАЧІВ ПЛАНЕТАРНОГО ТИПУ

Волошина А. А., д.т.н.

Таврійський державний агротехнологічний університет Тел. (0619) 42-04-42

Анотація – робота присвячена дослідженню гідравлічного, механічного та об'ємного ККД гідравлічних обертачів планетарного типу з метою поліпшення їх вихідних характеристик.

Ключові слова – гідравлічний обертач планетарного типу, гідравлічні втрати, механічні втрати, об'ємні втрати.

Постановка проблеми. Безперервно зростаючі масштаби виробництва мобільної техніки роблять особливо актуальним питання гідрофікації її активних робочих органів. У світовій та вітчизняній практиці створення гідравлічних систем визначилася тенденція застосування високомоментних низькообертових гідравлічних обертачів замість високообертових гідромоторів з редукторами.

Найпоширенішим представником високомоментних гідромоторів планетарного типу, що розробляються і виробляються в країнах СНД, є гідрообертач планетарного типу серії РПГ [1]. Основним недоліком розглянутого гідрообертача є нерівномірність вихідних характеристик, що обумовлена недосконалістю конструкції форми елементів витискувальної системи, а також наявністю великих гідравлічних втрат в розподільній системі, які обумовлені геометрією проточних частин.

Тому, дослідження гідравлічних, механічних та об'ємних втрат у гідравлічних обертачах планетарного типу з метою поліпшення їх вихідних характеристик є актуальним завданням.

Аналіз останніх досліджень. Аналіз проведених досліджень [2-9] дозволив визначити ряд особливостей, урахування яких дозволить значно поліпшити вихідні характеристики гідрообертачів планетарного типу, а саме підвищення точності розрахунку гідравлічних, механічних та об'ємних втрат у планетарному гідрообертачі.

Основні втрати в гідрообертачах планетарного типу пов'язані з перетворенням механічної енергії в енергію потоку робочої рідини і навпаки. У гідрообертачах планетарного типу є втрати, які викликані тертям поверхонь взаємодіючих елементів витіскувальної системи –

[©] Волошина А. А.

Машини і засоби механізації сільськогосподарського виробництва

це механічні втрати і втрати напору потоку робочої рідини в проточних частинах розподільної системм – це гідравлічні та об'ємні втрати.

Таким чином, одним з основних завдань підвищення ефективності роботи гідравлічних обертачів планетарного типу є зниження гідравлічних втрат.

Формулювання цілей статті (постановка завдання). Поліпшення вихідних характеристик гідравлічних обертачів планетарного типу шляхом підвищення точності розрахунку гідравлічних, механічних та об'ємних втрат.

Основна частина. Ефективність роботи гідрообертача як звичайного гідромотора оцінюється коефіцієнтом корисної дії (ККД). Загальний ККД будь-якого механізму оцінюється відношенням корисної потужності N_n до затрачуваної N_3 [10], в свою чергу корисна потужність характеризується взаємозв'язком вихідних параметрів гідрообертача:

$$\boldsymbol{N}_{\boldsymbol{n}} = \boldsymbol{M}_{\boldsymbol{\kappa}\boldsymbol{p}} \cdot \boldsymbol{n}_{\boldsymbol{\imath}\boldsymbol{\imath}\boldsymbol{\imath}},\tag{1}$$

де $M_{\kappa p}$ – крутний момент на «валу» гідрообертача,

$$\boldsymbol{M}_{\kappa p} = \boldsymbol{V}_{\scriptscriptstyle \mathcal{I}\boldsymbol{G}} \cdot \Delta \boldsymbol{p} \cdot \boldsymbol{\eta}_{\scriptscriptstyle \mathcal{I}\boldsymbol{M}};$$

де *V*₂₆ – робочий об'єм гідрообертача, котрий дорівнює:

$$\boldsymbol{V}_{_{\mathcal{I}\mathcal{B}}} = 2\boldsymbol{\pi} \cdot \boldsymbol{R}_{_{\boldsymbol{H}}} \cdot \boldsymbol{Z}_{_{\boldsymbol{H}}} \cdot \boldsymbol{b} \cdot \boldsymbol{e} ; \qquad (2)$$

де *е* – міжцентрова відстань між витискувачами;

b – висота напрямної гідрообертача;

 R_{μ} – радіус розташування центрів зубів напрямної;

Z_{*н*} – кількість зубів напрямної гідрообертача;

 Δp – перепад тиску на вході та виході гідрообертача, при тиску на виході, що дорівнює нулю $\Delta p = p_1$;

 $\eta_{_{2M}}$ – гідромеханічний ККД гідрообертача;

*n*₂₈ – частота обертання валу гідрообертача.

Причому, момент, що сприймається пружною ланкою при пуску планетарного гідрообертача дорівнює [11]:

$$M_{\kappa p} = \left(\varphi_{np} - \varphi_{2\theta}\right) \cdot c \quad \frac{M_{u} \cdot c}{J_{np} \cdot k_{1}^{2}} \left(1 - \cos k_{1}t\right) + \frac{M_{u} \cdot m \cdot k_{2}^{2} \cdot c}{J_{2\theta} \cdot \left(k_{1}^{2} - k_{2}^{2}\right) \cdot \left(m + J_{2\theta} + J_{np}\right)} \cdot \left(\frac{1}{k_{1}^{2}} \cdot \cos k_{1}t - \frac{1}{k_{2}^{2}} \cdot \cos k_{2}t\right) + \frac{M_{u} \cdot m \cdot c}{J_{2\theta} \cdot k_{1}^{2} \cdot \left(m + J_{2\theta} + J_{np}\right)} + M_{c},$$

$$(3)$$

- де **Ј**₂₆ приведений момент інерції обертових частин гідрообертача;
 - **J**_{*np*} приведений момент інерції обертових частин привода активного робочого органу мобільної машини;
 - $\boldsymbol{\varphi}_{_{\textit{26}}}$ приведений кут повороту «вала» гідрообертача;

 - M_{u} надлишковий (прискорювальний) обертаючий момент;
 - *M_c* момент статичного опору обертанню активного робочого органу мобільної машини;
 - *с* приведена кутова твердість елементів передач механізму обертання активного робочого органу мобільної машини.

Корисну потужність гідрообертача можна представити, як:

$$\boldsymbol{V}_{\boldsymbol{n}} = \boldsymbol{V}_{\boldsymbol{26}} \cdot \boldsymbol{p}_{1} \cdot \boldsymbol{\eta}_{\boldsymbol{2M}} \cdot \boldsymbol{n}_{\boldsymbol{26}}, \qquad (4)$$

де p_1 – тиск робочої рідини на вході у гідрообертач.

Затрачувана потужність N_{3} характеризується взаємозв'язком вхідних параметрів гідрообертача

$$N_{3}=\boldsymbol{Q}_{26}\cdot\boldsymbol{p}_{1},$$

де Q_{26} – витрата робочої рідини, що підводиться до гідрообертача за відсутності дренажу і витоків,

$$Q_{_{26}}=rac{V_{_{26}}\cdot n_{_{26}}}{\eta_{_{o6}}}$$

Тоді потужність $N_{_3}$, що витрачається гідрообертачем дорівнює:

$$N_{3} = \frac{V_{26} \cdot n_{26} \cdot p_{6x}}{\eta_{o\delta}}.$$
 (5)

Відношення корисної потужності N_n до затрачуваної N_3 характеризує загальний ККД η гідрообертача [2], який з урахуванням (4) і (5) можна представити рівнянням:

$$\boldsymbol{\eta} = \frac{\boldsymbol{N}_{n}}{\boldsymbol{N}_{3}} = \frac{\boldsymbol{V}_{26} \cdot \boldsymbol{p}_{1} \cdot \boldsymbol{\eta}_{2M} \cdot \boldsymbol{n}_{26} \cdot \boldsymbol{\eta}_{o\delta}}{\boldsymbol{V}_{26} \cdot \boldsymbol{n}_{26} \cdot \boldsymbol{p}_{1}} \quad \boldsymbol{\eta}_{2M} \cdot \boldsymbol{\eta}_{o\delta} . \tag{6}$$

3 рівняння (4), з урахуванням рівнянь (1), (2) і (3) після перетворень, гідромеханічний ККД $\eta_{r.m}$ можна представити в наступному вигляді:

$$\eta_{2M} = \frac{M_{u} \cdot c}{R_{uu} \cdot Z_{uu} \cdot b \cdot e \cdot p_{1} \cdot J_{np} \cdot k_{1}^{2}} (1 - \cos k_{1}t) + \frac{M_{u} \cdot m \cdot k_{2}^{2} \cdot c}{R_{uu} \cdot Z_{uu} \cdot b \cdot e \cdot p_{1} \cdot J_{26} \cdot (k_{1}^{2} - k_{2}^{2}) \cdot (m + J_{26} + J_{np})} \times$$
(7)
$$\times \left(\frac{1}{k_{1}^{2}} \cdot \cos k_{1}t - \frac{1}{k_{2}^{2}} \cdot \cos k_{2}t\right) + \frac{M_{u} \cdot m \cdot c}{R_{uu} \cdot Z_{uu} \cdot b \cdot e \cdot p_{1} \cdot J_{26} \cdot k_{1}^{2} \cdot (m + J_{26} + J_{np})} + \frac{M_{c}}{R_{uu} \cdot Z_{uu} \cdot b \cdot e \cdot p_{1}}$$

де R_{μ} – радіус розташування центрів зубів шестірні;

Z_{*ш*} – кількість зубів шестірні гідрообертача.

Гідромеханічний ККД гідрообертача визначається добутком механічного та гідравлічного ККД [2]

$$\eta_{r.M} = \eta_{M} \cdot \eta_{r}$$

Механічний ККД η_{M} гідрообертача характеризується втратами на тертя між рухомими елементами витискувальної і розподільної систем планетарного гідрообертача (циклоїдальний профіль витіскувальних елементів і торцеві поверхні розподільних елементів). Тому що, всі тертьові поверхні витіскувальних і розподільних елементів гідрообертача працюють з рясним мастилом (у «масляній ванні»), механічний ККД дорівнює $\eta_{M} = 0,92...0,96$, тобто механічні втрати становлять 4...8 % (розрахункове значення для серійного гідрообертача). Враховуючи, що значення гідромеханічного ККД серійного гідрообертача планетарного типу знаходяться в межах $\eta_{2.M} = 0,58...0,62$ (втрати становлять 38...42 %), тоді значення гідравлічного ККД, що характеризується втратами тиску робочої рідини при русі її по підвідних (відвідних) каналах і каналах в розподільній системі, для серійних гідрообертачів планетарного типу будуть знаходитися в межах $\eta_{2} = 0,60...0,63$ (гідравлічні втрати складають 37...40 %).

Об'ємний ККД гідрообертачів планетарного типу характеризується втратами витрати робочої рідини, зумовленими перетічками в робочих елементах (витіскувальна і розподільна системи). Об'ємний ККД для серійних планетарних гідрообертачів знаходиться у межах $\eta_{o\delta} = 0.81...0.86$, тобто об'ємні втрати складають 14...19%.

У гідрообертачі планетарного типу об'ємні втрати визначаються перетічками в розподільній системі через зазор між торцевими поверхнями елементів розподільної системи (шестерні і кришок) і дорівнюють відношенню геометричної витрати $Q_{26.2} = Q_{26} - Q_{26.n}$ робочої рідини до дійсної Q_{26} (витраті, що підводиться до гідрообертача):

$$\eta_{o\delta} = \frac{Q_{2\delta} - Q_{2\delta,n}}{Q_{2\delta}} \quad 1 - \frac{Q_{2\delta,n}}{Q_{2\delta}}, \tag{8}$$

де
$$Q_{26}$$
 – дійсна витрата гідрообертача, яка дорівнює [12]:
 $Q_{26}(t) = R_{\mu} \cdot Z_{\mu} \cdot b \cdot e \cdot \omega_{26}(t) + C_{26.y} \cdot p_{1}(t) +$
 $+C_{26.n} \cdot \left[p_{1}(t) - p_{cn}(t)\right] + C_{26} \cdot \frac{\omega_{26}(t)}{E_{36}} \cdot \left[p_{1}(t) - p_{cn}\right] +$ (9)
 $+ \frac{\left(2\pi \cdot R_{\mu} \cdot Z_{\mu} \cdot b \cdot e + V_{26.M}\right)}{2 \cdot E_{36}} \frac{dp_{1}(t)}{dt};$

де $\omega_{\partial s}(t)$ – кутова швидкість валу гідрообертача;

р_{сл} – тиск робочої рідини у зливній магістралі;

 C_{26} – коефіцієнт пропорційності;

E_ж – об'ємний модуль пружності двухфазної робочої рідини;

*Q*_{гв.п} – перетічки робочої рідини в торцевому зазорі гідрообертача, які дорівнюють [12]:

$$\begin{aligned} Q_{zo.n} &= 2\pi \cdot \mathbf{r} \cdot \mathbf{h} \cdot \upsilon_{cp} \quad \frac{2\pi \cdot \mathbf{r}}{\nu} \in \left\{ \pm \frac{\mathbf{r} \cdot \mathbf{v}}{2} \cdot \frac{d\mathbf{h}}{dt} + \frac{1}{12\mathbf{r} \cdot \ln \frac{\mathbf{R}_{n}^{0}}{\mathbf{R}_{yn}^{0}} \times \left[-\frac{12\mathbf{h} \cdot \left(\mathbf{R}_{n}^{02} - \mathbf{R}_{yn}^{02}\right)}{35} \cdot \left(\frac{d\mathbf{h}}{dt}\right)^{2} \pm \frac{3\mathbf{h}^{2} \cdot \left(\mathbf{R}_{n}^{02} - \mathbf{R}_{yn}^{02}\right)}{10} \cdot \frac{d^{2}\mathbf{h}}{dt^{2}} \mp \right] \\ &= \frac{3\mathbf{R}_{cp}^{2} \cdot \mathbf{h}^{2}}{5} \cdot \frac{d^{2}\mathbf{h}}{dt^{2}} - \frac{27\mathbf{R}_{cp}^{4} \cdot \mathbf{h}}{140} \cdot \left(\frac{d\mathbf{h}}{dt}\right)^{2} \cdot \left(\frac{1}{\mathbf{R}_{n}^{02}} - \frac{1}{\mathbf{R}_{yn}^{02}}\right) + \\ &+ \frac{3\mathbf{R}_{cp}^{2} \cdot \mathbf{h}}{10} \cdot \left(\frac{d\mathbf{h}}{dt}\right)^{2} \cdot \ln \frac{\mathbf{R}_{n}^{0}}{\mathbf{R}_{yn}^{0}} - \frac{\mathbf{h}^{3} \cdot \left(\mathbf{p}_{1} - \mathbf{p}_{cn}\right)}{\rho} \mp 3\nu \cdot \frac{d\mathbf{h}}{dt} \cdot \left(\mathbf{R}_{n}^{02} - \mathbf{R}_{yn}^{02}\right) \right] \right\}, \end{aligned}$$

Машини і засоби механізації сільськогосподарського виробництва

де *U*_{*cp*} – середнє значення швидкості течії робочої рідини в зазорі

- \boldsymbol{R}_{μ}^{0} внутрішній радіус напрямної;
- *R*⁰_{*vn*} зовнішній радіус ущільнення;

$$\pmb{R}_{cp}$$
 – радіус, на якому тиск робочої рідини між площинами, що

виникає за рахунок швидкості
$$\frac{dh}{dt}$$
 та прискорення $\frac{d^2h}{dt^2}$ має екстремальне значення.

Підставивши у рівняння (8) рівняння (9) і (10), після перетворень отримаємо рівняння для визначення об'ємного ККД в розподільній системі гідрообертача планетарного типу:

$$\eta_{o\delta} = 1 - \frac{2\pi \cdot r}{\nu} \cdot \left[R_{\mu} \cdot Z_{\mu} \cdot b \cdot e \cdot \omega_{zs}(t) + C_{zs,y} \cdot p_{1}(t) + \left(C_{zs,n} + C_{zs} \cdot \frac{\omega_{zs}(t)}{E_{zs,n}} \right) \times \left[p_{1}(t) - p_{cn}(t) \right] + \frac{(2\pi \cdot R_{\mu} \cdot Z_{\mu} \cdot b \cdot e + V_{zs,u})}{2 \cdot E_{zs,u}} \frac{dp_{1}(t)}{dt} \right]^{-1} \cdot \left\{ \pm \frac{r \cdot v}{2} \cdot \frac{dh}{dt} + \frac{1}{12r \cdot \ln \frac{R_{\mu}^{0}}{R_{yn}^{0}}} \cdot \left[-\frac{12h \cdot \left(R_{\mu}^{02} - R_{yn}^{02} \right)}{35} \cdot \left(\frac{dh}{dt} \right)^{2} \pm \frac{3h^{2} \cdot \left(R_{\mu}^{02} - R_{yn}^{02} \right)}{10} \cdot \frac{d^{2}h}{dt^{2}} + \frac{(11)}{(11)} \right] \right\}$$

$$\times \ln \frac{\boldsymbol{R}_{\boldsymbol{\mu}}^{0}}{\boldsymbol{R}_{\boldsymbol{y}\boldsymbol{n}}^{0}} - \frac{\boldsymbol{h}^{3} \cdot (\boldsymbol{p}_{1} - \boldsymbol{p}_{c\tau})}{\boldsymbol{\rho}} \pm 3\boldsymbol{\nu} \cdot \frac{d\boldsymbol{h}}{dt} \cdot (\boldsymbol{R}_{\boldsymbol{\mu}}^{02} - \boldsymbol{R}_{\boldsymbol{y}\boldsymbol{n}}^{02}) \right] \bigg\}.$$

Якщо механічний і об'ємний ККД планетарного гідрообертача можна визначити розрахунковим і експериментальним шляхами, то зважаючи на складність підвідних (відвідних) каналів планетарних гідрообертачів, їх конфігурації, форми перетину і протяжності, гідравлічний ККД розрахувати дуже важко. У цьому зв'язку необхідне проведення параметричних досліджень зміни гідравлічного ККД планетарного гідрообертача з урахуванням розроблених математичних моделей, за наявності конкретних вихідних умов моделювання, обмежень і припущень.

Висновки. Дослідження ККД гідравлічних обертачів планетарного типу показало, що їх механічний і об'ємний ККД можна визначити розрахунковим шляхом, а зважаючи на складність підвідних (відвідних) каналів планетарних гідрообертачів, їх конфігурації, форми перетину і протяжності, гідравлічний ККД розрахувати дуже важко. Тому необхідне проведення параметричних досліджень зміни гідравлічного ККД з урахуванням геометрії проточних частин розподільної системи безпосереднього типу планетарного гідрообертача.

Литература:

1. Гидравлические вращатели РПГ [Электронный ресурс]. Режим доступа: <u>http://gidromash.lipetsk.ru</u>.

2. Башта Т.М. Гидравлика, гидромашины, гидроприводы: Учебник для ВТУЗов / Т.М. Башта, С.С. Руднев, Б.Б. Некрасов и др. – М.: Машиностроение, 1982. – 423с.: ил.

3. Сергеев С.Т. Исследования КПД высокомоментных планетарных гидромашин / С.Т. Сергеев, Ф.Н. Ерасов, В.П. Старожук // Детали машин, 1973. – №17. – С. 44-49.

4. Волошина А.А. Визначення об'ємних витрат торцевої розподільної системи планетарної гідромашини / А.А. Волошина, С.В. Кюрчев, І.І. Мілаєва // Праці ТДАТА. – Мелітополь, 2000. – Вип.2. – Т.17. – С. 95-102.

5. Волошина А.А. Влияние конструктивных особенностей распределительных систем на выходные характеристики планетарных гидромашин / А.А. Волошина // Праці ТДАТУ. – Мелітополь, 2012. – Вип. 12. – Т.5. – С. 3-9.

6. Городецкий К.И. Механический КПД объемных гидромашин / К.И. Городецкий // Вестник машиностроения, 1977. – №7. – С. 19-23.

7. Панасенко С.М. Объемные потери торцового распределения аксиально-поршневой гидромашины гидропривода трансмиссии трактора / С.М. Панасенко // Сборник научных трудов Харьковского государственного технического университета сльского хозяйства. – Харьков, 1999. – С. 113-120.

8. Панченко А.И. Определение потерь в гидромоторах, применяемых в приводах активных рабочих органов сельхозмашин / А.И. Панченко, С.В. Кюрчев, В.К. Кумпан, П.В. Обернихин // Вісник ХДТУСГ. – Харьков, 2003. – Вип.17. – С. 259-264.

9. Панченко А.И. Влияние потерь на функциональные характеристики планетарных гидромашин / А.И. Панченко, В.Н. Кюрчев, А.А. Волошина, Е.Б. Грингауз // Труды ТГАТА. – Мелитополь, 1999. – Вып.2. – Т.10. – С.75-80.

10. Панченко А.И. Исследование КПД планетарных гидромашин / А.И. Панченко, А.А. Волошина, А.И. Засядько // Гідроаеромеханіка в інженерній практиці: Матеріали XVII Міжнародної науково-технічної

конференції (Черкаси, 17-20 квітня 2012 року). – Черкаси, 2012. – С. 151.

11. Панченко А.И. Математическая модель высокомоментного гидромотора с упруго-инерционной нагрузкой / А.И. Панченко, А.А. Волошина, А.И. Засядько // MOTROL. – 2014. – Vol. 16. – No 5. – Р. 293-298.

12. Волошина А.А. Обоснование величины зазоров между элементами вытеснительной и распределительной систем гидровращателя планетарного типа / А.А. Волошина // Наукові праці Південного філіалу НУБіП України «Кримський агротехнологічний університет». Серія: Технічні науки. – Сімферополь, 2013. – С. 203-212.

ИССЛЕДОВАНИЕ КПД ГИДРАВЛИЧЕСКИХ ВРАЩАТЕЛЕЙ ПЛАНЕТАРНОГО ТИПА

Волошина А.А.

Аннотация – работа посвящена исследованию гидравлического, механического и объемного КПД гидравлических вращателей планетарного типа с целью улучшения их выходных характеристик.

RESEARCH OF PLANETARY HYDRAULIC ROTATORS EFFICIENCY

Voloshina A.

Summary

The work is devoted to research of hydraulic, mechanical and volumetric efficiency of planetary hydraulic rotators in order to improve their output characteristics. УДК 621.224

ДИНАМИКА МЕХАТРОННОГО ГИДРОПРИВОДА РАБОЧЕГО КОЛЕСА ПОВОРОТНО-ЛОПАСТНОЙ ГИДРОТУРБИНЫ

Лурье З. Я., д.т.н., Братута Э. Г., д.т.н., Гасюк А. И., к.т.н., Булгаков В. А., к.т.н., Цехмистро Л. Н., к.ф.н. Национальный технический университет «Харьковский политехничекий университет» Тел. (057) 707-66-46

Аннотация – в статье обсуждается усовершенствованная математическая модель рабочего процесса гидропривода рабочего колеса. Проведены исследования динамики и решена задача синтеза корректирующего устройства, позволившего улучшить рабочий процесс режима малых перемещений.

Ключевые слова – математическая модель, мехатронный гидропривод, рабочее колесо, коэффициент усиления сигналов, ПИД-регулятор, поворотно-лопастная гидротурбина, корректирующее устройство, оптимизация, синтез.

Постановка проблемы. Современная тенденция создания систем управления частотой вращения ротора гидротурбины (далее СУЧВР) основана на широком применении вычислительной техники, включая ЭВМ. Это позволяет существенно сократить количество гидроаппаратов, механических элементов (тросов, рычагов, кулачков и др.) и передать их функции электротехническим устройствам, управляющей электронике, программному обеспечению ЭВМ. Появилась возможность разрабатывать мехатронные системы с улучшенными динамическими характеристиками, чему и посвящена настоящая статья.

Анализ последних исследований. В работе [1] излагается методика расчета динамических характеристик систем управления гидротурбинами на основе математической модели (далее ММ), представленной линеаризованными уравнениями в приращениях. Точность расчета такого подхода определяется выбранной точкой линеаризации и величиной приращения. Авторы отмечают, что при оценке устойчивости можно пользоваться такой моделью. Однако с появлением компь-

[©] Лурье З. Я., Братута Э. Г., Гасюк А. И., Булгаков В. А., Цехмистро Л. Н. Машини і засоби механізації сільськогосподарського виробництва

ютерных систем линеаризованная ММ может служить лишь для предварительных расчетов и исследований, выбора основного оборудования, времен закрытия направляющего аппарата, а для поворотнолопастных гидротурбин (далее ПЛГ) и сворачивания лопастей, и др.

Работа [2] посвящена изложению основ динамики систем линейных и линеаризованных систем. Изложены методы расчета устойчивости, выбора параметров и структуры регуляторов скорости гидротурбин, основанные на использовании логарифмических и фазовых частотных характеристик. Приведены принципиальные схемы регуляторов скорости и методы их натурных испытаний. Невзирая на подавляющее использование теории линейных систем, работа [2] и сегодня имеет теоретическую и практическую значимость.

В работе [3] изложен анализ СУЧВР гидротурбины от гидромеханических до современных компьютерных. Отмечается, что введение ЭВМ в систему, с одной стороны повышает значимость разработки укрупненных и более полных ММ, а с другой открывает возможность с помощью программных средств реализовать различные законы управления. Приведена функциональная схема, разработанной консорциумом «Регулятор» (Украина, Харьков) совместно с фирмой ALSTOM POWER HYDRO (Франция, Гренобль) первой в Украине компьютерной СУЧВР при реконструкции ПЛГ Кременчугской ГЭС Днепровского каскада. Из схемы программного обеспечения видно управление рабочим колесом (далее РК).

В работах [3-5] впервые в научно-технической литературе изложены результаты моделирования и исследования первой компьютерной системы управления ПЛГ. Однако в этих работах не уделено должного внимания исследованию динамики рабочего процесса гидропривода РК (далее ГП РК), являющегося одним из важных составляющих компьютерной системы ПЛГ.

Формулирование целей статьи (постановка задания). Результаты анализа последних публикаций показали, что обеспечение современных высоких технических требований к рабочему процессу ГП РК для поворота лопастей ПЛГ продолжает оставаться актуальной задачей. Ее решение связано не только с улучшением технических характеристик электро-и гидрооборудования, но и с существенным пересмотром формирования законов в устройствах управления, входящих в состав ГП, на базе достижений теорий автоматического управления, методов синтеза, оптимизации и вычислительной техники .Улучшение динамических и статических характеристик (показателей качества переходных процессов) и обеспечение режима малых перемещений путем введения более эффективных законов управления еще в должной мере не использованы и продолжают оставаться актуальной задачей. Основная часть. Рассмотрим расчетную схему ГП РК (рис. 1). Она содержит только три гидроустройства (в отличие от прежних ГП): ЭГП - электрогидропреобразователь для преобразования входного электрического сигнала, соответствующего значениям комбинаторной зависимости в данный момент времени, в гидравлический; РЗ гидрораспределитель золотникового типа с гидроуправлением, обеспечивающий расход и слив рабочей жидкости (далее РЖ) из поршневой и штоковой полостей третьего гидроустройства – сервомотора (далее СМ); СМ осуществляет через устройство кинематики разворот до 37° и сворачивание лопастей РК.



Рис. 1. Расчетная схема гидропривода рабочего колеса : МНУ – маслонапорная установка; РЗ – гидрораспределитель; СМ – сервомотор; ЭГП – электрогидравлический преобразователь; Б – гидробак; ИПрз, ИПсм – измерительные преобразователи соответственно РЗ и СМ; РК – рабочее колесо; U_{вых.} к – электрическое напряжение комбинаторной зависимости.

ГП РК оснащен измерительными, аналого-цифровыми и цифроаналоговыми устройствами о фактическом положении золотников ЭГП и РЗ, штока СМ, контроля давления РЖ в различных точках для подачи информации в компьютер. Программное обеспечение формирует управляющий сигнал комбинаторной зависимости, обеспечивающий поддержание работы ПЛГ в оптимальном режиме при изменении напора и мощности. Схема рис. 1 содержит, принятые в статье, обозначения постоянных и переменных параметров; положительные и отрицательные направления перемещений золотников ЭГП, РЗ и штока СМ, а также расходов.

Усовершенствованная нелинейная ММ динамики ГП РК с учетом нелинейностей гидроустройств, переменностей коэффициентов расходов в функции числа Рейнольдса, приведенных модулей упругости двухфазной РЖ и др. представлена системой (1) из 10 дифференциальных уравнений первого порядка (из которых 6 – нелинейные) в нормальной форме Коши.

$1. \ \frac{dx_{\mathfrak{I}}}{dt} = v_{\mathfrak{I}},$	
2. $\frac{di}{dt} = \frac{1}{T_L} \left(\frac{U_V - K_{\Pi \ni} v_{\ni} - i}{R} - i \right),$	
3. $\frac{dv_{\mathcal{P}}}{dt} = \left(K_{FI}i - C_{\mathcal{P}}(x_{\mathcal{P}O} + x_{\mathcal{P}}) + G_{\mathcal{P}} - F_{\mathcal{H}.TP.\mathcal{P}} - F_{TP.\mathcal{P}} - F_{TP.\mathcal{P}}\right) / m_{\mathcal{P}},$	
4. $\frac{dx_{P3}}{dt} = v_{P3}$,	
5. $\frac{dv_{P3}}{dt} = (A_{P3,H}p_{P3} + A_{P3,B}p_O - G_3 - F_{\mathcal{K},TP,P3} - F_{TP,P3} - F_{\Gamma\mathcal{I},P3})/m_{P3},$	
$6. \frac{dx_{CM}}{dt} = v_{CM},$	
7. $\frac{dv_{CM}}{dt} = (A_{\Pi}p_{\Pi} - A_{III}p_{III} - F_{C.CM} - F_{TP.CM} - F_{K.TP.CM})/m_{CM},$	(1)
8.1. $\frac{dp_{P3}}{dt} = \left(q_{P3} - A_{P3.H}v_{P3}\right) / \left(\frac{V_{0.P3} + A_{P3.H}x_{P3}}{E_{P3}}\right),$	
8.2. $\frac{dp_{P3}}{dt} = \left(A_{P3,H}v_{P3} - q_{P3}\right) / \left(\frac{V_{0,P3} - A_{P3,H}x_{P3}}{E_{P3}}\right),$	
9.1. $\frac{dp_{\Pi}}{dt} = \left(q_{CM.\Pi} - A_{\Pi} v_{CM}\right) / \left(\frac{V_{01.CM} + A_{\Pi} x_{CM}}{E_{CM.\Pi}}\right),$	
9.2. $\frac{dp_{\Pi}}{dt} = \left(A_{\Pi}v_{CM} - q_{CM.\Pi}\right) / \left(\frac{V_{01.CM} - A_{\Pi}.x_{CM}}{E_{CM.\Pi}}\right),$	
$10.1. \frac{dp_{III}}{dt} = \left(A_{III} v_{CM} - q_{CM.III}\right) / \left(\frac{V_{02,CM} - A_{III} y_{CM}}{E_{CM.III}}\right),$	
$10.2. \frac{dp_{III}}{dt} = \left(A_{III} v_{CM} - q_{CM,III}\right) / \left(\frac{V_{02.CM} - A_{III} y_{CM}}{E_{CM.III}}\right),$	

Формулы (8.1), (9.1), (10.1) соответствуют развороту лопастей; (8.2), (9.2), (10.2) - сворачиванию лопастей. Независимый аргумент t для упрощения записи выражений опущен. Для получения однозначного решения определяются начальные условия (согласно системе уравнений (1) их 10) на основе статической модели и состояния ГП в момент, предшествующий началу движения.

Здесь $v_{\mathcal{P}}, v_{\mathcal{P}}, v_{\mathcal{C}M}, x_{\mathcal{P}}, x_{\mathcal{P}}, x_{\mathcal{C}M}$ - соответственно скорости и перемещения золотников ЭГП, РЗ, штока СМ; і - электрический ток якорной цепи электромагнита ЭГП; Uy - электрическое напряжение на входе электромагнита ЭГП; R, T_L, Кпэ, K_{Fi} – соответственно активное сопротивление и постоянная времени якорной цепи, коэффициенты противо-э.д.с. и магнитодвижущей силы; Сэ, тэ, Сэ, Хэо соответственно сила веса и масса подвижных элементов, жесткость и величина предварительного сжатия пружины ЭГП; Ро, Ррз, Рп, Ршдавления РЖ соответственно на выходе МНУ, РЗ, в поршневой и штоковой полостях СМ; Арз.н, Арз.в, Vo.pз, Ап, Vol.cm, Аш, Vol.cm соответственно площади поперечных сечений нижней и верхней управляющих камер РЗ и начальные объемы РЖ в нижней управляющей камере РЗ и в поршневой и штоковой полостях СМ; qp3, qсм.п, qсм.ш, Ерз, Есм.п, Есм.ш – расходы и приведенные модули упругости двухфазной РЖ с учетом деформации стенок РЗ, поршневой и штоковой полостей СМ; Fж.тр.см, Fтр.см, Fж.тр.рз, Fтр.рз, Fгд.рз, Fж.тр.см, Fc.см - силы жидкостного, полусухого трения золотников соответственно ЭГП, РЗ, штока СМ, гидродинамические силы ЭГП и РЗ, приведенная сила сопротивления к штоку СМ.

При построении ММ приняты следующие допущения:

РЖ однородна и ее течение неразрывно;

температура, плотность, вязкость РЖ постоянны, равные средним значениям;

РЖ в зазорах трущихся пар ЭГП, РЗ, СМ считаем несжимаемой в связи с тем, что длина зазоров значительно меньше длин волн колебаний, которые распространяются в сжимаемых средах;

утечки РЖ через зазоры в гидроустройствах ГП не учитываем ввиду их малости в сравнении с расходами в системе;

инерционность РЖ в гидролиниях ЭГП и РЗ мала по сравнению с силами гидравлического воздействия на золотники;

потери давления в нагнетательной и сливной магистралях от РЗ к СМ не учитываем, ввиду их малости по сравнению с давлением в ГП;

давление РЖ на выходе МНУ принято постоянным.

Исследование динамики ГП РК начнем с ЭГП, который первым воспринимает управляющее воздействие со стороны СУЧВР, как внутренний контур системы. Динамические характеристики этого узла влияют существенно на рабочий процесс ГП РК. Представляет теоретический и практический интерес прохождение гармонического сигнала через рассматриваемый узел. Для этого на вход ЭГП подается сумма ступенчатого сигнала со значением 10 В и синусоидального сигнала с частотой $\omega = 6,283 \text{ c}^{-1}$ (1 Гц) и амплитудой 4 В с помощью блока — пакета VisSIM. Осциллограммы колебаний входного сигнала и двух переменных (i, Хэ) показаны на рис.2.

Если кривая тока і практически синусоидальна, то колебания перемещения золотника имеют треугольный вид и не являются моногармоническими как входной сигнал Uy. Это объясняется нелинейностями ЭГП. Кроме того устойчивые колебания начинаются не сразу (идет переходный процесс их установления), а после включения модели через одну секунду.



Рис. 2. Прохождение гармонической составляющей входного сигнала частотой в 1 Гц через ЭГП

В целом ЭГП свободно пропускает колебания с частотой 1 Гц, т.е. не является фильтром этой частоты.

При частоте 62,83 с⁻¹ (10 Гц) графики переходных процессов показаны на рис. 3.



Рис. 3. Осциллограммы процессов узла ЭГП с гармонической составляющей входного сигнала частотой $\omega = 62,83 \text{ c}^{-1}$ (f = 10 Гц)

Здесь картина другая. При той же амплитуде входного гармонического сигнала, амплитуды двух переменных существенно уменьшились

по сравнению с кривыми рис.2, особенно у кривой Хэ (например, у Хэ в 9,45 раза, у тока электромагнита в 2,11 раза). Итак, амплитуды колебаний существенно уменьшились и практически останавливают прохождение колебательной составляющей входного сигнала дальше на гидромеханическую часть ГП РК. Таким образом, с ростом частоты входного сигнала ЭГП становится фильтром частот выше f = 10 Гц.

На следующем этапе исследований рассматривается ММ узла «ЭГП-золотник РЗ». Предварительные исследования динамики показали, что устойчивость и показатели качества переходных процессов этого узла, как самостоятельного, можно обеспечить введением в устройство управления жесткой обратной связи по скорости перемещения золотника РЗ и ПИД- регулятора с дифференцирующим изодромным каналом. На рис. 4 изображены ПИД –регулятор с помощью компаунд блока пакета VisSIM и три канала настройки с принятыми числовыми значениями.



Рис. 4. Общий вид ПИД-регулятора, его каналы с числовыми данными

По равным числовым данным числителя и знаменателя дифференцирующего канала ПИД-регулятора можно определить, что он изодромный.

Схема ввода ПИД-регулятора и обратной связи по скорости показана на следующем рисунке.



Здесь Кос. Vp3 – коэффициент обратной связи по скорости золотника P3.

Динамика узла «ЭГП - золотник РЗ» исследовалась при следующем тестовом цикле, заданном выражением

$$U_{\text{BMX.K}}(t) = \begin{cases} 10 \text{ B} & \text{при } 0 \le t \le 1.5 \text{ c} ,\\ 0 & \text{при } 1.5 \le t \le 2.8 \text{ c} ,\\ -10 \text{ B} & \text{при } 2.8 \le t \le 4.5 \text{ c} ,\\ 0 & \text{при } 4.5 \le t \le 5.5 \text{ c} . \end{cases}$$
(2)

Согласно тесту (2), подаются команды на подъем и опускание золотника РЗ. Входом является напряжение Uвых.к, выходом – перемещение Хрз золотника РЗ. Рассмотрим функционирование узла при принятых исходных данных. На рис. 5 показаны осциллограммы 3 переменных: перемещения золотника ЭГП, скорости и перемещения (верхняя кривая абсолютного перемещения и нижняя с учетом положительного перекрытия) золотника РЗ.



Рис. 5. Переходные процессы узла «ЭГП - золотник распределителя РЗ»

Кривые рис. 5 показывают функционирование исследуемого узла, начиная с подъема золотника РЗ на 10 мм и нахождении в этом положении в течение 1,5 с. Затем следует возврат в исходное состояние и перекрытие дросселирующей щели до 2,8 с. с момента включения. Дальше в соответствии с тестом (2) подается сигнал на опускание золотника на 10 мм. Через 4,5 с. поступает сигнал на возврат золотника в исходное положение. Таким образом, кривые рис. 5 подтверждают эффективность ввода в цепь управления ПИД-регулятора и обратной связи по скорости РЗ, что не противоречит физической сущности и косвенно подтверждает адекватность разработанной ММ узла «ЭГП - золотник РЗ».

При исследовании динамики ГП РК в целом ММ дополняется уравнениями расходов и давлений двухфазной РЖ в магистралях РЗ, в поршневой и штоковой полостях СМ, уравнениями движения с учетом сил трения и нагрузки (силы гидродинамического сопротивления потока воды до 7000 кН повороту лопастей РК). Кроме того в ММ предусмотрен учет сжимаемости РЖ в гидролинии «ЭГП - золотник РЗ».

Ввиду того, что на этом этапе ГП РК в целом является двухконтурной системой с внешней и внутренней обратными связями, формирование закона управления каждым контуром и предварительное исследование динамики вызвало потребность ввода двух ПИДрегуляторов с дифференцирующим изодромным каналом (расчетная и функциональная схемы также становятся двухконтурными). На основе модели ГП РК строится структурно-функциональная схема (диаграмма вычислительных блоков), позволяющая исследовать динамику.

Внешний контур с обратной связью по перемещению штока СМ формирует управление через верхний ПИД (рис.6), его структура и значения показаны на рисунке:



Внутренний контур с обратной связью по перемещению золотника РЗ формирует управление через нижний ПИД (рис. 6), его структура и значения показаны на рисунке:



Как следует из этих рисунков, дифференцирующие каналы ПИД представляют собою изодромные звенья. Рис. 6 иллюстрирует диаграмму вычислительных блоков устройства управления, входящего в состав ГП РК. Перейдем к исследованию динамики. На рис. 7 показаны осциллограммы 6 переменных из 13 при отработке максимального задающего воздействия, при котором шток СМ прошел путь 410 мм, а лопасти повернулись на угол 37°.



Рис. 6. Устройство управления мехатронного ГП РК: Хз.см, Хсмзаданное и фактическое перемещение штока СМ; Хрз.с - фактическое перемещение золотника РЗ; Кос.см, Кос.рз - коэффициенты обратных связей соответственно по перемещению штока СМ и перемещению золотника РЗ.

Затем по истечении 25 с, принятым нами тестом предусмотрен возврат в исходное положение. Кривые получены при газосодержании m_o=0,025 в двухфазной РЖ. Анализ переходных процессов (рис.7) подтверждает нормальное функционирование гидропривода при максимальном задающем воздействии (Хз.см=410 мм, электрический сигнал 10 В) и силе сопротивления на штоке СМ (обусловленной гидродинамикой потока воды в РК), равной 7000 кН.



Рис. 7. Переходные процессы 6 переменных гидропривода рабочего колеса при максимальном задающем воздействии и m_o=0,025

При m_o=0,15 (максимально допускаемым значением для дальнейшей эксплуатации ГП), неизменных ММ и исходных данных получены аналогичные кривые (рис. 8).



Рис. 8. Переходные процессы 6 переменных гидропривода рабочего колеса при максимальном задающем воздействии и m₀=0,15

Сравнение соответствующих кривых рис. 7 и 8 позволяет оценить влияние двухфазности РЖ на динамические характеристики при полном развороте и сворачивании лопастей. Если в кривых Хрз, Vсм, qpз, Рп и Рш визуально наблюдаются незначительные отклонения на начальных участках и при переключениях в ГП, то кривые перемещения Хсм рис. 7 и 8 практически идентичны. Следует отметить, что значения приведенных модулей упругости двухфазной РЖ Есм.п и Есм.ш с учетом деформации стенок корпуса СМ при развороте лопастей и m₀=0,025 соответственно равны 860 и 370 МПа, при развороте лопастей и m₀=0,15 они равны 238 и 70 МПа. Таким образом с увеличением то в 6 раз модули Есм.п и Есм.ш уменьшаются соответственно в 3,61 и 5,285 раза. Однако это не оказало влияние на динамику ГП. Видимо, незначительные изменения давлений Рп, Рш при переходных процессах, что видно из рис.7 и 8 ,а следовательно, близость их производных к нулю, сохраняют значения сжимаемой составляющей расходов, невзирая на уменьшение модулей упругости.

Очень важным требованием к ГП РК является обеспечение малых перемещений штока СМ (малых поворотов лопастей), при которых фактические положения штока СМ от заданных значений не должны превышать величину рассогласования $\Delta = \pm 0,75$ мм. В режиме малых перемещений ГП РК работает большую часть времени. Если закон управления построен с постоянным коэффициентом усиления величины рассогласования, то при заданиях перемещения штока СМ (поворота лопастей) 80 мм (19,5% максимального) и меньше, величина Δ существенно превышает $\pm 0,75$ мм. Решение этой задачи возможно на основе синтеза корректирующего устройства (КУ), входящего в

Машини і засоби механізації сільськогосподарського виробництва

69

мехатронный ГП РК, следующим образом. Для каждого заданного малого перемещения с помощью всей ММ решается оптимизационная задача поиска такого значения коэффициента усиления величины рассогласования, при котором доставляется минимум следующему критерию оптимизации:

$$\varepsilon_i = X_{3CMi} - X_{CMi} \rightarrow min,$$
 при $i = 4,1; 8,2; 1,23; 1,64...80$ мм. (3)

Следовательно, ε_i является модулем величины Δ . В общем случае этот критерий может быть обобщен к виду

$$\{1 X_{3CMi} - X_{CMi} * 100 / X_{3CMi}\}, \% \rightarrow min,$$
 (4)

с помощью которого при нахождении оптимального решения также определяется и значение критерия (3).

Оптимизация осуществлялась вручную методом проб и ошибок и методом Polak Ribilre пакета VisSIM.



Слева на рисунке изображена полученная синтезированная нелиней-

ная зависимость, как кривая изменения коэффициента усиления рассогласования е. По оси абсцисс отложены значения /Хе требуемого положения штока СМ (угла поворота лопасти), как управляющие входные сигналы на ГП. На оси ординат показаны значения коэффициентов усиления Ку, соответствующих значениям ∧Хе. Большим значениям коэффициента усиления соответствуют очень малые заданные значения перемещений (1-3%)**OT** максимального 410 мм). Коэффициент усиления

резко уменьшается при возрастании //Хе и, начиная с 19,5% от максимального перемещения, практически остается неизменным. Значения синтезированной кривой вводятся в программное обеспечение компьютерной системы и в процессе работы поступают в пропорциональный канал ПИД, превращая его в КУ. При очень малых перемещениях (1-3% от максимального) коэффициент усиления равен 160, а с ростом перемещения уменьшается и в районе 80 мм становится равным 20, оставаясь неизменным до 410 мм. Включение КУ в цепь управления осуществляется последовательно:



Рассмотрим динамические характеристики для трех малых перемещений: 4,1мм (1% максимального перемещения Хсм), 8,2 мм (2%) и 12,3 мм (3%), которые показаны на рис. 9а–9в. Для каждой кривой определено значение критерия є, которое существенно меньше допустимого (значение критерия є приведены в подписях к рис. 9а–9в).



Рис. 9. Кривые малых перемещений ГП РК и значения критерия ϵ : $a - \epsilon = 0,27$ мм; $\delta - \epsilon = 0$; $B - \epsilon = 0,17$ мм.

В заключение оценим влияние двухфазной РЖ на рабочий процесс ГП РК в режиме малых перемещений на примере заданного перемещения Хзсм=12,3 мм (3%) (рис.10).



Рис. 10. Кривые перемещения штока СМ при различных газосодержаниях m_o: а – при 0,025 ; б – при 0,15.

Кривая рис. 10а получена при газосодержании $m_0=0,025$, а кривая рис. 10б - при предельном $m_0=0,15$. Анализ кривых показывает, что при $m_0=0,025$ (рис. 10а) выход на установившееся движение осуществляется без колебаний за время 1,15 с; при mo=0,15 (рис. 10б) процесс колебательный с перерегулированием 16,7%, время выхода на установившееся движение составляет 4 с. Причем амплитуда первого колебания равна 14,35 мм, что больше установившегося значения на 2,05 мм и почти в три раза больше допускаемого Δ . Таким образом, учитывая важность малых перемещений ГП РК, следует в эксплуатационных условиях не допускать повышенного газосодержания в РЖ выше $m_0=0,075$, при котором амплитуда (на рис. 10 кривая Хсм при $m_0=0,075$ не показана) превышает установившееся значение только на 0,7 мм.

Выводы. Поэтапное исследование динамики ГП РК на основе разработанной нелинейной ММ и методика его выполнения, начиная с ЭГП, затем узла «ЭГП - золотник РЗ» и гидропривода в целом, позвои частотные характеристики ляет проверить: функционирование ЭГП, являющегося входным электрогидроустройством ГП РК; функционирование и динамические характеристики узла «ЭГП - золотник РЗ» с укрупненной и полной MM; функционирование и определение динамических и статических характеристик ГП в целом. Такой подход открывает возможность корректировки ММ и повышение ее адекватности натурному объекту. Выполненные исследования динамики ЭГП при гармоническом входном воздействии показали, что ЭГП является фильтром частот выше 10 Гц. Полученные динамические характеристики узла «ЭГП - золотник РЗ» отвечают современным требованиям к показателям качества переходного процесса, включающего разворот лопастей РК, выход на установившееся движение и сворачивание лопастей.

Исследование динамики ГП РК в целом, как двухконтурной систе-мы, вызвало необходимость ввода в цепь управления двух ПИДрегуляторов с изодромным дифференцирующим каналом для обеспечения требуемых динамических характеристик разворота и сворачивания лопастей на угол 37°. Весьма важный режим малых перемещений штока СМ (поворота лопастей на малый угол), при котором гидротурбина работает большую часть времени, впервые решен на основе синтеза корректирующего устройства, входящего в состав мехатронного ГП РК.

Выполненное в целом исследование динамики ГП РК подтверждает, что предложенная ММ с переменной структурой и алгоритм ее ввода в пакет VisSim открывает возможность более полно использовать возможности компьютерной системы управления поворотно-
лопастной гидротурбиной, в состав которой входит рассматриваемый ГП РК.

Литература:

1. Умов В.А., Филатов И.Н. Расчет динамических характеристик гидравлических агрегатов .-Л.: ЛПИ, 1977. -60 с.

2. Пивоваров В.А. Проектирование и расчет систем регулирования.-Л.: Машиностроение,1972.-288 с.

3. *Лурье З.Я., Бездетко В.Н., Дмитерко В.Н.* и др. Системы управления частотой вращения ротора гидротурбины, пути ее развития// Проблемы машиностроения .-2003.-Т.6, №2. -С.26-36.

4. Лурье З.Я., Дмитерко В.Н. Динамические характеристики узла «электрогидравлический преобразователь- золотник гидрораспределителя системы регулирования гидротурбины» // Вестник НТУ «ХПИ».-2002.-№6.-Т.2.-С.82-87.

5. Лурье З.Я., Булгаков В.А., Дмитерко В.Н. Динамика комплекса гидроустройств в составе системы автоматического управления и регулирования частотой вращения ротора гидротурбины // Вестник НТУ «ХПИ».-2004.-№12.-С.13-22.

ДИНАМІКА МЕХАТРОННОГО ГІДРОПРИВОДУ РОБОЧОГО КОЛЕСА ПОВОРОТНО-ЛОПАТЕВОЇ ГІДРОТУРБІНИ

Лур'є З.Я., Братута Е.Г., Гасюк О.І, Булгаков В.О., Цехмістро Л.М.

Анотація – у статті обговорюється вдосконалена математична модель робочого процесу гідроприводу робочого колеса. Проведене дослідження динаміки й вирішене завдання синтезу коригувального пристрою дозволили поліпшити робочий процес режиму малих переміщень.

DYNAMICS OF MECHATRONIC HYDRAULIC DRIVE WORK-ING WHEEL OF KAPLAN HYDROTURBINE

Z. Lurye, E. Bratuta, A.Gasyuk, V. Bulgakov, L. Tsekhmistro

Summary

An advanced mathematical model of the operating process of the working wheel hydraulic drive is discussed in a paper. The research of the dynamics and the synthesis of the correction device allowed to improve the working process mode of small displacements. УДК 629.017

ОБЕСПЕЧЕНИЕ УСТОЙЧИВОСТИ ПОЛОЖЕНИЯ СРЕДСТВ ТРАНСПОРТА ПРИ ДВИЖЕНИИ ПО НЕРОВНОСТЯМ

Полянский А. С., д.т.н., Дубинин Е. А., к.т.н. *Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет* Тел. (057) 707-37-33, e-mail: dubinin-rmn@yandex.ru

Аннотация – получена зависимость для определения частоты собственных колебаний подрессоренной части шарнирносочлененного средства транспорта. Учет влияния колебаний машины при движении по неровностям позволит обеспечить устойчивость ее положения и повысить безопасность эксплуатации.

Ключевые слова – средство транспорта, частота колебаний, устойчивость положения, безопасность.

Постановка проблемы. При движении средств транспорта по дорогам с неровностями возникают вынужденные вертикальные колебания, которые, при совпадении с собственной частотой колебаний машины, могут привести к ухудшению ее устойчивости положения и опрокидыванию. Поэтому для повышения безопасности их эксплуатации актуальным является определение частоты собственных колебаний подрессоренной части машин.

Анализ последних исследований. Вопросами оценки влияния колебательных процессов средств транспорта на различные эксплуатационные свойства посвящен ряд работ [1-6]. При этом вопросам обеспечения устойчивости положения шарнирно-сочлененных средств транспорта при движении по неровностям уделено недостаточно внимания.

Формулирование целей статьи (постановка задания). Целью работы является повышение безопасности эксплуатации шарнирносочлененных средств транспорта на основе учета влияния колебательных процессов при движении по дорогам с неровностями.

Для достижения поставленной цели необходимо установить зависимость для определения частоты собственных колебаний подрессоренной части шарнирно-сочлененного средства транспорта.

Основная часть. На рис. 1 представлена схема для определения частоты собственных колебаний секции шарнирно-сочлененного средства транспорта, принимая наименее устойчивой первую секцию.

[©] Полянский А. С., Дубинин Е. А.

При проведении исследований были приняты следующие допущения: средство транспорта движется прямолинейно; поворачивающий момент вследствие динамического возмущения при наезде на препятствие, с учетом потерь вследствие упругости шин, полностью компенсируется упругой подвеской.



Рис. 1. Схема для определения частоты собственных колебаний секции шарнирно-сочлененного средства транспорта

При наезде на препятствие одним из колес секции возникает динамическое возмущение P_e , приводящее, с учетом потерь в шинах и подвеске, к возникновению динамического возмущения M_{noe} , которое компенсируется наличием упругих элементов подвески. При этом центр масс *C* секции поворачивается относительно точки *M* (центра крена подрессоренной массы m_{n1} секции, который в данном случае находится в плоскости верхних опорных площадок рессор [2]) на угол γ . Точка *M'* смещается на величину ($\overline{MM'}$) в вертикальном направлении (ввиду малости угла крена γ и наличия направляющих конструктивных элементов рессорной подвески, смещением в горизонтальном направлении пренебрегаем, при этом ($\overline{MM'}$) в которую можно выразить как

$$\left(\overline{M'M''}\right) = \frac{R_{pecc}}{C_{pad \ pecc}},\tag{1}$$

где *R*_{pecc} – усилие, создаваемое рессорой;

С_{рад ресс} – радиальная жесткость рессоры. С другой стороны, имеем

$$\left(\overline{M'M''}\right) = \frac{B_p}{2} \cdot tg\gamma .$$
⁽²⁾

Отсюда величина углового смещения с учетом малости угла крена (принимаем $tg\gamma = \gamma$) будет соответствовать деформации ресор, вследствие воздействия динамического возмущения

$$\gamma = \frac{2 \cdot R_{pecc}}{C_{pad \ pecc} \cdot B_p} \,. \tag{3}$$

Динамическое возмущение M_{nos} , которое воздействует на подрессоренную массу при наезде на препятствие, составляет

$$M_{noe} = K_n \cdot P_e \cdot B, \qquad (4)$$

где K_n – коэффициент передачи динамического возмущения от наезда на неровность на подрессоренную массу, $K_n = 0...1$;

В – колесная база средства транспорта.

Рассматривая $\sum M_M = 0$, с учетом одновременного действия двух рессор, принимая, что их жесткость на растяжение и сжатие одинакова, получаем

$$R_{pecc} = \frac{K_n \cdot P_e \cdot B}{B_p}.$$
 (5)

Дополнительный поворачивающий момент от веса подрессоренной массы, возникающий при ее смещении от вертикальной оси симметрии из точки C в точку C', не учитываем, вследствие малости угла крена γ .

Из (3) и (5) получим

$$\gamma = \frac{2 \cdot K_n \cdot P_{\theta} \cdot B}{B_p^2 \cdot C_{pad \ pecc}}.$$
(6)

Угловую жесткость подвески средства транспорта можно определить по зависимости [1]

$$C_{yzn} = \frac{M_{nos}}{\gamma}, \qquad (7)$$

откуда имеем

$$C_{yzn} = \frac{1}{2} \cdot B_p^2 \cdot C_{pad \ pecc} \,. \tag{8}$$

При этом, учитывая результаты работы [1], получим собственную частоту колебаний *v*_{собств} первой подрессоренной секции шарнирно-сочлененного средства транспорта:

$$v_{co\delta cms} = \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{C_{yz\pi}}{I_{XM}}} = \frac{B_p}{2 \cdot \pi} \cdot \sqrt{\frac{C_{pad \ pecc}}{2 \cdot m_{n1} \cdot \left(i_{x1}^2 + h_1^2\right)}}, \qquad (9)$$

где I_{XM} – момент инерции секции машины относительно центра крена (точка *M*);

 i_{x1} – радиус инерции секции машины относительно центра масс (точка *C*);

 h_1 – расстояние от центра масс секции машины до центра крена (точка M).

Используя зависимость для определения частоты воздействий неровностей пути, приведенную в работе [7], с учетом перехода от круговой частоты к частоте воздействий, при равномерном прямолинейном движении $v_{\text{внешн}}$ для секции шарнирно-сочлененной машины составит

$$v_{\rm ghemh} = \frac{V}{L_{\rm H}},\tag{10}$$

где *V* – скорость движения машины;

L_н – расстояние между неровностями.

Для принятых параметров наименее устойчивой секции с рессорной подвеской шарнирно-сочлененной машины с номинальным тяговым усилием 35 кН ($B_p = 0.83$ м, $C_{pad pecc} = 56$ H/м, $m_{n1} = 5500$ кг, $i_{x1} = 0.572$ м, $h_1 = 0.24$ м) проведены соответствующие расчеты. Результаты представлены в виде графиков на рис. 2 и рис. 3.



Рис. 2. Результаты моделирования колебаний первой секции шарнирно-сочлененной машины





В результате поведенных исследований установлено, что для рассмотренной секции шарнирно-сочлененной машины с номинальным тяговым усилием 35 кН возможно возникновение резонансных явлений (собственная частота колебаний $v_{cofcms} = 0,48$ Гц совпадает с вынужденной частотой v_{gheuuh}) при движении на малых скоростях (менее V = 1,25 м/с). При этом расстояние между неровностями составит $1,5 < l_{H} < 2,5$ м. При движении на транспортной скорости 4,2 м/с вероятность появления резонанса снижается, расстояние между неровностями в этом случае составит более 8 м.

Определено, что варьирование жесткости рессор в пределах 15-20% не исключает возникновение резонансных явлений при малых скоростях. Это необходимо учитывать при проектировании шарнирно-сочлененных средств транспорта с целью повышения их устойчивости положения при движении по неровностям.

Выводы. Путем математического моделирования получена зависимость для определения частоты собственных колебаний подрессоренной части секции шарнирно-сочлененного средства транспорта. Для шарнирно-сочлененной машины с номинальным тяговым усилием 35 кН возможно возникновение резонансных явлений (собственная частота колебаний $v_{coбств} = 0,48$ Гц может совпадать с вынужденной частотой $v_{внеши}$) при движении на малых скоростях.

Установлено, что варьирование жесткости рессор в пределах 15-20% не исключает возникновение резонансных явлений при малых скоростях, что необходимо учитывать для повышения устойчивости положения средств транспорта при движении по неровностям.

Литература:

1. Подригало М.А. Обеспечение управляемости и устойчивости автомобилей при установившемся движении / М.А. Подригало, Д.М. Клец, В.И. Гацько // Вестник ХНАДУ. Сборник научных трудов. – Харьков: Изд-во ХНАДУ, 2013. – Вып. 60. – С. 42-48.

2. Петренко А.М. Устойчивость специальных транспортных средств: учеб. пособие / Петренко А.М. – М.: МАДИ, 2013. – 41 с.

3. *Аксенов П.В.* Многоосные автомобили / *Аксенов П.В.* – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1989. – 280 с.

4. Умняшкин В.А. Теория автомобиля [Текст]: учеб. пособие / В.А. Умняшкин, Н.М. Филькин, Р.С. Музафаров. – Ижевск: Изд-во ИжГТУ, 2006. – 272 с.

5. Фалькевич Б.С. Теория автомобиля / Фалькевич Б.С. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Машгиз, 1963. – 240 с.

6. Шарипов В.М. Проектирование ходовых систем тракторов: учеб. пособие / В.М. Шарипов, Л.А. Дмитриева, А.И. Сергеев, А.С. Шевелев, Ю.С. Щетинин. – М.: МГТУ "МАМИ", 2006. – 82 с.

7. Говорущенко Н.Я. Системотехника транспорта (на примере автомобильного траспорта) / Н.Я. Говорущенко, А.Н. Туренко. – 2-е изд., перераб. и доп. – Харьков: РИО ХГАДТУ, 1999. – 468 с.

ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ СТІЙКОСТІ ПОЛОЖЕННЯ ЗАСОБІВ ТРАНСПОРТУ ПІД ЧАС РУХУ НЕРІВНОСТЯМИ

Полянський О.С., Дубінін Є.О.

Анотація – отримано залежність для визначення частоти власних коливань підресореної частини шарнірно-зчленованого засобу транспорту. Врахування впливу коливань машини під час руху нерівностями дозволить забезпечити стійкість її положення та підвищити безпеку експлуатації.

PROVISION OF VEHICLE STABILITY WHEN TRAVELLING OVER UNEVE SURFACE

A. Polyanskiy, Y. Dubinin

Summary

A formula for determining the natural frequency of vibrations of the sprung part of the articulated vehicle is obtained. Accounting for the effect of vehicle vibrations when driving on uneven surface will ensure the stability of its position and increase the operational safety. УДК 621.225.001.4

НАЧАЛЬНЫЕ УСЛОВИЯ МОДЕЛИРОВАНИЯ РАБОТЫ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО ВРАЩАТЕЛЯ ПЛАНЕТАРНОГО ТИПА

Волошина А. А., д.т.н.

Таврический государственный агротехнологический университет Тел. (0619) 42-04-42

Аннотация – работа посвящена обоснованию начальных условий моделирования работы вытеснительной и распределительной систем гидравлического вращателя планетарного типа для определения влияния геометрических параметров элементов вытеснительной и распределительной систем на выходные характеристики гидровращателя планетарного типа.

Ключевые слова – гидравлический вращатель планетарного типа, вытеснительная система, распределительная система, моделирование, начальные условия, зазор, рабочая камера.

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. Поэтому большого внимания заслуживают вопросы исследования рабочих процессов, возникающих в гидравлических агрегатах и их элементах – гидровращателях планетарного типа).

Основным недостатком гидровращателя планетарного типа [1-8] является неравномерность выходных характеристик, обусловленная несовершенством конструкции формы элементов вытеснительной системы, а также наличием больших гидравлических потерь в распределительной системе, обусловленных геометрией проточных частей.

На сегодняшний день практически отсутствуют исследования взаимосвязи геометрических параметров вытеснительной и распределительной систем и выходных характеристик гидровращателя планетарного типа. Поэтому остро встает вопрос исследования влияния геометрических параметров вытеснительных и распределительных систем гидровращателей планетарного типа на их выходные характеристики.

Анализ последних исследований. Анализ выполненных исследований показывает, что математические модели, применяемые в

[©] Волошина А. А.

предыдущих исследованиях [9-11], недостаточно корректно отражали рабочие процессы гидравлических вращателей планетарного типа, не в полной мере описывали работу и взаимосвязи всех элементов вытеснительной и распределительной систем гидровращателей. Принятый ряд допущений хоть и упрощал производимые вычисления, но и ухудшал точность показателей, полученных при использовании известных математических моделей применительно к гидравлическим вращателям планетарного типа. Выполненные исследования проводились без учета ряда важных факторов, определяющих работу системы непосредственного распределения рабочей жидкости, что не позволяет разработать математическую модель, соответствующую реальному планетарному гидравлическому вращателю, и как следствие, эффективно использовать современные математические методы проектирования и расчета.

К числу таких факторов можно отнести: заполнение рабочих камер гидравлического вращателя планетарного типа, образованных элементами его вытеснительной системы рабочей жидкостью, при формировании вращающегося гидравлического поля; математическое описание потерь при течении рабочей жидкости в проточных частях распределительной системы планетарного гидровращателя, при определении его геометрических параметров и выходных характеристик; повышение точности расчета гидравлических, механических и объемных потерь в планетарном гидровращателе; определение геометрических параметров элементов распределительной системы непосредственного типа для планетарных гидравлических вращателей; расчёт геометрических параметров элементов вытеснительной системы, определяющих формирование вращающегося гидравлического поля для гидравлических вращателей планетарного типа.

В этой связи, проведение параметрических исследований гидравлического вращателя планетарного типа, которые позволят установить влияние геометрических параметров вытеснительной и распределительной систем на изменение его выходных характеристик, является актуальной задачей, для выполнения которой необходимо разработать начальные условия моделирования работы вытеснительной и распределительной систем гидровращателя планетарного типа.

Формулирование целей статьи (постановка задания). Обоснование начальных условий моделирования работы вытеснительной и распределительной систем гидравлического вращателя планетарного типа для проведения параметрических исследований гидравлического вращателя планетарного типа, которые позволят установить влияние геометрических параметров вытеснительной и распределительной системы на его выходные характеристики.

Основная часть. В гидравлических вращателях планетарного

типа с использованием непосредственной системы распределения рабочей жидкости, большое значение уделяется геометрическим параметрам элементов вытеснительной системы, так как часть рабочей жидкости распределяется к рабочим камерам гидровращателя через зазоры, образовавшиеся между элементами вытеснительной системы в результате аппроксимации циклоидального зубчатого профиля самих вытеснителей.

Для исследования изменения зазора между вытеснительными элементами, соединяющего рабочие камеры, разработана математическая модель [12], описывающая взаимосвязь геометрических и функциональных параметров вытеснительной системы гидравлических вращателей планетарного типа, которую можно реализовать с помощью пакета имитационного моделирования VisSIM, позволяющего моделировать изменение зазора между зубьями элементов вытеснительной системы в зависимости от конструктивных особенностей ее элементов и определить его влияние на выходные характеристики планетарного гидровращателя.

Для моделирования работы вытеснительной системы принимаем следующие исходные данные и начальные условия, которые заданы блоком 1 (рис. 1):

– рабочий объем серийного и модернизированного гидровращателей $V_{re} = 6300 \, cm^3$;

– количество зубьев направляющей $Z_{hanp(c)} = 26$ серийного и $Z_{hanp(M)} = 14$ модернизированного гидровращателей;

– количество зубьев шестерни $Z_{u(c)} = 25$ серийного и $Z_{u(M)} = 13$ модернизированного гидровращателей;

– радиус окружности расположения центров зубьев $R_{u(c)} = 80,0766 \ MM$ шестерни серийного и $R_{u(M)} = 73,6473 \ MM$ модернизированного гидровращателей;

– радиус зубьев шестерни $r_{u(c)} = 6 M M$ серийного и $r_{u(M)} = 9 M M$ модернизированного гидровращателей;

– радиус зубьев направляющей $r_{_{H(c)}} = 6 \, MM$ серийного и $r_{_{H(M)}} = 11,8 \, MM$ модернизированного гидровращателей;

– эксцентриситет $e_c = 3,0266$ *мм* серийного и $e_m = 5,9473$ *мм* модернизированного гидровращателей.

Для исследования влияния изменения геометрических параметров распределительной системы гидровращателя планетарного типа на его выходные характеристики разработана математическая модель [12], описывающая взаимосвязь геометрических и функциональных параметров распределительной системы, которую можно реализовать с помощью пакета имитационного моделирования VisSIM, позволяю-

щего моделировать изменение геометрических параметров распределительной системы в любой момент времени в зависимости от конструктивных особенностей ее элементов и определить их влияние на выходные характеристики планетарного гидровращателя.



Рис. 1. Блок исходных данных и начальных условий для моделирования работы вытеснительной и распределительной систем гидравлического вращателя планетарного типа

Для моделирования работы распределительной системы принимаем следующие исходные данные и начальные условия, которые заданы блоком 1 (рис. 1):

– количество окон нагнетания крышки $Z_{\mu(c)} = 26$ серийного и $Z_{\mu(M)} = 14$ модернизированного гидровращателей;

– количество окон слива крышки $Z_{\mu(c)} = 26$ серийного и $Z_{\mu(M)} = 14$ модернизированного гидровращателей;

– количество распределительных окон шестерни $\mathbf{Z}_{u(c)} = 25$ серийного и $\mathbf{Z}_{u(m)} = 13$ модернизированного гидровращателей;

– радиус окружности расположения распределительных окон шестерни $\boldsymbol{R}_{\boldsymbol{u}(\boldsymbol{c})}^{0} = 72,2$ *мм* серийного и $\boldsymbol{R}_{\boldsymbol{u}(\boldsymbol{m})}^{0} = 66,4$ *мм* модернизированного гидровращателей;

– радиус распределительных окон шестерни $r_{u(c)} = 2,5$ *мм* серийного и $r_{u(m)} = 4,4$ *мм* модернизированного гидровращателей;

– радиус окон нагнетания и слива крышки $r_{\kappa p(c)} = 2,5$ *мм* серийного и $r_{\kappa p(M)} = 4,4$ *мм* модернизированного гидровращателей;

– эксцентриситет $e_c = 3$ *мм* серийного и $e_{M} = 6$ *мм* модернизированного гидровращателей.

Блок 2 (рис. 2) позволяет определить угловое расположение зубьев шестерни и направляющей серийного и модернизированного гидравлических вращателей планетарного типа, согласно выражениям [12]:

$$\begin{split} \boldsymbol{\gamma}_{u_{i}} &= \boldsymbol{\gamma}_{1u} + \frac{2\pi}{\boldsymbol{Z}_{u}} (\boldsymbol{i} - 1); \\ \boldsymbol{\gamma}_{u_{i}} &= \frac{2\pi}{\boldsymbol{Z}_{uanp}} (\boldsymbol{j} - 1); \end{split}$$
(1)

где Z_ш – количество зубьев шестерни;

i – номер текущего зуба шестерни;

Z_{напр} – количество зубьев направляющей;

j – номер текущего зуба направляющей.

Блок 3 (рис. 3) позволяет определить радиусы расположения центров зубьев направляющей серийного и модернизированного гидравлических вращателей планетарного типа согласно выражению [12]:

$$\boldsymbol{R}_{\mu} = \sqrt{\left(\boldsymbol{r}_{\mu} + \boldsymbol{r}_{\mu}\right)^{2} - \left(\boldsymbol{R}_{\mu} \cdot \sin \frac{\boldsymbol{\pi}}{\boldsymbol{Z}_{\mu}}\right)^{2} + \boldsymbol{R}_{\mu} \cdot \cos \frac{\boldsymbol{\pi}}{\boldsymbol{Z}_{\mu}} + \boldsymbol{e}}, \qquad (2)$$

где *г*_ш – радиус зубьев шестерни;

г_н – радиус зубьев направляющей;

R_{*u*} – радиус окружности расположения центров зубьев шестерни;

е – эксцентриситет.

Блок 4 (рис. 4) позволяет определить зазоры между зубьями шестерни и направляющей серийного и модернизированного гидровращателей, согласно выражениям [14]:

$$\boldsymbol{\delta}_{i} = \boldsymbol{M}_{i} - (\boldsymbol{r}_{\mu} + \boldsymbol{r}_{\mu}), \qquad (3)$$

где M_i – межцентровое расстояние между центром зуба направляющей и центром зуба шестерни, зависящее от четверти, в которой расположены зубья направляющей и шестерни [12,13], которое в зависимости от четверти расположения зубьев определяется выражением:



Рис. 2. Блок определения углов расположения центров зубьев шестерни и направляющей серийного и модернизированного гидровращателей



Рис. 3. Блок определения радиусов расположения центров зубьев направляющей серийного и модернизированного гидровращателей

Причем зазоры δ_{1c} , δ_{3c} , δ_{5c} , δ_{7c} , δ_{9c} , δ_{11c} , δ_{13c} , δ_{15c} , δ_{17c} , δ_{19c} , δ_{21c} , δ_{23c} , δ_{25c} между зубьями шестерни и направляющей серийного гидровращателя являются проверочными, а зазоры δ_{2c} , δ_{4c} , δ_{6c} , δ_{8c} , δ_{10c} , δ_{12c} , δ_{14c} , δ_{16c} , δ_{18c} , δ_{20c} , δ_{22c} , δ_{24c} , δ_{26c} – рабочими зазорами; зазоры δ_{1m} , δ_{3m} , δ_{5m} , δ_{7m} , δ_{9m} , δ_{11m} , δ_{13m} между зубьями шестерни и направляющей модернизированного гидровращателя являются проверочными, а δ_{2m} , δ_{4m} , δ_{6m} , δ_{8m} , δ_{10m} , δ_{12m} , δ_{14m} – рабочими зазорами; рами.

Блок 5 (рис. 5) позволяет определить радиусы расположения центров окон нагнетания и слива крышки серийного и модернизированного гидравлических вращателей планетарного типа, согласно выражению [12]:

$$\boldsymbol{R}_{\kappa \boldsymbol{p}} = \sqrt{\boldsymbol{R}_{\boldsymbol{u}}^{0\,2} - 2\boldsymbol{R}_{\boldsymbol{u}}^{0} \cdot \cos\left(\boldsymbol{\pi} - \boldsymbol{\alpha}_{i}\right) \cdot \boldsymbol{e} + \boldsymbol{e}^{2}}, \qquad (5)$$

где $\boldsymbol{R}_{\boldsymbol{\mu}}^{0}$ - радиус расположения окон распределительной системы;

 α_i - текущий угол расположения окон распределительной системы;

е – эксцентриситет.



Рис. 4. Блок определения зазоров между зубьями шестерни и направляющей серийного и модернизированного гидровращателей

Машини і засоби механізації сільськогосподарського виробництва

88





Блок 6 (рис. 6) позволяет определить угловое расположение распределительных окон шестерни, а также окон нагнетания и слива крышки серийного и модернизированного гидравлических вращателей планетарного типа, согласно выражениям [12]:

$$\boldsymbol{\alpha}_{i} = \frac{2\pi}{Z_{p}} (i-1);$$

$$\boldsymbol{\beta}_{n_{i}} = \boldsymbol{\beta}_{1} + \frac{2\pi}{Z_{n}} \cdot (i-1);$$

$$\boldsymbol{\beta}_{cn_{i}} = \frac{2\pi}{Z_{cn}} \cdot (i-1) - \boldsymbol{\beta}_{1};$$
(6)

где *i* – номер текущего окна распределительного устройства (шестерни).

Блок 8 (рис. 8) позволяет определить площадь проходного сечения непосредственной распределительной системы серийного и модернизированного гидравлических вращателей планетарного типа, согласно выражениям [12]:

$$S_{i} = \frac{r_{p}^{2}}{2} (\varphi_{1i} - \sin \varphi_{1i}) + \frac{r_{\kappa p}^{2}}{2} (\varphi_{2i} - \sin \varphi_{2i}), \qquad (7)$$

а площадь проходного сечения равна $S_{n.c_i} = \sum S_i$.



Рис. 6. Блок определения углов расположения распределительных окон шестерни и крышки серийного и модернизированного гидровращателей





$$\boldsymbol{\varphi}_{1i} = 2 \arccos\left(\frac{\boldsymbol{M}_{i}^{2} + \boldsymbol{r}_{p}^{2} - \boldsymbol{r}_{\kappa p}^{2}}{2\boldsymbol{M}_{i} \cdot \boldsymbol{r}_{p}}\right), \qquad (8)$$

$$\boldsymbol{\varphi}_{2i} = 2 \arcsin\left(\frac{\boldsymbol{r}_p}{\boldsymbol{r}_{\kappa p}} \cdot \sin\frac{\boldsymbol{\varphi}_{1i}}{2}\right),$$
(9)

Блок 8 (рис. 8) позволяет определить межцентровое расстояние между распределительными окнами шестерни и окнами нагнетания крышки в зависимости от четверти их расположения, для серийного и модернизированного гидравлических вращателей планетарного типа, согласно выражениям [12,14]:

$$\boldsymbol{M}_{i} = \sqrt{\left[\boldsymbol{R}_{\boldsymbol{\mu}}^{0} \cdot \cos\boldsymbol{\alpha}_{i} \mp \boldsymbol{R}_{\boldsymbol{\kappa}\boldsymbol{p}} \cdot \cos\boldsymbol{\beta}_{\boldsymbol{\mu}_{i}} \mp \boldsymbol{e}\right]^{2}} \pm \left[\boldsymbol{R}_{\boldsymbol{\mu}}^{0} \cdot \sin\boldsymbol{\alpha}_{i} \mp \boldsymbol{R}_{\boldsymbol{\kappa}\boldsymbol{p}} \cdot \sin\boldsymbol{\beta}_{\boldsymbol{\mu}_{i}}\right]^{2}, (10)$$

причем должно выполняться условие $0 \le M_i \le |r_p + r_{\kappa p}|$, иначе окна перекрываться не будут.



Рис. 8. Блок определения межцентрового расстояния между распределительными окнами шестерни и крышки серийного и модернизированного гидровращателей

Выводы. В результате проведенных исследований обоснованы начальные условия и исходные данные для моделирования работы вытеснительной и распределительной систем гидравлических враща-

телей планетарного типа, что позволяет на базе разработанной математической модели их работы, реализованной с помощью пакета имитационного моделирования VisSIM, моделировать изменение зазора между зубьями элементов вытеснительной системы и изменение геометрических параметров распределительной системы в зависимости от конструктивных особенностей их элементов в любой момент времени, с целью проведения параметрических исследований.

Литература:

1. Гидравлические вращатели РПГ [Электронный ресурс]. Режим доступа: <u>http://gidromash.lipetsk.ru</u>.

2. *Ерасов Ф.Н.* Новые планетарные машины гидравлического привода / *Ф.Н. Ерасов.* – Киев.: УкрНИИНТИ, 1969. – 55 с.

3. Панченко А.И. Гидромашины с циклоидальной формой вытеснителей, применяемые в силовых гидроприводах мобильной техники / А.И. Панченко, А.А. Волошина // Интердрайв – 2012: Официальный каталог IX форума и выставки (Москва, 27-30 марта 2012 года). – Москва, 2012. – С.179-194.

4. Панченко А.И. Исследование влияния геометрических параметров распределительных систем на функциональные параметры планетарных гидромоторов / А.И. Панченко, А.А. Волошина, И.И. Милаева, Д.С. Титов // Праці ТДАТА. – Мелітополь, 2006. – Вип. 38. – С. 45-55.

5. Панченко А.И. Конструктивные особенности и принцип работы гидровращателей планетарного типа / А.И. Панченко, А.А. Волошина, В.П. Кувачев, И.А. Панченко // Праці ТДАТУ. – Мелітополь, 2012. – Вип. 12. – Т.3. – С. 174-184.

6. Панченко А.И. Конструктивные особенности и принцип работы гидромашин с циклоидальной формой вытеснителей / А.И. Панченко, А.А. Волошина // Промислова гідравліка і пневматика, 2010. – №3(29). – С. 57–69.

7. Панченко А.И. Обоснование геометрических параметров вытеснителей, образованных циклоидальными кривыми / А.И. Панченко, А.А. Волошина, С.В. Кюрчев, А.И. Засядько // Праці ТДАТУ. – Мелітополь, 2009. – Вип. 9. – Т.5. – С. 61-67.

8. *Панченко А.И*. Обоснование путей улучшения выходных характеристик гидровращателей планетарного типа / А.И. Панченко, А.А. Волошина, И.И. Милаева, Д.С. Титов // Праці ТДАТУ. – Мелітополь, 2009. – Вип. 9. – Т.5. – С. 68-74.

9. Панченко А.И. Математическая модель гидроагрегата с планетарным гидромотором / А.И. Панченко // Промислова гідравліка і пневматика, 2005. – №4(10). – С. 102-112.

10. Панченко А.И. Математическая модель гидромотора привода

активных рабочих органов мобильной техники / А.И. Панченко, А.А. Волошина, С.Д. Гуйва // Праці ТДАТА. – Мелітополь, 2006. – Вип. 36. – С. 165-169.

11. Панченко А.И. Математическая модель гидропривода вращательного действия / А.И. Панченко, А.А. Волошина // Науковий вісник ТДАТУ. – Мелітополь, 2011. – Вип.1. – Т.1. – С. 10-21.

12. 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. – №1 (43). – С. 29-41.

13. Панченко А.И. Методика проектирования элементов вытеснительных систем гидровращателей планетарного типа / А.И. Панченко, А.А. Волошина, И.А. Панченко // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси та устаткування. – Х.: НТУ «ХПІ». – 2014. – № 1(1044). – С. 136-145.

14. Панченко А.И. Методика проектирования элементов распределительных систем гидровращателей планетарного типа / А.И. Панченко, А.А. Волошина, А.И. Засядько // Праці ТДАТУ. – Мелітополь. – 2013. – Вип. 13. – т.6. – С. 82-101.

ПОЧАТКОВІ УМОВИ МОДЕЛЮВАННЯ РОБОТИ ГІДРАВЛІЧНОГО ОБЕРТАЧА ПЛАНЕТАРНОГО ТИПУ

Волошина А.А.

Анотація – робота присвячена розробці початкових умов моделювання роботи витискувальної і розподільної систем гідравлічного обертача планетарного типу для визначення впливу геометричних параметрів елементів витискувальної та розподільної систем на вихідні характеристики гідравлічного обертача планетарного типу.

INITIAL CONDITIONS FOR SIMULATION OF THE PLANETARY HYDRAULIC ROTATOR OPERATION

A. Voloshina

Summary

A paper is devoted to the development of initial conditions for simulation of displacing and distribution systems of a planetary hydraulic rotator to determine the effect of geometrical parameters of elements of displacing and distribution systems on the output characteristics of the planetary hydraulic rotator. УДК 621.892.2

КОРРЕКТИРОВКА ИСКРИВЛЕННОГО ПРОФИЛЯ УГЛОМ ЗАЦЕПЛЕНИЯ РОТОРНОГО ГИДРОМОТОРА С ПЛАНЕТАРНОЙ ПЕРЕДАЧЕЙ

Финкельштейн З. Л., д.т.н., Палюх А. П., асп.^{*} Донбасский государственный технический университет Тел. (050) 633-43-60

Аннотация – дан алгоритм расчета планетарной передачи роторного гидромотора с необходимым сочетанием выпуклостей на внешнем и внутреннем контурах.

Ключевые слова – роторный гидромотор с планетарной передачей, алгоритм расчета, параметрические характеристики.

Постановка проблемы. В современных условиях развития техники ни одна отрасль промышленности, транспорта и сельского хозяйства не может обойтись без гидравлических машин. Распространенный электропривод с механической передачей не всегда является оптимальным средством передачи энергии и движения, хотя имеет ряд достоинств: относительная дешевизна, возможность получения точных законов перемещения звеньев в укороченных кинематических цепях, малая чувствительность к изменениям среды. Однако механический привод содержит и ряд конструктивных и эксплуатационных недостатков. Прежде всего, это громоздкость и большая протяженность кинематических цепей. Жесткость механических кинематических цепей мала, что препятствует повышению точности движения рабочих органов. Жесткие кинематические связи двигателя с рабочими машинами приводят к не переналаживаемым устройствам с фиксированными кинематическими параметрами и, как правило, не отвечающим требованиям мобильности производства.

Главными причинами гидрофикации тяжелонагруженных машин являются необходимость упрощения кинематических схем, существенное снижение габаритных размеров при одновременном росте передаваемых скоростей и усилий, снижение динамических ускорений и увеличение быстродействия.

Например, при гидрофикации механизма перемещения угледобывающих машин скорость подачи их вдоль забоя повысилась с 2 до

[©] Финкельштейн З. Л., Палюх А. П.

^{*}Научный руководитель - д.т.н., проф. Финкельштейн З. Л. Машини і засоби механізації сільськогосподарського виробництва

25 м/мин, усилия подачи с 50-70 до 250 кН, мощность машины поднялась с 45 до 900 кВт. И все это в тех же габаритах.

Анализ последних исследований. Благодаря применению гидравлических машин появились новые технологические процессы, более безопасные условия труда. Совершенно немыслимо в настоящее время представить себе все внутризабойные крепления без применения гидравлических крепей.

Естественно, что растущие потребности производства, именно тяжелых машин, потребовали существенное изменение самих машин и их периферию (распределители, клапаны, фильтры, уплотнения и др.). Уже сейчас номинальные рабочие давления в гидросистемах достигли 32 - 40 МПа, при первоначальных 1,5 - 16 МПа.

Формулирование целей статьи (постановка задания). Исторически так сложилось, что гидропривод начинался с развитием насосостроения (кривошипного, позже шестеренного типа), затем многоходовых, тихоходных, гипоидных и другого типа насосов, в том числе шестеренных насосов с некруглыми зубьями. В настоящее время наиболее проблемным является создание гидромоторов. Именно размеры этих узлов сдерживают дальнейшее развитие новых технологических процессов. Проблема усложняется тем, что наступило время перейти на огнестойкие жидкости в качестве рабочей среды. Это относится к горной, металлургической и другим отраслям.

Основная часть. Роторный гидромотор (РГМ) - это гидромашина нового поколения с улучшенными характеристиками на базе передач планетарного типа с некруглыми колесами. В отличие от шестеренной гидромашины, в РГМ отсутствуют опорные реакции при определенных сочетаниях геометрических параметров, что позволяет существенно упростить конструкцию опорных узлов, торцевых уплотнений и системы в целом, а геометрические формы деталей и их взаимное расположение позволяют создавать компактные устройства. Кроме того, конструктивная особенность РГМ такова, что они могут быть соединены последовательно между собой на основе единого вала. Переключение магистралей высокого и низкого давлений осуществляется без использования специальных устройств. Также следует отметить, что РГМ по некоторым параметрам заметно превосходит существующие.

Перенос рабочей жидкости в шестеренной гидромашине может осуществляться двумя способами. Первый способ основан на отсечении объема, заключенного между зубьями и корпусом машины, а второй - на изменении запертого объема. Машины второй группы по производительности превосходят машины, основанные на первом принципе. Однако известные конструкции весьма критичны к

износу профилей зубьев, так как лишены способности самокомпенсации зазора в зацеплении. РГМ лишена указанных недостатков.

Компактность РГМ и его высокая устойчивость к загрязнениям предопределяют его большую универсальность. Работает он исправно при питании жидкостью со степенью очистки 100 мкм, и такой низкой вязкостью, как масляно-водная эмульсия.

Рабочим органом гидромотора является планетарный механизм, в котором солнечная и кольцевая шестерни выполнены в виде геометрических фигур.

В режиме гидромотора РГМ работает следующим образом. При остановленном солнечном колесе с внутренними зубьями (2) в зоне активного хода, когда подводящие каналы (4) в боковой крышке не перекрыты сателлитами (3), рабочая жидкость через каналы поступает в рабочие камеры (5). Усилие давления жидкости вынуждает поворачивание солнечного колеса с наружными зубьями (1) относительно солнечного колеса с внутренними зубьями циркуляционное перекатывание между ними сателлитов. Кроме того, в результате непосредственного воздействия рабочей жидкости на солнечное колесо с наружными зубьями возникает дополнительный движущий момент, совпадающий по направлению с предыдущим. При дальнейшем вращении солнечного колеса с наружными зубьями подводящие каналы перекрываются сателлитами и заканчивается фаза активного хода. После этого происходит вывод рабочей жидкости через отводящие каналы.

Сателлиты исполняют функцию уплотнения между рабочими камерами и управляют подводом жидкости, закрывая своей поверхностью с торцевой стороны соответствующие в боковой крышке в момент перехода рабочей камеры с режима работы в режим выдавливания. Количество рабочих камер и сателлитов равно сумме выступов на солнечных колесах: треугольника и квадрата (3+4=7), квадрата и шестиугольника (4+6=10), а количество рабочих циклов, приходящихся на один оборот вала, равно произведению количества выступов треугольника и квадрата (3x4=12), квадрата и шестиугольника (4x6=24), благодаря чему достигается большой геометрический рабочий объем гидродвигателя.



Рис. 1. Схема РГМ: 1,2 - солнечные колеса с внешними и внутренними зубьями; 3 - сателлиты; 4 - каналы для рабочей жидкости; 5 - рабочие камеры

Роторный гидромотор был запатентован [1] в 1978 г. в Польше. И хотя это достаточно новое изобретение, он имеет неоспоримые преимущества перед другими видами высокомоментных гидромоторов [2]. Кроме рекламных проспектов, в отечественной и зарубежной литературе практически никаких упоминаний об этих гидромашинах мы не нашли. Приведенный в Интернете [3] автореферат докторской диссертации Ан И-Кана "Синтез, геометрические и прочностные расчеты планетарных механизмов с некруглыми зубчатыми колесами роторных гидромашин" является, насколько известно, единственной научной работой и не дает ответа на ряд важных вопросов. Также известно, что его выпускают на заводе силовой гидравлики "ГИДРОМЕХ" в Польше. Развитию новых планетарных гидромоторов в нашей стране препятствует в первую очередь отсутствие обоснованных методов расчетов их конструкции. В связи с этим, решение проблемы методики расчета является особо актуальной.

Алгоритм построения профилей колес планетарного гидромотора предлагается ниже.



Рис. 2. Участки контуров шестерен

Использование примитивов, дуг и окружностей, при формировании исходной центроиды внешнего колеса, упрощает расчетные формулы и позволяет легко варьировать величинами параметров. В работе Ан И-Кана [3] были рассмотрены основные условия при разработке планетарного гідромотора.

На основании построений, показанных на рис. 2, и теоремы [4] задаваемый участок внешнего контура реализуется с помощью шести параметров: *l, a, R1, R2, B, Г,* связанных между собой системой уравнений:

$$R_{1} + R_{2} = (a^{2} + l^{2} - 2 \cdot a \cdot l \cdot \cos \theta_{3})^{0.5}$$

$$R_{1} \cdot \Gamma + R_{2} \cdot B = L/2 \cdot n_{3}$$

$$(R_{1} + R_{2})/\sin \theta_{3} = a/\sin \Gamma$$

$$B = \theta_{3} + \Gamma$$
(1)

Независимых параметров здесь только два, остальные получаются расчетно. Например, задаваясь значениями l и a, находим R1, R2, B, Γ .

Значения *l* и *а* являются отсчетными точками для параметров *R1* и *R2*, и влияют на искривленность профиля колес. Эти два параметра не являются фиксированными, поэтому для каждого вида сочетания профилей выбираются отдельно. Чтобы не усложнять задачу поиска

чисел, мы предлагаем фиксировать одно значение, например l, и варьировать значением a. Также, при построении профилей видно, что искривленный профиль всегда лежит возле реального (круглого) профиля колеса (рис. 3). Потому мы внесем некоторые ограничения для параметров l и a: параметр l не должен быть меньше, чем радиус реального профиля, параметр a не должен быть больше реального профиля. Важно понимать, что при больших значениях l и при малых значениях a, профиль колеса будет стремится к круглому и не будет выполнять своей задачи. Мы предлагаем принять усредненное значение для этих параметров, чтобы избежать многократного пересчета. Так как при расчете гидромотора мы задаемся количеством зубьев на коронной шестерне и модулем, то будем варьировать ими:

$$l = \frac{z \cdot m}{2} + \frac{z \cdot m}{4} \tag{2}$$

$$a = \frac{z \cdot m}{2} - \frac{z \cdot m}{4} \tag{3}$$

Искривленность профиля влияет на производительность и нагрузку на зубья колес, потому мы предлагаем контролировать l и a максимальным углом зацепления β на сателлите. Максимальный угол β (рис. 3) получается при соприкосновении сателлита с точками P₁ и P₃. Зная точки соприкосновения, мы можем формулой определить этот угол и внести его в расчет.



Рис. 3. Контуры профиля гидромотора

Расчет [5] ведем для точек P₃ и P₁ отдельно. Расчет точки P₃:

$$O_1 P_3 = [l^2 + R_1^2 - 2 \cdot l \cdot R_1 \cdot \cos(S/R_1)]^{0.5}$$
(4)

$$\Theta_3 = \arcsin\left[R_1 \cdot \frac{\sin(S/R_1)}{\rho_3}\right]$$
(5)

Расчет точки Р₁.

$$O_1 P_3 = 2l(R_1 + r) \cdot [b_1 - \cos(S/R_1)]/\rho_3$$
(6)

$$\Theta_1 = \mathbf{2} \cdot k \cdot \arctan[\tan(S/2R_1)/h] - S/R_1 - \theta_3$$
(7)

где
$$b_1 = (l^2 + R_1^2 + 2R_1r)/2l(R_1 + r), h = [(b_1 - 1)/b_1 + 1]^{0.5}, k = (b_1 - R_1/l)/(b_1^2 - 1)^{0.5}$$

Для получения максимального угла β значение S принимаем равным R₁Г. Теперь находим максимальный угол β :

$$\beta = \arccos\left[\frac{\mathbf{2} \cdot r^2 - (\rho_3 - \rho_1)^2}{\mathbf{2} \cdot r^2}\right]$$
(8)

где г - радиус сателлита.

Выбор параметра β следует производить на основании компромиссного решения между производительностью гидромашины и нагрузками на зубья. Критическое значение $\beta_{\kappa p}$ находится по формуле $\beta \kappa p = 2\alpha_{\omega} = 40^{\circ}$, при этом касательные к профилям зубьев в точках контакта становятся параллельными, в результате чего нарушится зацепление, так как сателлит может быть выдавлен рабочей жидкостью.

Выводы. На основании предложенного расчета можно сделать вывод, что добавление в основной расчет параметра угла зацепления сателлита позволяет еще на этапе проектирования задаваться конкретными условиями работы гидромотора. Литература:

1. Патент СССР №484710, Г 03 С 2/22. Планетарно-кулачковый двигатель / Б. Сенявский // БИ.-1972.-№ 22.

2. Палюх А.П. Высокомоментные планетарные гидромоторы с плавающими сателлитами - путь создания малогабаритного горного оборудования / А.П. Палюх // Сборник научных трудов ДонГТУ. Вып. 39. - Алчевск: ДонГТУ, 2013. - С. 24-30.

3. *Ан И-Кан.* Синтез, геометрические и прочностные расчеты планетарных механизмов с некруглыми зубчатыми колесами роторных гидромашин : дис. ... докт. техн. наук : 01.02.06, 05.02.18 / Ан И-Кан. – Томск, 2001. – 236 с.

4. *Бродский И.Л.* Центроиды. Несколько лекций по теории плоского движения. / И.Л. Бродский // Учебно-методическое пособие. Мурманск, НТФ "Комплексные системы", 1992. - С. 30.

5. *Бродский И.Л.* Некоторые поворотно-симметричные свойства планетарной передачи с некруглыми солнечными колесами и плавающими сателлитами / И.Л.Бродский, И.Н. Милимуха // Вестник МГТУ: Труды Мурм. гос. техн. ун-та.- 2004.- Т.7, №3.- С.437-440.

КОРЕКТУВАННЯ ВИКРИВЛЕНОГО ПРОФІЛЮ КУТОМ ЗАЧЕПЛЕННЯ РОТОРНОГО ГІДРОМОТОРУ З ПЛАНЕТАРНОЮ ПЕРЕДАЧЕЮ

Финкельштейн З.Л., Палюх О.П.

Анотація – дан алгоритм розрахунку планетарної передачі роторного гідромотора з необхідним поєднанням опуклостей на зовнішньому і внутрішньому контурах.

CORRECTION OF A SCEWED PROFILE BY ANGLE OF ENGAGEMENT OF THE ROTARY HYDRAULIC MOTOR WITH THE PLANETARY GEARS

Z. Finkelstein, A. Palyukh

Summary

Algorithm for calculating planetary gears of the hydraulic rotary motor with the required combination of bumps on the outer and inner loops is presented in a paper. УДК:621.644:621.833.15

МНОГОКРИТЕРИАЛЬНАЯ ОПТИМИЗАЦИЯ И ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ШЕСТЕРЕННОГО НАСОСА ВНЕШНЕГО ЗАЦЕПЛЕНИЯ

Лурье З. Я., д.т.н., Национальный технический университет «Харьковский политехнический университет» Панченко А. И., д.т.н., Таврический государственный агротехнический университет Тел. (0619) 42-04-42 Соловьев В. М., к.т.н., Государственное предприятие «Харьковское конструкторское бюро по машиностроению им. А.А. Морозова» Тел. (057) 757-41-45 Гасюк А. И., к.т.н. Национальный технический университет «Харьковский политехнический университет» 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 зубчатого зацепления и численного моделирования гидродинамических процессов; приведен конкретный пример применительно к насосу с рабочим объемом 32 см³ и давлением 16 МПа.

Ключевые слова – многокритериальная оптимизация; параметрические, функциональные и критериальные ограничения; корреляционный анализ; таблица испытаний; численное моделирование.

Постановка проблемы. Гидравлические системы, которые эксплуатируются во многих отраслях промышленности имеют в качестве источника гидравлической энергии шестеренные насосы внешнего эвольвентного зацепления (далее НШ). Благодаря таким положительным качествам как компактность, простота конструкции, низкая себестоимость изготовления и обслуживания, высокий КПД, надежность и большой эксплуатационный ресурс по сравнению с другими типами объемных насосов, НШ остаются широко применяемыми объемными

[©] Лурье З. Я., Панченко А. И., Соловьев В. М., Гасюк А. И. Машини і засоби механізації сільськогосподарського виробництва

насосами в машиностроительных узлах и механизмах различного назначения. С другой стороны, пространственная конфигурация камер всасывания и нагнетания, включающая в себя неподвижный корпус и вращающиеся в противоположные стороны шестерни, создает переменную во времени геометрию проточной части, что накладывает определенные трудности при построении математической модели.

Невзирая на долгую историю развития НШ, проблемам их оптимизации и исследованию 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 посвящена этому актуальному научному направлению.

Анализ последних исследований. Работа [1] посвящена рассмотрению вопросов, направленных на улучшение показателей качества НШ: рабочего объема, коэффициента перекрытия, радиальных зазоров во впадинах шестерен, удельных скольжений и пр., значения которых зависят от параметров зубчатой передачи (далее ЗП). Поиск оптимальных параметров предлагается выполнять на основе решения задачи многокритериальной оптимизации методом исследования пространства параметров [2, 3].

Приведены уравнения, определяющие:

- основные геометрические параметры ЗП;

- параметрические ограничения, включающие пределы изменения варьируемых параметров;

- функциональные ограничения, обеспечивающие выбор работоспособных вариантов;

- критерии оптимальности, отражающие ряд показателей качества зацепления.

Однако статья содержит лишь постановку задачи многокритериальной оптимизации, математическую модель, в которую теперь следует ввести ряд результатов исследований, изложенных в работах [4, 5].

Также известен ряд работ по оптимизации шестеренных насосов внутреннего эвольвентного зацепления (далее НШВ). В работе [6] приведены результаты оптимизации НШВ, где в качестве варьируемых переменных использованы параметры ЗП. Были заданы параметрические и функциональные ограничения, при этом единственным критерием оптимальности был выбран уровень шума работающего насоса. Рассмотрены вопросы связи пульсации подачи и пульсации давления с величиной шума при работе насоса. В статье частично были использованы результаты, полученные в работе [7], в части влияния коэффициентов смещения X_1 и X_2 на зону зацепления, расположенную между начальной точкой зацепления (точка вхождения в зацепление), и конечной точкой зацепления (точка выхода из зацепления). Также были использованы уравнение расчета рабочего объема, уравнения максимума и минимума мгновенной подачи, однако в которых не учтены гидродинамические процессы течения рабочей жидкости. В статье [8] рассмотрена задача многокритериальной оптимизации НШВ, на основе использования метода исследования пространства параметров, 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 [9], 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 (рис.1).



Рис. 1. Генерируемое скруглением давление, бар: (а) - без скругления; (б) - скругление 45 мкм; (в) - скругление 100 мкм.

Было установлено, что благодаря введению скругления наблюдается снижение утечек как на низких/высоких частотах вращения, так и при низких/высоких величинах давления. Было установлено, что

потери мощности имеют тенденцию к снижению с уменьшением радиуса скругления.

В статье [10] рассмотрены результаты численного моделирования (с использованием подвижной расчетной сетки) работы насоса для пищевой промышленности. В частности, были получены зоны высоких скоростей и кавитационные области, отмечена необходимость их уменьшения (локализации), в т.ч. конструктивными мероприятиями.

В статье [11] 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. 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 (скорости) и давления в psi (рис. 2).



Рис. 2. Результат численного исследования течения в НШ с величиной зазора между шестернями 30 мкм, частота вращения 3000 мин⁻¹, давление 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. Данные 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.

Теоретическую и практическую значимость представляют результаты сравнения вышеуказанных данных с результатами работы [12], в которой рассмотрены результаты математического и экспериментального исследования НШ компании Сазарра. Коэффициент неравномерности давления на выходе НШ составляет ~ 2,47%, а неравномерность подачи 30,7% (рис.3,4), что сопоставимо с результатами неравномерности давления (0,67%) и подачи 27,4% ранее рассмотренной работы [11]. Здесь следует еще раз отметить, что пульсация давления существенно меньше пульсации подачи когда моделируется собственно НШ при замере давления внутри камеры нагнетания, а подачи в выходном патрубке. При этом вся нагнетательная магистраль гидросистемы заменена граничным условием давления на выходе НШ.

N⁰	n, мин ⁻¹	Р _{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

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



Рис. 3. Сравнение численных и экспериментальных данных по изменению величины коэффициента давления нагнетания в функции времени при частоте вращения n=2000 мин⁻¹



Рис. 4. Кривая мгновенной подачи (в л/мин) при численном моделировании НШ компании Casappa при частоте вращения n=1500 мин⁻¹ и давлении p=200 бар

Продолжая анализировать результаты работы [11], 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, харак-

Машини і засоби механізації сільськогосподарського виробництва

108
тер изменения величины массовой подачи в функции времени аналогичен модели с зазором 30 мкм, но при частоте вращения n=3000мин⁻¹ и давлении на выходе P=20,684 МПа коэффициент неравномерности меньше и равен 25,87%. Авторы утверждают, что величина зазора между шестернями является значимым фактором, влияющим на значение подачи НШ. Следует заметить, что термин «зазор между шестернями» (gap between gears) является аналогом отечественного термина «боковой зазор» [13, 14].

Завершая обзор, можно сделать общий вывод, что применение оптимизационных методов для определения параметров НШ используется в комбинации с CFD программами и их совмещение целесообразно.

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 (далее 33) на основе методов оптимизации математических моделей с последующим исследований 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, определяющие: геометрические параметры 33, профиль зуба шестерни, кинематические параметры 3П, рабочий объем насоса, габаритные размеры, коэффициент использования объема венцов ЗП в формировании подачи насоса, коэффициент неравномерности подачи. Выполнение функциональных ограничений обеспечивает работоспособность расчетных вариантов в части смещения шестерни, высоты зуба, толщины вершины зуба, отсутствия интерференции зубьев шестерен, и др;

- варьирумые параметры и их ограничения;

- критерии оптимальности и критериальные ограничения.

В качестве метода многокритериальной оптимизации принят метод исследования пространства параметров или ИПП, алгоритм поиска оптимальных решений которого характеризуется следующими этапами:

первый этап: при отключении критериальных и части функциональных ограничений определяется Паретово множество большого размера с последующим проведением корреляционного анализа назначенных критериев; второй этап: включение всех ограничений и формирование множества решений, в которых содержится информация о диапазонах изменения назначенных критериев оптимизации. Также дополнительно введена возможность идентификации математической модели НШ в части расчета и построения геометрии с помощью программы «Компас» российской компании «Аскон»;

третий этап: многокритериальная оптимизация НШ и поиск решений, ориентированных на рабочий объем 32 см³, прототипом которого является насос НШ-32УК ПАО «Гидросила», г. Кировоград, Украина.

Для условия равенства числа зубьев $Z_1=Z_2$ математическая модель НШ включает в себя 13 уравнений геометрических параметров ЗП [1, 13, 14].

Делительное межосевое расстояние, мм:

$$a = m \cdot z$$
, (1)
где $m -$ модуль, мм;
 $z -$ число зубьев.

Межосевое расстояние, мм:

$$a_{w} = \frac{m \cdot z \cdot \cos \alpha}{\cos \alpha_{w}}, \qquad (2)$$

где α – угол профиля зуба, град.; α_w – угол зацепления, град.. Основной диаметр, мм:

$$d_b = m \cdot z \cdot \cos \alpha \ . \tag{3}$$

Начальный диаметр, мм:

$$d_w = a_w = \frac{d_b}{\cos \alpha_w}.$$
 (4)

Коэффициент смещения:

$$X = \frac{z \cdot (inv\alpha_w - inv\alpha) - \frac{\Delta S \cdot \cos\alpha_w}{2 \cdot m \cdot \cos\alpha}}{2 \cdot tg\alpha},$$
(5)

где ΔS – боковой зазор, мм.

Угол профиля окружности вершин, град.:

$$\alpha_a = \arccos \frac{d_b}{d_a}.$$
 (6)

Радиус кривизны активного профиля зуба в нижней точке, мм:

$$\rho_p = a_w \cdot \sin \alpha_w - 0.5 \cdot d_b \cdot tg \alpha_a. \tag{7}$$

Радиус кривизны активного профиля зуба в граничной точке, мм:

$$\rho_l = 0,5 \cdot m \cdot z \cdot \sin \alpha_w - \frac{\left(h_l^* - h_a^* - x\right) \cdot m}{\sin \alpha_w} \,. \tag{8}$$

где h_a^* – коэффициент высоты головки зуба исходного контура.

Также в математическую модель входят 5 уравнений, которые позволяют вычислять: шаг и длину зацепления, высоту зуба шестерни, толщину зуба шестерни у вершины 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.

Рабочий объем НШ [13], см³:

$$V_0 = 0.5 \cdot \pi \cdot b \cdot \left(d_a^2 - d_w^2 - \frac{t_0^2}{3} \right) \cdot 10^{-3}, \tag{9}$$

где b – ширина шестерен, мм; t₀ – шаг зацепления, мм:

$$t_0 = \pi \cdot m \cdot \cos \alpha \ . \tag{10}$$

В качестве варьируемых параметров выбраны: z, α , h_a*, c*, m, X или a_w и b (до семи параметров). Здесь c* – коэффициент радиального зазора 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. Четыре принятых критерия оптимизации F1= ϵ_{α} , F3=Sa, F4=Vp, F8=K_{3И} приведены в работе [1]. В качестве второго значимого критерия принята величина рабочего объема F2=V₀. За пятый критерий принято значение величины неравномерности подачи РЖ, уравнение которого приведено в [18]. После преобразования:

$$F5 = K_H = \frac{\left(4 - 6 \cdot \varepsilon_a + 3 \cdot \varepsilon_a^2\right) \cdot t_0^2}{4 \cdot \left(d_a - d_w\right) \cdot \left(d_a + d_w\right)} = \frac{\left(4 - 6 \cdot \varepsilon_a + 3 \cdot \varepsilon_a^2\right) \cdot t_0^2}{4 \cdot \left(d_a^2 - d_w^2\right)} . \tag{11}$$

За шестой критерий принят габаритный размер НШ [4] F6=G= $a_w + d_a$. Седьмой критерий – безразмерный коэффициент, определяющий величину объема, занятого телом венцов шестерен [4], составляющих рабочий объем:

$$K_{V_0} = \frac{V_0}{b \cdot \left(0,25 \cdot \pi \cdot d_a^2 + d_a \cdot a_w\right)}.$$
 (12)

Восьмой критерий – безразмерный коэффициент запаса по отсутствию интерференции зубьев с переходной кривой.

Перейдем к особенностям определения мгновенной теоретической подачи НШ и ее пульсации. В работах [13, 18] принято допущение, что объем вытесненной за время dt жидкости равен произведению площади между кривой, которую займет профиль ведущей шестерни и кривой, которую займет профиль ведомой шестерни, на ширину зуба. Таким образом, подача определяется скоростью изменения объема камеры нагнетания, в которой нет твердого тела, но и нет жидкости, с ее гидродинамическими особенностями в такой сложной проточной части. Для определения величин утечек, перетечек и др. видов объемных потерь используются полуэмпирические, эмпирические и теоретические зависимости [13,15-17].

Благодаря развитию и более широкому распространению средств вычислительной гидродинамики, которые обеспечивают относительно высокую точность расчета по сравнению с классическими методиками, стало возможным проведение численного моделирования работы шестеренного насоса с учетом:

- влияния гидравлических потерь, включая непосредственное моделирование объемных потерь и потерь трения;

- особенностей течения в щелевых зазорах;

- влияния турбулентности и завихрений потока на течение в элементах шестеренного насоса;

- шероховатости и микрогеометрии деталей, и т.д.

Современные CFD программы также позволяют проводить непосредственный контроль результата моделирования, осуществляя вывод результата графическими средствами визуализации либо в виде файла данных для последующего численного анализа.

Благодаря существенному расширению перечня моделируемых процессов, которое дает использование средств вычислительной гидродинамики, стало возможным изучение отдельных узкоспециализированных вопросов, исследование которых методом экспериментального моделирования вызвало бы значительные материальные и временные затраты.

Задача оптимизации в многокритериальной постановке решалась применительно к НШ на номинальное давление 16 МПа и рабочим

объемом 32 см³. На первом этапе оценивалась линейная зависимость между принятыми критериями путем определения коэффициентов корреляции с использованием уравнения [2]:

$$R_{i,j} = \frac{\sum_{n=1}^{KT} (F_{i,n} - F_i) \cdot (F_{j,n} - F_j)}{\sigma_i \cdot \sigma_j}$$
(13)

где i, j – номера критериев, выступающих в качестве параметров (случайных величин);

КТ – число точек в таблице испытаний;

Fi,n – значение і-го критерия точки n;

Fj,n – значение j-го критерия точки n.

Среднеарифметические отклонения і-го и ј-го критериев соответственно равны:

$$\overline{F_i} = \frac{1}{KT} \cdot \sum_{n=1}^{KT} F_{i,n} , \qquad (14)$$

$$\overline{F_j} = \frac{1}{KT} \cdot \sum_{n=1}^{KT} F_{j,n} \,. \tag{15}$$

При КТ $\rightarrow \infty$, среднеарифметические отклонения i-го и j-го критериев стремятся к математическим ожиданиям. Среднеквадратичные отклонения i-го и j-го критериев соответственно равны:

$$\sigma_i = \sqrt{\frac{1}{KT} \cdot \sum_{n=1}^{KT} \left(F_{i,n} - \overline{F_i} \right)^2} \quad , \tag{16}$$

$$\sigma_{j} = \sqrt{\frac{1}{KT} \cdot \sum_{n=1}^{KT} \left(F_{j,n} - \overline{F_{j}} \right)^{2}} .$$
(17)

При КТ $\rightarrow \infty$ подкоренные выражения стремятся к дисперсиям.

В табл.2 серым цветом выделены ячейки с наиболее сильными корреляционными связями между соответствующими критериями. Напомним, что физический смысл корреляционных критериев следующий:

F1 – коэффициент перекрытия, F2 – рабочий объем, F3 – толщина зуба на диаметре вершин, F4 – удельное скольжение, F5 – коэффициент неравномерности подачи, F6 – габаритный размер насоса, F7 – коэф-

фициент использования объемов венцов шестерен, F8 – коэффициент запаса по отсутствию интерференции зубьев с переходной кривой.

Как следует из табл. 2, критерий F1 находится в тесных корреляционных связях с критериями F3 (отрицательная корреляция), F5 и F7 (положительная корреляция). Данные связи подтверждаются физической картиной зацепления шестерен и уравнениями 3П. Таким образом, критерий F1 по отношению к критериям F3, F5 и F7 является лишним, т.е. с ростом критерия F1 (коэффициент ε_{α}) критерий F3 (толщина зуба) линейно уменьшается. Однако критерии F1 и F3 отражают различные характеристики проектируемого HШ и поэтому при выборе следует оставить оба. Это правило относится и к остальным линейно зависимым критериям. Для составления табл.2 был проведен расчет 197 вариантов HШ, полученных за счет исключения ограничений. Графически корреляционная связь между любой парой выглядит в виде проекции возможных решений на плоскости, образованной этой парой критериев.

	Критерии						
	F1	F2	F3	F4	F5	F6	F7
F2	0,979						
F3	-0,975	-0,999					
F4	-0,954	-0,877	0,867				
F5	0,985	0,996	-0,99	0,884			
F6	0,644	0,816	-0,824	-0,45	0,796		
F7	0,977	0,996	-0,988	-0,93	0,992	0,732	
F8	0,879	0,825	-0,82	-0,82	0,81	0,467	0,862

Таблица 2 – Коэффициенты корреляции критериев при оптимизации НШ

В целом корреляционный анализ позволяет глубже оценить постановку оптимизационной задачи в части выбора: назначенных критериев и их числа, интервалов параметрических и критериальных ограничений, варьируемых параметров и в целом уточнить постановку задачи.

При выполнении второго этапа были приняты следующие константы и интервалы варьируемых параметров: число зубьев шестерен $Z_1=Z_2=8$; межосевое расстояние $a_w=44...45$ мм; угол исходного контура $\alpha=20^\circ$; модуль m=5 мм; коэффициент высоты головки зуба исходного контура ha*=0,85...1,25; коэффициент радиального зазора с*=0,15...0,35; коэффициент радиуса переходной кривой $\rho=0,38$; ширина зубчатого венца b=22 мм.

В исходные данные не включен коэффициент граничной высоты h_l^* (или коэффициент высоты ножки h_f^*), так как математическая модель расчета параметров 33 программы «Компас», при помощи которого удобно выполнять построение геометрии зубчатых колес, не использует их при расчете, применяя уравнение замены: $h_l^*=2 \cdot h_a^*$.

Поскольку математическая модель расчета 33 расчетной библиотеки программы «Компас» закрыта для ознакомления, то на основе использования имеющихся уравнений расчета параметров 33 была создана альтернативная математическая модель, результаты расчета которой были сравнены с результатами расчета программы «Компас». Расчет был выполнен при следующих исходных данных: Z1=Z2=8; m=5; α =20°; ha*=1,124; X=0,6236; b=22. В исследуемой математической модели было введено равенство h1*=2·ha*. Результат расчетов приведен в табл.3.

Таблица 3 – Результаты расчета параметров 33 на основе коэффициентов смещения с использованием математической модели и программы «Компас»

Обозначение	Математическая	«Компас»	
параметра	модель		
d _а , мм	54,39	54,39	
d _f , мм	32,49	32,49	
$a_{_W}, _{\mathrm{MM}}$	44,69	44,69	
$\alpha_{ m w},~^{\circ}$	32,75	32,75	
d _w , мм	44,69	44,69	
S _a , мм	1,63	1,63	
εα	1,023	1,023	

Анализ результатов, представленных в табл.3, показывает полное совпадение результатов расчета для принятых исходных данных. Также был выполнен расчет 33 на основе межосевого расстояния со следующими исходными данными: Z1=Z2=8; m=5; α =20°; ha*=1,124; a_w =45; b=22. Результат расчета приведен в табл. 4.

Таблица 4 – Результаты расчета параметров 33 на основе межосевого
расстояния с использованием математической модели и программы
«Компас»

Обозначение	Математическая	«Компас»	
параметра	модель		
d _а , мм	54,51	54,51	
d _f , мм	32,98	32,98	
$a_{_{\scriptscriptstyle W}},_{\rm MM}$	45	45	
$\alpha_{ m w}, \circ$	33,35	33,21	
d _w , мм	45	45	
S _a , мм	1,74	1,74	
εα	0,985	0,985	
Х	0,672	0,672	
Xmin	0,653	0,656	

Результаты, представленные в табл.4, показывают небольшое расхождение результатов для значений параметров α_w и Xmin. Анализ полученных результатов, позволяет сделать вывод о том, что в программе «Компас» расчет выполняется без учета бокового зазора (беззазорное зацепление). В реальных ЗП наличие бокового зазора необходимо для размещения пленки РЖ, компенсации температурных расширений и погрешностей изготовления/монтажа шестерен. Боковой зазор можно создать в результате увеличения значения межцентрового расстояния: $a_w = a_w + \Delta a_w$. Значения бокового зазора по контактной нормали и угловой боковой зазор вычисляются по формулам [14]:

$$\Delta k = (Pw - 2 \cdot Sa) \cdot \cos \alpha_w, \qquad (18)$$

$$\Delta j = \frac{2 \cdot \Delta k}{d_b}.$$
(19)

На третьем этапе выполняется многокритериальная оптимизация при варьируемом значении a_w . В качестве констант и варьируемых параметров приняты следующие значения: Z1=Z2=8; m=5; α =20°; ha*=1...1,35; a_w =44...46; c*=0,15...0,35; b=22. В процессе решения было рассмотрено 495 вариантов 33, из которых заданным условиям и ограничениям удовлетворяло только одно. При локальной оптимизации этого решения в диалоговой системе пакета OPT [19] были полу-

чены значения критериев и геометрических параметров, приведенные в табл. 5 и 6 соответственно.

Критерии							
F1 (ε _α)	F2 (V ₀)	F3 (S _a)	F4 (V _p)	F5 (Кн)	F6 (G)	F7 (K _{v0})	F8 (К _{зи})
	CM ³	MM		%	MM		
1,039	32,818	1	-2,98	21,4	101	0,301	0,955

Таблица 6 – Результат расчета параметров 33

Обозначение	Математическая		
параметра	модель		
d _а , мм	55,61		
d _b , мм	37,69		
d _f , мм	32,89		
$a_{w, MM}$	45,5		
α _w , град.	34°17′		
Х	0,754		
Xmin	0,747		
ha*	1,215		
т, мм	5		
c*	0,25		
Z	8		
α, град.	20		

Полученное оптимальное решение отличается от серийного НШ-32УК большими значениями параметров a_w , d_a , X, ha*, меньшим значением d_f , совпадением значений для величины S_a и небольшим отклонением (3%) для величины V_0 .

По полученным исходным данным при расчете в программе «Компас» для оптимального НШ были получены данные, совпадающие со значениями, приведенными в табл. 6.

Также определенный интерес представляет решение оптимизационной задачи в пакете ОРТ для НШ со значениями $d_a=55$ мм и $a_w=45$ мм (данные серийного НШ-32УК). Результаты расчета представлены в табл. 7 и 8.

Таблица 7 – Значения критериев при оптимизации HШ с d_a=55 мм и a_w =45 мм

Критерии							
F1 (ε _α)	F2 (V ₀)	F3 (S _a)	F4 (V _p)	F5 (Кн)	F6 (G)	F7 (K _{v0})	F8 (К _{зи})
	CM ³	MM		%	MM		
1,044	32,065	1,238	-3,307	21,9	100	0,3	5,14

Таблица 8 – Результат расчета параметров 33 для НШ с $d_a\!\!=\!\!55$ мм и $a_w\!\!=\!\!45$ мм

Обозначение	Математическая
параметра	модель
d _а , мм	55
d _b , мм	37,59
d _f , мм	32,495
a_{w}, MM	45
α _w , град.	33,35
X	0,672
Xmin	0,705
ha*	1,173
c*	0,25

Анализ представленных в табл. 7 и 8 результатов показывает, что не выполняется условие X>Xmin, что свидетельствует о том, что переходная кривая пересекает главную поверхность и происходит подрезание зубьев нарезаемой шестерни. В большинстве случаев подрезание является нежелательным явлением, поскольку это ведет к снижению изломной прочности зубьев и, в отдельных случаях, к уменьшению значения коэффициента перекрытия. Методика оценки геометрии подрезанных зубьев изложена в работе [14]. Таким образом, результаты расчета по предложенной математической модели 33 хорошо коррелируют с результатами расчета в программе «Компас», что свидетельствует о сходстве этих математических подобии моделей. Ранее было отмечено, что при расчете в программе «Компас» цилиндрических ЗП наружного зацепления коэффициент граничной высоты равен двум коэффициентам высоты головки зуба hl*=2·ha*. Также полученное сходство математических моделей свидетельствует о том, что формула для расчета минимального коэффициента смещения Xmin определяется по уравнению (21), а не согласно уравнению (20).

$$X\min = h_l^* - h_a^* - \frac{z \cdot \sin^2 \alpha}{2},$$
 (20)

$$X\min = h_a^* - \frac{z \cdot \sin^2 \alpha}{2}.$$
 (21)

В табл.8 при ha*=1,173; $Z_1=Z_2=8$, $\alpha=20^{\circ}$ получено значение Xmin=0,705. Но, исходный контур нестандартный, и если полагать h₁*=2,25, а не 2·h_a*=2,346, то значение X=0,672 >Xmin=0,609. Однако в программе «Компас» расчет геометрии рассматриваемого НШ (табл.8) показывает подрезание зубьев шестерни, и построение геометрического объекта для последующего исследования гидродинамических процессов нуждается в дополнительной коррекции геометрических данных.

Полученное в результате проведения многокритериальной оптимизации решение по определению параметров НШ было использовано для последующего численного моделирования. В настоящее время существует ряд программ проектирования (Computer Aided Design, CAD), предназначенных для выполнения 3D моделирования: Solid Works, Pro-Engineer, AutoCAD Inventor, Компас и др., которые позволяют спроектировать компьютерную модель с необходимой точностью для ее последующего экспортирования в CFD программу (рис.5).



Рис. 5. 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.

Для построения моделей шестерен насоса удобно использовать библиотеку «Расчет и построение» программы «Компас» российской компании «Аскон». При построении эвольвенты профиля зуба шестерен насоса в программе «Компас» особое внимание следует обратить на число расчетных точек, по которым строится огибающая. Изменить количество расчетных точек эвольвенты можно в настройках библиотеки: SHAFT-2D \rightarrow Настройка \rightarrow Генерация сечений модели \rightarrow Количество расчетных точек на рабочей поверхности переходной кривой зубчатого колеса \rightarrow изменить число точек 4 на большее.

Радиальные и торцевые зазоры в модели были приняты равными 30 мкм.

После построения модели насоса осуществляется ее сохранение в формат с нейтральным расширением *.stl, *.wrl, *.stp или другой, в зависимости от требований используемой CFD программы.

В настоящее время среди многообразия программ вычислительной гидродинамики можно отметить следующие: CFX, Fluent, STAR-CD, NUMECA, OpenFOAM, ANSYS, Flow Vision, FlowER, MTFS и др.

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.

Полученная в CAD программе модель НШ была импортирована в программу вычислительной гидродинамики. Для модели были заданы следующие начальные и граничные условия: модель вязкой несжимаемой жидкости с расчетом уравнений скорости, давления и дополнительно добавленной моделью расчета течения в зазорах. В качестве рабочей жидкости выбран керосин.

Применительно к модели вязкой несжимаемой жидкости осредненные по Рейнольдсу уравнения Навье – Стокса имеют следующий вид [20, 21]:

$$\rho \frac{\partial \overline{V}}{\partial t} = div(\overline{P} - \rho \overline{VV} - \rho \overline{V'V'}). \qquad (22)$$

Уравнение неразрывности:

$$divV = 0. (23)$$

Для замыкания уравнений Навье–Стокса и неразрывности была выбрана к-є модель турбулентности.

На рис.6 показан результат задания граничных условий для поверхностей расчетной модели: СТЕНКА – стенка с ламинарным пограничным слоем; СТЕНКА С ЗАЗОРОМ – стенка с ламинарным пограничным слоем и вычислением течения в зазорах; ВХОД – задано численное значение давления Рвх=80 000 Па; ВЫХОД – задано численное значение давления Рвых=16 МПа. Для шестерен задана частота вращения 2397 мин⁻¹ (251 c⁻¹) с соответствующим направлением вращения.



Рис. 6. Задание граничных условий

Также выполнено разбиение расчетной сетки на 435 265 расчетных ячеек и задан явный шаг по времени между расчетными итерациями ∆t=0,0001 с.

Для обеспечения лучшей точности фиксирование результатов расчета осуществлялось после предварительного проведения подготовительного расчета (проведено 170 итераций).

На рис. 7 и 8 представлены результаты численного моделирования изменения проекции вектора абсолютной скорости Vz в зависимости от времени (угла поворота).

Представленные результаты показывают корреляцию между положением зубьев шестерен и изменениями проекции вектора абсолютной скорости Vz. Изменение направления данной проекции вектора 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, диаметр выходного патрубка 14 мм.

Также можно отметить, что в камере всасывания наблюдается значительное изменение направления вектора абсолютной скорости: имеются области как положительного, так и отрицательного значений проекции Vz. При этом есть обширная зона в камере нагнетания, в которой наблюдаются только отрицательные значения Vz.

Расчет осуществлялся с целью проведения численного моделирования пульсации величины проекции скорости Vz (а следовательно, и подачи q) на выходе шестеренного насоса. Теоретическое обоснование пульсации подачи на выходе шестеренного насоса внешнего зацепления приведено в [13].



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

Избранные увеличенные области камеры нагнетания с распределением проекции вектора абсолютной скорости Vz в зависимости от времени (угла поворота), представлены на рис. 8.



Рис. 8. Увеличенное изображение характера изменения проекции вектора абсолютной скорости Vz в зависимости от времени для секущей продольной плоскости

В результате проведения анализа полученных результатов построена характеристика, представленная на рис. 9.



Рис. 9. Осредненная по площади пульсация проекции вектора абсолютной скорости | Vz | на выходе НШ в зависимости от времени Т

Анализ представленных на рис. 9 результатов показывает, что на выходе шестеренного насоса зафиксировано изменение скорости |Vz| (а значит и мгновенной подачи): при среднем значении скорости $|Vz|_{cp}=7,76$ м/с отклонение составляет ±0,5 м/с и выше, т.е. более 12%.

Причиной наблюдаемой пульсации компоненты скорости является ряд факторов, в том числе гидродинамического характера, наиболее значащим из которых является переменный в функции времени объем камеры нагнетания, связанный с вращением шестерен НШ.

В работе [22] анализируется ламинарное движение вязкой несжимаемой жидкости в линии нагнетания шестеренного насоса. Авторы отмечают, что теоретически и экспериментально подтверждаются наличие зон кавитации и пульсация давления в потоке за насосом, изза пульсирующего характера движения рабочей жидкости. Результаты работы [22] согласуются с данными, приведенными на рис. 6-9 настоящей работы.

Выводы.

1. Проведенный обзор работ показывает, что решение задач многокритериального проектирования и численного исследования гидродинамических характеристик потока вязкой несжимаемой жид-кости 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 рассмотрена постановка и решение задачи многокритериальной оптимизации насоса с учетом параметрических, функциональных и критериальных ограничений для шестеренного насоса с параметрами близкими к насосу типа НШ-32УК.

3. Проведено сравнение результатов расчета с использованием предложенной математической модели с результатом расчета про-

граммы «Компас» российской компании «Аскон». Определены следующие основные отличия программы «Компас»:

- при расчете цилиндрических зубчатых передач наружного за цепления коэффициент граничной высоты равен двум коэффициентам высоты головки зуба hl*=2·ha*;

- расчет выполняется без учета бокового зазора.

4. Проведенный краткий обзор современных программ вычислительной гидродинамики показал, что возможности CFD программ позволяют выполнять численное моделирование движения рабочей жидкости в современных шестеренных насосах с учетом ряда гидродинамических особенностей, а также влияния микрогеометрических элементов модели шестеренного насоса, как в двух-, так и в трехмерной постановке.

5. Приведенный на рис. 9 результат численного моделирования изменения модуля проекции вектора абсолютной скорости |Vz| по-казал наличие пульсации скорости (подачи) на выходе насоса, которое составило более ±6%. После применения процедуры наложения линейного фильтра были получены колебания скорости, более близкие к гармоническим.

Литература:

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

2. Соболь И.М., Статников Р.Б. Выбор оптимальных параметров в задачах со многими критериями [Текст] / И.М. Соболь, Р.Б. Статников – М.: Дрофа, 2006. – 175 с.

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

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

5. *Кулешков Ю.В.* Оценка методов определения объемной подачи шестеренных насосов НШ [Текст] / Ю.В. Кулешков // Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин. Загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний збірник. – Кировоград: 2004. – №34. – С. 178-186.

6. *Jianshou Z*. Optimizing Technique of design parameters for quied internal pump [Text] / Z. Jianshou, D. Xingen, X. Weixian // Shanghai

Univiversity. - 1990. №3. - P.70-76.

7. *Jianshon Z.* Drive characteristics of internal gear pump and a new method of analytical calculation of flow rate [Text] / Z. Jianshon // Mach. Tool and Hydraul. $-1990 - N_{2}3. - P.25-28.$

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

9. *Magnusson J.* Numerical analysis the lubricant gap in external gear pumps considering microsurface features [Text] / J. Magnusson // Department of Applied Mechanics, Chalmers University of technology, Gothenburg, Sweden. Masters thesis. -2011. - 69 p.

10. *Vierendeels J.* Simulation of flow through complex shaped moving [Text] / J. Vierendeels., K. Riemslagh // Mechanical and Thermal Eng. Universiteit hent Belgium. Fluid dynamics. – 1996. – P. 499-504.

11. *Hyun K*. Two-dimensional CFD analysis of a hydraulic gear pump [Text] / K. Hyun, M. Hazel, P. Suresh // American Society Eng. – 2007. – 18 p.

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

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

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

15. *Кулешков Ю.В.* Математична модель втрат рідини через радіальний зазор в сучасних шестеренних насосах типу НШ [Текст] / Ю.В. Кулешков, М.І. Черновол, О.О. Матвієнко // Підвищення надійності відновлюємих деталей машин. Вісник ХДТУ сільського господарства. – Харків. – 2001. – Том 2 №8. – С. 87-90.

16. *Кулешков Ю.В.* Математическая модель торцевых радиально направленных утечек в шестеренном насосе типа НШ [Текст] / Ю.В. Кулешков, А.А. Матвиенко, Т.В. Руденко, В.В. Русских // Техніка в сільськогосподарському виробництві.Галузеве машинобудування, автоматизація:Зб.наук.працьКНТУ.–Кіровоград,2008.–№20.–С.284-292.

17. *Кулешков Ю.В.* Математическая модель утечек через торцевой межцентровый зазор шестеренного насоса типа НШ [Текст] Ю.В. Кулешков, А.А. Матвиенко, Т.В. Руденко, // Промислова гідравліка і пневматика: Зб. наук. праць за матеріалами VIII міжн. наук.-техн. конф. АСПГП. – 2008. – №2(20). – С.73-79.

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

19. Оксененко А.Я. Диалоговая система решения инженерных задач многокритериальной оптимизации [Текст] / А.Я. Оксененко, З.Я. Лурье, Г.С. Левитин // Управляющие системы и машины. – К.: Техника, 1988. – Вып. 33. – С. 101-103.

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

21. Руководство пользователя Flow Vision, версия 2.2.

22. Стричек Я. Математическое моделировние ламинарного течения вязкой несжимаемой жидкости в линии нагнетания шестеренного насоса [Текст] / Я. Стричек, Д.В. Костюк, Н.В. Ногин, О.М. Яхно // Промислова гідравліка і пневматика. – Винниця, 2013.– №3 (41). – С. 37-43.

БАГАТОКРИТЕРІАЛЬНА ОПТИМІЗАЦІЯ ТА ЧИСЕЛЬНЕ МОДЕЛЮВАННЯ РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ ШЕСТЕРЕННОГО НАСОСУ ЗОВНІШНЬОГО ЗАЧЕПЛЕННЯ

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

Анотація – в статті обговорюється питання формування наукового напрямку в області проектування шестеренних насосів зовнішнього зачеплення, заснованого на поєднанні багатокритеріальної оптимізації параметрів зубчастого зачеплення і чисельного моделювання гідродинамічних процесів; наведено конкретний приклад для насосу з робочим об'ємом 32 см³ і тиском 16 МПа.

MULTICRITERIAN OPTIMIZATION AND NUMERICAL SIMULATION OF THE EXTERNAL GEAR PUMP

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

Summary

An article discusses the scientific direction formation in the design of external gear pumps, based on a combination of the multicriteria optimization of gearing parameters and the numerical modeling of hydrodynamic processes; specific example for the pump with displaced volume of 32 cm³ and pressure of 16 MPa is shown. УДК 519.677

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ УСЛОВИЙ ХРАНЕНИЯ НА ИЗМЕНЕНИЯ КЛЕЙКОВИНЫ ПШЕНИЦЫ

Ялпачик В. Ф., д.т.н., Верхоланцева В. А., асп.^{*} *Таврический государственный агротехнологический университет* Тел. (0619) 42-04-42

Аннотация – работа посвящена изучению изменению клейковины пшеницы в зернохранилище с применением охлаждения в процессе хранения.

Ключевые слова – зерно, пшеница, зернохранилище, хранение, клейковина, температура, результирующие признаки, линейные и параболические зависимости.

Постановка проблемы. Под качеством клейковины понимают совокупность её физических свойств: растяжимость, упругость, эластичность, вязкость, связность способность сохранять физические свойства во времени.

Анализ последних исследований. Проблемой хранения зерна занимались многие отечественные и зарубежные исследователи: Горячкин В.П., Гинзбург А.С., Анискин В.И., Окунь Г.С., Резчиков В.А., Алейников В.И., Чижиков А.Г., Зелинский Г.С., Katie Z., Koferd S., Olesen H. и другие [1].

Анализ разработанных ими способов хранения, в том числе применение рециркуляции зерновых смесей с различным соотношением сухого и влажного зерна, показывает широкую направленность выполненных исследований. Однако исследований, связанны с охлаждением зерна и определением влияния выбранных режимов хранения на качество клейковины, в работах этих учёных представлено не было.

Формулирование целей статьи (постановка задания). Определение благоприятной температуры зерна в зернохранилище при хранении и исследование изменения клейковины пшеницы.

Основная часть. Для эксперимента использовались два зернохранилища (зернохранилище №1, зернохранилище №2), где применялось охлаждение, и третье зернохранилище (№3) без охлаждения. В зернохранилище №1 поддерживали температуру зерна в пределах от 0 до 7°С, а в зернохранилище №2 температуру зерна находилась в диа-

[©] Ялпачик В. Ф., Верхоланцева В. А.

^{*}Научный руководитель - д.т.н., проф. Ялпачик В. Ф.

пазоне 7...14°С.

При исследовании был использован стандарт Украины о технических условиях пшеницы ДСТУ 3768:2010, на основании которого определены показатели, влияющие на качество пшеницы и качество хлеба при условиях хранения [2].

В результате проведенных исследований, в качестве факторов рассматривались срок хранения (фактор x₁) и средняя температура (фактор x₂) [5]. Получены линейные и параболические зависимости для клейковины пшеницы (У) (таблица 1).

Таблица 1 – Линейная и параболическая зависимости для результирующего признака

Клейковина (Ү)							
Зернохранилище № 1	Линейная	Криволинейная					
0.7^{0} C	$Y = -12,9 + 7,25x_1 +$	$Y = -44,86+26,63x_1+$					
0-7 C	$+4,76x_2$	$+1,69x_2-2,42x_1^2-3,1x_1x_2-0,99x_2^2$					
Зернохранилище № 2							
$7 14^{0}C$	$Y = 27,5+0,15x_1-$	$Y = 60,54-4,7x_1-4,3x_2+$					
/- 14 U	$-0,04x_2$	$+0,15x_1^2+0,34x_1x_2+0,13x_2^2$					

На основании полученной параболической зависимости (рис. 1) можно осуществить прогноз хранения зерна в зернохранилище с применением охлаждения, то есть с понижением температуры до 0°С. Оптимизация параметров представлена листингом (рис. 2), вычисления производились в пакете MathCad [3,4].



Рис. 1. Поверхность параболической зависимости (а) и линии уровней (б) клейковины пшеницы для зернохранилища № 1: x_1 – срок хранения; x_2 – средняя температура зерна в зернохранилище; *Y* – клейковина пшеницы.

Оптимизация параметров для склада №1 по показателю клейковины

$$x1 := 0 \quad x2 := 0$$

$$y(x1, x2) := -44.86 + 26.63x1 + 16.89x2 - 2.42x1^{2} - 3.1x1 \cdot x2 - 0.99x2^{2}$$

Given

$$1 \le x1 \quad 0 \le x2 \quad y(x1, x2) \ge 0$$

$$x1 \le 6 \quad x2 \le 7$$

$$x1 \ge 0 \quad x2 \ge 0 \quad y(x1, x2) < 27.9$$

$$R := maximize (y, x1, x2)$$

$$R = \begin{pmatrix} 4.248 \\ 1.44 \end{pmatrix} \quad y(4.248, 1.44) = 27.9$$

Рис. 2. Листинг вычислительного блока для зернохранилища №1 Аналогично, для зернохранилища №2, температурный режим зерна 7...14°С



Рис. 3. Поверхность параболической зависимости (а), линии уровней (б) – клейковины пшеницы для зернохранилища № 2: x_1 – срок хранения; x_2 – средняя температура зерна в зернохранилище; Y – клейковина пшеницы.

Выводы. Таким образом, для зернохранилища №1 при сроке хранения 4,3 месяца, температура зерна должна быть не более 1,44°С, и клейковина при этом составит 27,9%.

При оптимизации, согласно полученным данным можно сделать вывод, что наиболее благоприятным сроком хранения для зернохранилища № 2, где диапазон температуры от 7- 14°C является 6 месяцев

при температуре не более 8,4°C, клейковина при этом составит 27,8%.

Литература:

1. *Тихонов Н.И*. Хранение зерна [Текст] : учеб. пособие / Н. И. Тихонов, А. М. Беляков ; ФГОУ ДПОС «ВИПККА», Каф. инновац. технологий. – Волгоград: Изд-во ВолГУ, 2006. – 108 с.

2. ДСТУ 3768:2010 Технічні вимоги пшениці.

3. *Кудрявцев Е.М.* MathCAD 2000 Pro. / Е.М. Кудрявцев. – М.: ДМК "Пресс", 2001. – 576 с.

4. *Томашевський В. М.* Моделювання систем / В.Н. Томашевский. – К.: Видавнича група BHV, 2005. – 349 с.

5. *Томашевский В.Н.* Решение практических задач методами компьютерного моделирования / В. Н. Томашевский, Е. Г. Жданова, А. А. Жолдаков. – К.: Изд. "Корнійчук", 2001. – 268 с.

ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ УМОВ ЗБЕРІГАННЯ НА ЗМІНИ КЛЕЙКОВИНИ ПШЕНИЦІ

Ялпачик В.Ф., Верхоланцева В.О.

Анотація – робота присвячена вивченню зміни клейковини пшениці у зерносховище із застосуванням охолодження в процесі зберігання.

RESEARCH ON THE EFFECT OF STORAGE CONDITIONS ON CHANGES OF THE WHEAT GLUTEN

V. Yalpachik, V. Verkholantseva

Summary

A paper is devoted to the study of changes of the wheat grain gluten with using refrigeration during storage.

УДК 621.225.001.4

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ ПОТЕРЬ В ПРОТОЧНЫХ ЧАСТЯХ РАСПРЕДЕЛИТЕЛЬНЫХ СИСТЕМ НЕПОСРЕДСТВЕННОГО ТИПА

Братута Э. Г., д.т.н., Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт» Панченко А. И., д.т.н., Волошина А. А., д.т.н., Обернихин Ю. П., асп.^{*} Таврический государственный агротехнологический университет Тел. (0619) 42-04-42

Аннотация – работа посвящена определению гидравлических потерь в проточных частях распределительных систем непосредственного типа с помощью универсальной программной системы конечно-элементного анализа «Ansys».

Ключевые слова – гидравлические потери, распределительная система непосредственного типа, течение жидкости, каналы, образы, проточные части.

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 и их элементов.

Физические, динамические и гидравлические процессы, протекающие в гидроагрегатах и их элементах в процессе эксплуатации, связаны с движением рабочей жидкости в трубопроводах, по каналам с местными сопротивлениями, а также через рабочие окна и щели гидравлических машин и агрегатов (возникновение колебаний давления и расходов из-за сжимаемости рабочих жидкостей, воздействие потоков жидкостей на элементы гидроагрегатов и т.д.) [1-3]. Поэтому наряду с основными потоками рабочей жидкости, необходимыми для функционирования гидроагрегата, возникают дополнительные течения в зазорах между деталями механизмов и узлами гидравлической аппаратуры.

Естественная тенденция к расширению области применения си-

[©] Братута Э. Г., Панченко А. И., Волошина А. А., Обернихин Ю. П.

^{*}Научный руководитель - д.т.н., проф. Панченко А. И.

Машини і засоби механізації сільськогосподарського виробництва

ловых гидроагрегатов для привода высокомоментных низкооборотных рабочих органов мобильной техники вызывает необходимость создания нового поколения гидромашин – гидравлических вращателей планетарного типа, основным недостатком которых является наличие больших гидравлических потерь [4,5], обусловленных геометрией проточных частей его распределительной системы.

Анализ последних исследований. Известно, что техническое состояние любого агрегата характеризуется объемным и гидромеханическим КПД [6-8]. Гидромеханический КПД гидроагрегата характеризуется гидравлическими потерями, вызванными прохождением рабочей жидкости через подводящие и отводящие каналы, и потерями на трение подвижных элементов гидромашины.

Основные потери в гидровращателях планетарного типа связаны с преобразованием механической энергии в энергию потока рабочей жидкости, и наоборот. В гидровращателях планетарного типа имеются потери, вызванные трением поверхностей взаимодействующих элементов вытеснительных систем – это механические потери, и потери напора потока рабочей жидкости в проточных частях распределительных систем – это гидравлические и объемные потери.

Если механические и объемные потери гидровращателя планетарного типа можно определить расчетным [9,10] и экспериментальным путем, то ввиду сложности подводящих (отводящих) каналов планетарных гидромашин, их конфигурации, формы сечения и протяженности, гидравлические потери рассчитать очень затруднительно [11]. В этой связи необходимо проведение исследований изменения гидравлических потерь в проточных частях распределительной системы гидравлического вращателя планетарного с учетом разработанных математических моделей [11,12], при наличии конкретных исходных условий моделирования, ограничений и допущений.

Формулирование целей статьи (постановка задания). Обоснование геометрических параметров проточных частей распределительной системы гидравлического вращателя планетарного типа путем моделирования течения в них рабочей жидкости с помощью универсальной программной системы конечно-элементного анализа «Ansys».

Основная часть. Для моделирования прохождения рабочей жидкости через проточные части непосредственной распределительной системы необходимо рассмотреть перемещения рабочей жидкости в каналах и отверстиях распределительной системы и построить образы проточных частей.

Перемещение рабочей жидкости в каналах и отверстиях распределительной системы непосредственного типа можно представить следующим образом [13].

Рабочая жидкость (рис. 1) под давлением подается во входное

отверстие 5, а сливается через выходное отверстие 6. Из входного отверстия рабочая жидкость под давлением поступает в кольцевой канал 7, выполненный в правой крышке 1, и от него одновременно – в аксиальные отверстия 8, откуда через перепускной канал в направляющей 3 поступает в аксиальные отверстия, выполненные в левой крышке 2.



Рис. 1. Принцип работы непосредственного распределения рабочей жидкости гидровращателя планетарного типа:
1 – правая крышка; 2 – левая крышка; 3 – направляющая;
4 – шестерня; 5 – входное отверстие; 6 – выходное отверстие;
7 – кольцевой канал; 8 – аксиальные отверстия;

9 – распределительные окна; 10 – рабочие камеры; 11 – ролики; 12 – окна нагнетания; 13 – окна слива.

Дальше жидкость через отверстия 9, выполненные на торцевых поверхностях шестерни 4, поступает в рабочие камеры 10, которые образованы внутренней поверхностью направляющей 3 (охватывающего вытеснителя) с роликами 11 и внешней поверхностью шестерни 4 (охватываемого вытеснителя). Под действием давления жидкости направляющая 3 начинает обкатываться по шестерне 4, одновременно сообщая ей вращательное движение. Характерное (плоскопараллельное с вращением) движение шестерни 4 относительно торцевых поверхностей золотникового устройства обуславливает перемещение отверстий 9, выполненных на торцевых поверхностях шестерни 4 (распределительное устройство) по торцевой поверхности крышек 1 и 2, в которых выполнены отверстия нагнетания 12 и слива 13 золотникового устройства. Все это и представляет собой непосредственное распределение рабочей жидкости.

Рассмотренные каналы и отверстия (рис. 1), по каторым движется рабочая жидкость и представляют собой проточные части распределительной системы непосредственного типа (рис. 2).



Рис. 2. Образы проточных частей распределительной системы непосредственного типа планетарного гидровращателя

Проточные части распределительной системы непосредственного типа сформированы из кольцевых каналов, выполненных в крышках с разным удалением от их торцевых поверхностей (рис. 2). Кольцевые проточки соединены с золотниковыми отверстиями крышки радиальными цилиндрическими каналами разной длины. При этом, суммарная длина радиальных каналов обеих крышек для нагнетательной и сливной полостей одинакова.

Результаты моделирования течения жидкости в проточных частях распределительной системы получены с помощью универсальной программной системы конечно-элементного анализа «Ansys». Для моделирования были разработаны, с помощью программных комплексов САПР «Компас» и «SolidWorks», образы проточных частей элементов распределительной системы серийного гидровращателя серии РПГ [5]. После анализа и изучения недостатков проточных частей (гидравлических потерь) серийного гидровращателя разработана распределительная система модернизированного гидровращателя – серии ПРГВ [14]. Для выявления потерь в каналах проточных частей моделирование проводилось для полностью открытых окон и при их 50% смещении, что дает возможность по пяти точкам построить соответствующие графики.

Анализ результатов моделирования течения жидкости в проточных частях серийного гидровращателя (рис. 3) показывает, что в каналах приближенным к торцу крышки («коротких») потери давления, в системе нагнетания при полностью открытых окнах распределительной системы (100%) составляют 1,5 *МПа* (рис. 3, а) и находятся в пределах 21,5...20,0 *МПа*. При 50% открытии окон потери составляют 2,0 *МПа* (рис. 3.12, в) и находятся в пределах 22,0...20,0 *МПа*.

Для удаленных от торца крышки («длинных») каналов, потери давления, в системе нагнетания при полностью открытых окнах распределительной системы (100%) составляют 2,5 *МПа* (рис. 3, б) и находятся в пределах 22,5...20,0 *МПа*. При 50% открытии окон потери составляют – 3,0 *МПа* (рис. 3, г) и находятся в пределах 23,0...20,0 *МПа*.

Анализ результатов моделирования течения жидкости в проточных частях сливной магистрали серийного гидровращателя (рис. 3) показывает, что в «коротких» каналах потери давления при полностью открытых окнах распределительной системы (100%) составляют 1,0 *МПа* (рис. 3, д) и находятся в пределах 4,0...3,0 *МПа*. При 50% открытии окон потери составляют 1,3 *МПа* (рис. 3, ж) и находятся в пределах 4,0...2,7 *МПа*.

Для «длинных» каналов, потери давления в системе слива при полностью открытых окнах распределительной системы (100%) составляют 1,3 *МПа* (рис. 3, е) и находятся в пределах 4,0...2,7 *МПа*. При 50% открытии окон потери составляют 1,4 *МПа* (рис. 3, з) и находятся в пределах 4,0...2,6 *МПа*.

Анализ результатов моделирования течения жидкости в проточных частях модернизированного гидровращателя (рис. 4) показывает, что в «коротких» каналах потери давления, в системе нагнетания при полностью открытых окнах распределительной системы (100%), составляют 1,3 *МПа* (рис. 4, а) и находятся в пределах 21,0...19,7 *МПа*. При 50% открытии окон потери составляют 1,6 *МПа* (рис. 4, в) и находятся в пределах 21,5...19,9 *МПа*.

Для «длинных» каналов, потери давления в системе нагнетания при полностью открытых окнах распределительной системы (100%) составляют 1,7 *МПа* (рис. 4, б) и находятся в пределах 21,5...19,8 *МПа*. При 50% открытии окон потери составляют 2,3 *МПа* (рис. 4, г) и находятся в пределах 22,0...19,7 *МПа*.

Анализ результатов моделирования течения жидкости в проточных частях сливной магистрали модернизированного гидровращателя (рис. 4) показывает, что в «коротких» каналах потери давления при



Рис. 3. Моделирование потерь в каналах проточных частей распределительной системы серийного гидровращателя: а, в, д, ж – «короткие каналы»; б, г, е, з – «длинные каналы».



Рис. 4. Моделирование потерь в каналах проточных частей распределительной системы модернизированного гидровращателя: а, в, д, ж – «короткие» каналы; б, г, е, з – «длинные» каналы.

полностью открытых окнах распределительной системы (100%) составляют 0,05 *МПа* (рис. 4, д) и находятся в пределах 3,9...3,85 *МПа*. При 50% открытии окон потери составляют 0,9 *МПа* (рис. 4, ж) и находятся в пределах 3,8...2,9 *МПа*.

Для «длинных» каналов, потери давления в системе слива при полностью открытых окнах распределительной системы (100%), составляют 0,5 *МПа* (рис. 4, е) и находятся в пределах 3,5...3,0 *МПа*. При 50% открытии окон потери составляют – 0,7 *МПа* (рис. 4, 3) и находятся в пределах 4,0...3,3 *МПа*.

Анализ результатов моделирования течения жидкости в проточных частях распределительной системы серийного гидровращателя (рис. 5, а) показывает, что при прохождении жидкости по каналам системы нагнетания, их заполнение, в крышке, со стороны подводящего отверстия составляет практически 100%.

Совсем иначе представлено течение жидкости в противоположной (уравновешивающей) части распределительной системы, здесь жидкость заполняет до 50% подводящих каналов. При этом гидравлические потери, выраженные через давление рабочей жидкости, составляют 4,9 *МПа* (рис. 5, а) и находятся в пределах 24,9...20,0 *МПа*.

Так как программа «Ansys» демонстрирует в своих расчетах не течение жидкости за определенный промежуток времени, а импульс показывающий распределение энергии потока, необходимо отметить, что такая картина распределения жидкости вовсе не означает, что в некоторых каналах отсутствует подача рабочей жидкости, а вот энергия подвода рабочей жидкости в отмеченных местах значительно снижена.

При моделировании течения жидкости в сливной магистрали серийного гидровращателя (рис.5, в) можно отметить, что при 100% заполнении каналов, гидравлические потери, выраженные через давление рабочей жидкости, составляют 1,8 *МПа* и находятся в пределах 4,0...2,2 *МПа*.

Недостатки конструкции проточных частей существующей системы распределения были учтены при проектировании модернизированного гидровращателя. Поэтому анализ результатов моделирования течения жидкости в проточных частях распределительной системы модернизированного гидровращателя (рис. 5, б) показывает, что при прохождении жидкости по каналам системы нагнетания в крышке, со стороны подводящего отверстия, заполнение каналов составляет 100%. При течении жидкости в уравновешивающей части распределительной системы, жидкостью заполняется до 90% подводящих каналов, при этом гидравлические потери, выраженные через давление рабочей жидкости, во всей системе нагнетания составляют 2,2 *МПа* и находятся в пределах 22,4...20,2 *МПа*.



Рис. 5. Моделирование потерь в проточных частях распределительных систем: а, в – серийного и б, г – модернизированного гидровращателей планетарного типа.

При моделировании течения жидкости в сливной магистрали модернизированного гидровращателя (рис. 5, г) можно отметить, что при 100% заполнении каналов, гидравлические потери, выраженные через давление рабочей жидкости, составляют 1,4 *МПа* и находятся в пределах 4,0...2,6 *МПа*.

Результатом параметрических исследований проточных частей гидровращателя планетарного типа является определение гидравлических потерь в каналах их распределительных систем (рис. 6).

Анализ гидравлических КПД в каналах проточных частей распределительных систем непосредственного типа показывает, что гидравлический КПД модернизированного гидровращателя на 14% выше для «коротких» каналов (рис. 6, а) и на 19% – для «длинных» каналов (рис. 6, б) по сравнению с серийным гидровращателем.





Проведенные исследования позволили определить потери в проточных частях распределительных систем гидровращателей планетарного типа, выраженные через давления рабочей жидкости и определить изменения гидравлического КПД в каналах проточных частей в зависимости от угла перекрытия распределительных окон.

Выводы. Проведенные исследования позволили определить гидравлические потери в проточных частях распределительных систем

141

гидровращателей планетарного типа, выраженные через давления рабочей жидкости, а также впервые определить изменения гидравлического КПД в каналах проточных частей распределительных систем, в зависимости от угла перекрытия распределительных окон элементов распределительного устройства.

В результате проведенных исследований установлено, что гидравлический КПД модернизированного гидровращателя на 19% выше для «коротких» каналов и на 14% – для «длинных» каналов по сравнению с серийным гидровращателем.

Литература:

1. Осипов А.Ф. Объемные гидравлические машины: основы теории и расчет гидродинамических и тепловых процессов / А.Ф. Осипов. – М.: Машиностроение, 1966. – 160 с.

2. Попов Д.Н. Динамика и регулирование гидро- и пневмосистем: Учебник для вузов по специальностям «Гидропневмоавтоматика и гидропривод» и «Гидравлические машины и средства автоматики». Д.Н. Попов. – 2-е изд., перераб. и доп. /– М.: Машиностроение, 1987. – 464 с.

3. *Ерасов Ф.Н.* Новые планетарные машины гидравлического привода / *Ф.Н. Ерасов.* – Киев: УкрНИИНТИ, 1969. – 55 с.

4. Гидравлические вращатели РПГ [Электронный ресурс]. Режим доступа: <u>http://gidromash.lipetsk.ru</u>.

5. Башта Т.М. Гидравлика, гидромашины, гидроприводы: Учебник для ВТУЗов / Т.М. Башта, С.С. Руднев, Б.Б. Некрасов и др. – М.: Машиностроение, 1982. – 423 с.: ил.

6. *Бирюков Б.Н.* Роторно-поршневые гидравлические машины / *Б.Н. Бирюков.* – М.: Машиностроение, 1977. – 152 с.: ил.

7. Денисов Е.А. Коэффициенты полезного действия гидрообъемных передач аксиально-поршневого типа на различных режимах их работы / Е.А. Денисов, Н.В. Феличкин // – Челябинск; 1991. – С.10-11.

8. *Панченко А.И*. Влияние конструктивных особенностей планетарного гидромотора на его КПД / *А.И. Панченко, И.И. Милаева, П.В. Обернихин, Д.С. Титов* // Праці ТДАТА. – Мелітополь. – 2007. – Вип. 7. – т.4. – с.63-72.

9. Панченко А.И. Исследование КПД планетарных гидромашин // А.И. Панченко, А.А. Волошина, А.И. Засядько / Гідроаеромеханіка в інженерній практиці: Матеріали XVII Міжнародної науково-техн. конференції (Черкаси, 17-20 квітня 2012 року). – Черкаси, 2012. – С.151.

10. Волошина А.А. Обоснование величины зазоров между элементами вытеснительной и распределительной систем гидровращателя планетарного типа / А.А. Волошина // Наукові праці Південного філіалу НУБіП України «Кримський агротехнологічний університет». Серія: Технічні науки. – Сімферополь, 2013. – С. 203-212.

11. 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. – №1 (43). – С. 29-41.

12. Панченко А.И. Конструктивные особенности и принцип работы гидровращателей планетарного типа / А.И. Панченко, А.А. Волошина, В.П. Кувачев, И.А. Панченко // Праці ТДАТУ. – Мелітополь, 2012. – Вип. 12. – Т.3. – С. 174-184.

13. Панченко А.І. Особливості проектування проточних частин розподільної системи планетарної гідромашини / А.І. Панченко, А.А. Волошина, А.І. Засядько // Промислова гідравліка і пневматика: Матеріали XIII Міжнародної науково-технічної конференції (Чернігів, 19-20 вересня 2012 року). – Чернігів, 2012. – С. 47.

ВИЗНАЧЕННЯ ГІДРАВЛІЧНИХ ВТРАТ В ПРОТОЧНИХ ЧАСТИНАХ РОЗПОДІЛЬНИХ СИСТЕМ БЕЗПОСЕРЕДНЬОГО ТИПУ

Братута Е.Г., Панченко А.І., Волошина А.А., Оберніхін Ю.П.

Анотація – робота присвячена визначенню гідравлічних втрат у проточних частинах розподільних систем безпосереднього типу за допомогою універсальної програмної системи кінцевоелементного аналізу «Ansys».

DETERMINATION OF HYDRAULIC LOSSES IN FLOWING PARTS OF THE DIRECT TYPE DISTRIBUTION SYSTEMS

E. Bratuta, A. Panchenko, A. Voloshina, Y. Obernikhin

Summary

A paper is devoted to the determination of hydraulic losses in flowing parts of the direct type distribution systems by means of the ANSYS multipurpose software for the finite-element analysis. УДК 631.348

ОСОБЕННОСТИ МЕТОДИКИ ВОССТАНОВЛЕНИЯ ТРАЕКТОРИИ СОШНИКА МЕТОДОМ ПАРЦИАЛЬНЫХ УСКОРЕНИЙ

Мельник В. И., д.т.н., Антощенков Р. В., к.т.н. Аль-Фтиххат Моусаб Абдулвахид Моххамед, асп.^{*} Харьковский национальный технический университет сельского хозяйства имени Петра Василенка University Of Mosul (Mosul, Iraq, e-mail: unmocha @ yahoo.com) Тел. (057) 700-38-88

Аннотация – в работе использован метод парциальных ускорений. Для аппроксимации или интерполяции экспериментальных данных применяются методы Фурье. Разработан способ учета составляющих ускорения свободного падения порождаемых угловыми колебаниями испытуемой машины в процессе движения. Опираясь на экспериментальные данные, показана процедура восстановления функции параметрического представления уравнения траектории сошника.

Ключевые слова – траектория, ускорение, амплитуда, гармоника, преобразование Фурье.

Постановка проблемы. Неравномерность распределения семян полезных растений вдоль рядов посевов [1] и по глубине заделки [2-4] серьезным образом сказывается на их продуктивности [5, 6]. Чтобы выяснить и устранить причины таких неравномерностей, учеными разрабатываются соответствующие лабораторные методы исследований [7, 8]. Тем не менее, при изучении поперечных отклонений растений возникает нерешенный вопрос о положении оси рядка, а само отклонение от оси рядка вносит вклад в погрешность оценки распределения семян или растений вдоль оси рядка. Глубину заделки семян можно достаточно точно оценить по измерению этилированной части взошедших растений [9], но, опять-таки, нет возможности выделить вклад колебаний линии хода сошника в результат измерения.

Из приведенного вытекает задача выделения трехмерных отклонений растений относительно меток идеального высева, находящихся на траектории сошника, от нелинейности самой траектории. Решение

[©] Мельник В. И., Антощенков Р. В., Аль-Фтиххат Моусаб Абдулвахид Моххамед *Научный руководитель - д.т.н., проф. Мельник В. И.

Машини і засоби механізації сільськогосподарського виробництва
такой задачи позволит ранжировать по значимости факторы, порождающие не идеальности высева, оценить их взаимосвязи и наметить актуальные инженерно-технологические пути их устранения.

Анализ последних исследований. Чтобы восстановить траекторию сошника, можно воспользоваться технологиями GPS ориентирования. Это эффективный метод, но из-за недостаточной точности и, в первую очередь, высокой стоимости, он сейчас применяется для отслеживания траектории всего агрегата в целом, а не его отдельных компонентов [10-12]. Альтернативой, и в идеале эффективным дополнением к GPS навигации, является использование метода парциальных ускорений, суть которого состоит в изучении динамики агрегата через измерения трехмерных составляющих ускорений его элементов [13].

Формулирование целей статьи (постановка задания). Траекторию точки (центра масс сошника) методом парциальных ускорений можно получить путем двойного интегрирования интерполированных или аппроксимированных данных измерений. Частную проблему составляет разработка математической модели посева, учитывающую сопровождающие измерения шумы и формулировка подходов для определения начальных условий.

Дальнейшее развитие предлагаемой модели посева требует решения задачи по восстановлению траектории сошника, которая рассматривается далее как проекция на горизонтальную плоскость системы координат Oxy, т.е. как функция y = y(x).

В работе [14] предложена математическая модель посева, в основе которой лежит представление о горизонтальной проекции y = y(x), в общем случае трехмерной линии рядка пропашных культур, как сумме трех гармоник

$$y(x) = \frac{1}{2} \sum_{k=0}^{3} A_{k}^{(y)} \cos\left(\frac{2\pi}{L_{k}^{(y)}} x + \phi_{k}^{(y)}\right) + y_{0}, \qquad (1)$$

где: x – продольная координата точки линии рядка, совпадающая с его идеальным направлением; y – текущее отклонение кривой рядка от идеальной прямой; $A_k^{(y)}$, $L_k^{(y)}$ и $\phi_k^{(y)}$ – амплитуда, длина волны и начальная фаза k-той гармоники; y_0 – смещение прямой идеального направления рядка относительно оси Ox системы координат.

Числовые параметры, вошедшие в уравнение (1), выбирали из заданных пределов псевдослучайным образом. Кроме того, путем применения метода Монте-Карло [15], смоделирован вероятностный характер пропусков, высева двойников, всхожести семян, а также трехмерных отклонений давших всходы семян относительно траектории хода сошника. Такая математическая модель прошла проверку на адекватность, путем применения физической модели [16]. Уравнение (1) априори не может соответствовать любой и каждой фактической траектории сошника, а, значит, поставленная выше задача остается не решенной. Представление исковых зависимостей в виде тригонометрических рядов используем далее.

Основная часть. Непосредственные измерения координат (x, y)в эксперименте путем обследования следа сошника, который остался на поверхности поля, или применением GPS ориентирования во время движения агрегата, не задействуем. Первый способ не может выполняться в хозяйственных условиях, весьма трудоемкий и требует значительных затрат времени, в течение которого территория испытаний не может использоваться для других целей. Второй способ уже упоминался выше и, кроме того, предполагает ряд технических проблем по размещению специального оборудования, затрудняющих совмещение фактической точки измерения с желаемой, т.е. центром тяжести сошника.

Наиболее обоснованным способом восстановление функции y = y(x) считаем метод парциальных ускорений [13], предусматривающий измерение двух декартовых составляющих a_{α}^{g} , $\alpha \in \{x, y\}$ полного ускорения a^{g} точки (x, y) центра масс сошника и последующую математическую обработку результатов измерений.

При этом искомую функцию y = y(x) представляем в параметрической форме:

$$x = x(t), \qquad y = y(t),$$
 (2)

где *t* – время.

Проблему составляют динамические отклонения плоскости крепления акселераторов относительно вертикали. Из-за них вектор ускорения свободного падения \vec{g} не всегда совпадает с вертикальной осью Oz системы координат и вносит свой вклад в горизонтальные составляющие измеряемых ускорений. В общем случае:

$$g_{\alpha} \neq 0, \qquad a_{\alpha}^{g} = a_{\alpha} + g_{\alpha}, \qquad \alpha \in \{x, y\},$$
(3)

где g_{α} – совпадающие с осями координат составляющие ускорения свободного падения g.

Сейчас мы рассмотрим частный случай, когда ось абсцисс Ox всегда перпендикулярна к вектору ускорения свободного падения \vec{g} , т.е. когда

$$g_{x}(t) = 0, \quad g_{y}(t) \neq 0, \quad g_{z}(t) \neq 0,$$
 (4)

где составляющие g_{α} следует понимать как функции времени t.

Вертикальная составляющая $g_z(t)$ нас интересовать не будет. А горизонтальную составляющую $g_y(t)$, ориентированную поперек направления движения точки измерений, определим выражением:

$$g_{v}(t) = g \cos \lambda_{v}, \qquad (5)$$

где $\lambda_y = \lambda_y(t)$ – текущее значение угла между вектором ускорения свободного падения \vec{g} и осью ординат Oy. Определить $\lambda_y(t)$ можно через измерение и последующее восстановление временной зависимости $\omega_x(t)$ угловой скорости вращения плоскости крепления акселераторов относительно оси Ox, а также последующее интегрирование

$$\lambda_{y}(t) = \int \omega_{x}(t) dt \,. \tag{6}$$

Далее, предполагая использование выражений (5) и (6), решив уравнение (3) относительно a_{α} , записываем:

$$a_{x} = a_{x}^{g}, \qquad a_{y} = a_{y}^{g} - g_{y}.$$
 (7)

Таким образом, для восстановления искомых функций x = x(t)и y = y(t) (2) необходимо выполнить измерение временных рядов, совпадающих по направлению с осями координат Ox и Oy осевой a_x^g и поперечной a_y^g горизонтальных составляющих ускорения центра масс сошника, а также угловой скорости ω_x вращения плоскости крепления акселератора относительно оси абсцисс Ox:

$$t = t(k) \quad t_k \in \{t_0, t_1, ..., t_N\}, \quad k = 0, 1, ..., N,$$
(8)

$$a_{\alpha}^{s} = a_{\alpha}^{s}(\bigstar) \quad a_{\alpha k}^{s} \in \{a_{\alpha 0}^{s}, a_{\alpha 1}^{s}, ..., a_{\alpha N}^{s}\}, \quad k = 0, 1, ..., N, \quad \alpha \in \{x, y\},$$
(9)

$$\omega_{x} = \omega_{x}(k) \quad \omega_{xk} \in \{\omega_{x0}, \omega_{x1}, ..., \omega_{xN}\}, \quad k = 0, 1, ..., N,$$
(10)

где N = K - 1 – старший номер элемента временного ряда, который определяется через $K = T / \Delta t + 1$ – количество замеров (элементов ряда), где T – период времени измерений; Δt – технически обусловленный фиксированный интервал времени между измерениями.

Теперь представляем угловую скорость $\omega_x = \omega_x(t)$ в виде конечного разложения Фурье [17]:

$$\omega_x(t) = \sum_{i=0}^n A_i^{(\omega_x)} \cos\left(\frac{2\pi}{T}it + \phi_i^{(\omega_x)}\right), \qquad t \in [0,T], \tag{13}$$

где n – максимальный номер элемента разложения; $A_i^{(\omega_x)}$ и $\phi_i^{(\omega_x)}$ – амплитуды и начальные фазы разложений, которые определяются с использованием прямого дискретного преобразования Фурье [18] упорядоченного множества (10).

Выполнив подстановку $\omega_x = \omega_x(t)$ (13) в (6) и последующее интегрирование, получаем:

$$\lambda_{y}(t) = \tilde{\lambda}_{y}(t) + C_{\lambda y}, \qquad t \in [0, T], \qquad (14)$$

где

$$\tilde{\lambda}_{y}(t) = A_{0}^{(\lambda_{y})} \cos \phi_{0}^{(\lambda_{y})} t + \sum_{i=1}^{n} A_{i}^{(\lambda_{y})} \frac{T}{2\pi i} \sin\left(\frac{2\pi}{T} it + \phi_{i}^{(\lambda_{y})}\right), \quad (15)$$

а постоянные интегрирования $C_{\lambda y}$ определяются из условия:

$$\lambda_{y}(t_{0}) = \tilde{\lambda}_{y}(t_{0}) + C_{\lambda y}, \qquad (16)$$

и, следовательно, предполагается измерение начального угла $\lambda_y(t_0)$, что сопряжено с техническими трудностями.

Решается эта проблема через использование средней величины $\overline{\lambda}_y$ угла λ_y , которую получают измерением соответствующего угла наклона поля, предполагая, что изначально на горизонтальной поверхности система координат *Охуг* располагается так, что координатная плоскость *Оху* ориентируется горизонтально, а ось абсцисс *Ох* совпадет с идеальным направлением движения. В таком случае, в пределах периода *T* среднее значение угла $\lambda_y(t)$ должно быть равным $\overline{\lambda}_y$ и постоянную $C_{\lambda y}$ следует определять из условия:

$$\sum_{k=0}^{N} \lambda_{y}(t_{k}) = \sum_{k=0}^{N} \left[\tilde{\lambda}_{y}(t_{k}) + C_{\lambda y} \right] = \overline{\lambda}_{y}, \qquad (17)$$

откуда

$$C_{\lambda y} = \frac{1}{K} \left[\overline{\lambda}_{y} - \sum_{k=0}^{N} \widetilde{\lambda}_{y}(t_{k}) \right].$$
(18)

Теперь, когда функция $\lambda_y = \lambda_y(t)$ известна, воспользовавшись выражениями (5) и (7) из упорядоченных последовательностей (9), получаем новые последовательности значений составляющих ускорений, лишенных вклада ускорения свободного падения:

 $a_{\alpha} = a_{\alpha}(k)$ $a_{\alpha k} \in \{a_{\alpha 0}, a_{\alpha 1}, ..., a_{\alpha N}\}, k = 0, 1, ..., N, \alpha \in \{x, y\}.$ (19) Далее, подобно выражению (13), представляем ускорения $a_{x} = a_{x}(t)$ и $a_{y} = a_{y}(t)$ в виде конечных разложений Фурье [17]:

$$a_{\alpha}(t) = \sum_{i=0}^{n} A_{i}^{(a_{\alpha})} \cos\left(\frac{2\pi}{T}it + \phi_{i}^{(a_{\alpha})}\right), \quad t \in [0,T], \quad \alpha \in \{x, y\},$$
(20)

где: n – максимальный номер элемента разложения; $A_i^{(a_{\alpha})}$ и $\phi_i^{(a_{\alpha})}$ – амплитуды и начальные фазы разложений. Определение параметров $A_i^{(a_{\alpha})}$ и $\phi_i^{(a_{\alpha})}$ разложений (20) выполняем также, как и в случае (13).

Восстановление осевой $v_x(t)$ и поперечной $v_y(t)$ горизонтальных составляющих линейной скорости центра масс сошника как функций времени *t* выполняем интегрированием выражений (20):

$$v_{\alpha}(t) = \tilde{v}_{\alpha}(t) + C_{v\alpha}, \qquad t \in [0,T], \qquad \alpha \in \{x, y\},$$
(21)

где

$$\tilde{v}_{\alpha}(t) = A_0^{(a_{\alpha})} \cos \phi_0^{(a_{\alpha})} t + \sum_{i=1}^n A_i^{(a_{\alpha})} \frac{T}{2\pi i} \sin\left(\frac{2\pi}{T} i t + \phi_i^{(a_{\alpha})}\right),$$
(22)

а постоянные интегрирования $C_{\nu\alpha}$ определяются из условия:

$$v_{\alpha}(t_0) = \tilde{v}_{\alpha}(t_0) + C_{\nu\alpha}, \qquad (23)$$

и, следовательно, требуют высокой точности измерения начальных скоростей $v_{\alpha}(t_0)$.

В отношении постоянной C_{vy} эту проблему можно исключить, учитывая, что в пределах периода T среднее значение скорости v_y должно быть равным нулю, т.е. C_{vy} следует определять из условия:

$$\sum_{k=0}^{N} v_{y}(t_{k}) = \sum_{k=0}^{N} \left[\tilde{v}_{y}(t_{k}) + C_{yy} \right] = 0, \qquad (24)$$

откуда

$$C_{vy} = -\frac{1}{K} \sum_{k=0}^{N} \tilde{v}_{y}(t_{k}) = 0.$$
(25)

Для вычисления постоянной интегрирования C_{vx} , чтобы понизить требование на точность измерения скорости v_x :

$$v_x = v_x(k)$$
 $v_{xk} \in \{v_{x0}, v_{x1}, ..., v_{xN}\}, \quad k = 0, 1, ..., N,$ (26)

где каждому k соответствует время t_k (8), необходимо воспользоваться средней величиной:

$$\overline{v}_x = \frac{1}{K} \sum_{i=0}^N v_{xk} , \qquad (27)$$

и условием

$$\frac{1}{K} \sum_{k=0}^{N} \left[\tilde{v}_x(t_k) + C_{vx} \right] = \overline{v}_x, \qquad (28)$$

откуда

$$C_{vx} = \overline{v}_x - \frac{1}{K} \sum_{k=0}^{N} \tilde{v}_x(t_k).$$
⁽²⁹⁾

В заключение восстановление искомых параметрических зависимостей x(t), y(t) (2) определяем интегрированием:

$$\alpha(t) = \int v_{\alpha}(t)dt \int \left[\tilde{v}_{\alpha}(t) + C_{\nu\alpha}\right]dt, \qquad \alpha \in \{x, y\}.$$
(30)

В результате получаем:

$$\alpha(t) = \tilde{\alpha}(t) + C_{\nu\alpha}t + C_{\alpha}, \qquad \alpha \in \{x, y\},$$
(31)

где

$$\tilde{\alpha}(t) = \frac{1}{2} A_0^{(a_\alpha)} \cos \phi_0^{(a_\alpha)} t^2 - \sum_{i=1}^n A_i^{(a_\alpha)} \left(\frac{T}{2\pi i}\right)^2 \cos \left(\frac{2\pi}{T} i t + \phi_i^{(a_\alpha)}\right), \quad (32)$$

а постоянные интегрирования

$$C_{\alpha} = 0, \qquad \alpha \in \{x, y\}.$$
(33)

На этом завершается алгоритм восстановления записанной в параметрической форме (2) искомой функции y = y(x), являющейся аналитическим представление траектории сошника.

Анализ полученного решения. На практике измерение ускорений a_{xk} , a_{yk} (19) и скоростей v_{xk} (26) технически не сложная задача, но сопровождается неизбежным «подмешиванием» гауссовского шума. На этот случай методы Фурье предполагают применение процедуры сглаживания [18], суть которой состоит в том, что в процессе представления данных с помощью конечных рядов (20) выбирают *n* меньше возможного максимума max $\{n\} = N/2$, т.е. $n \ll N/2$.

Таким способом высокочастотные гармоники, в большинстве случаев обусловленные именно наличием гауссовского шума, исключаются из рассмотрения. В качестве примера на рис. 1 показана интерпретация весьма зашумленных экспериментальных данных, результатов измерений угловой скорости ω_x (град/с) поворота плоскости крепления акселераторов относительно оси Ox и на рис. 2 – поперечной горизонтальной составляющей a_y (м/с²) ускорений, действующих на сошник навесной сеялки в процессе посева.





Причина появления шумов связана с вибрацией работающего двигателя, буксованием ведущих колес, особенностями микрорельефа поля и слабой виброизоляцией сеялки относительно трактора.

В обоих случаях выполнялось сглаживание (кривые 1) за счет того, что задействовано n = 100 первых гармоник из 602 возможных. Поскольку величина n не обоснована, то графики пригодны для изучения лишь качественной стороны имеющихся закономерностей.

На рис. 1 также представлены результаты восстановления функциональной зависимости $\lambda_y = \lambda_y(t)$ (кривая 2) угла между осью ординат *Оу* и вектором ускорения свободного падения \vec{g} на основе измерения угловой скорости ω_x , а на рис. 2 – поперечных отклонений y(t) (31) сошника от времени (кривые 2 и 3) на основе измерения горизонтальной составляющей его ускорений.





Исходные данные: K = 1205 – общее количество замеров; T = 12 с – исследуемый период времени.

Кривая 2 на рис. 2 соответствует восстановленной функции поперечных отклонений y(t) (31), когда задействованы все n = 602 гармоник, но угловые колебания $\lambda_y = \lambda_y(t)$, представленные кривой 2 рис. 1, не учитываются. Кривая 3 (рис. 2) соответствует случаю, когда угловые колебания $\lambda_y = \lambda_y(t)$ учтены.

Как видим, кривые 2 и 3 (рис. 2) между собой не совпадают. Для оценки соответствия восстановленной зависимости y = y(t) фактической траектории рядка в эксперименте измеряли Δ_y – размах колебания траектории. Восстановленная таким способом функция y = y(t)(31) - (33) параметрического представления (2) траектории y = y(x) в качественном смысле соответствовала фактическому следу сошника.

Особенностью такого метода является автоматическое сглаживание, обусловленное множителем $(T/2\pi i)^2$ в выражении (32). Чем выше номер *i* гармоники, тем больше знаменатель и, следовательно, меньше вклад соответствующей амплитуды $A_i^{(a_\alpha)}$ в результирующую величину x(t) или y(t). Не сложно убедиться, что уменьшение *n* от максимального max $\{n\} = N/2 = 602$ вплоть до десяти раз не приводит к сколь-нибудь заметному искажению зависимостей x(t) или y(t).

Последнее обстоятельство, как косвенный результат можно использовать, во-первых, для контроля адекватности теории эксперименту и, во-вторых, для обоснования минимальной величины *n*, определяющей степень сглаживания экспериментальных данных (19) выражениями (20). Это необходимо, если метод парциальных ускорений применяется с целью изучения других задач динамики машинотракторных агрегатов, когда изначально не предполагается восстановление параметрических зависимостей x = x(t) или y = y(t) (2) траектории y = y(x). Для реализации такого критерия необходимо в процессе проведения эксперимента замерить Δ_y , а затем сравнить его с теоретическим значением, которое получено после восстановления зависимости y(t) (32). Обоснованным считаем то минимальное n, при котором разница между теоретическим и экспериментальным значениями Δ_y укладывается в допустимый предел.

Выводы.

1. Решение задачи восстановления траектории сошника базируется на применении метода парциальных ускорений.

2. Предлагаемая методика обработки экспериментальных данных движения центра тяжести сошника позволяет восстановить проекцию траектории хода сошника на горизонтальную плоскость (функции параметрического представления траектории).

3. Описанный подход применим для решения других задач динамики машинно-тракторных агрегатов.

4. Восстановление траектории движения элементов конструкции машинно-тракторных агрегатов можно использовать для обоснования степени сглаживания результатов измерений парциальных ускорений методами Фурье в случаях, когда сама по себе восстановленная траектория не является искомым результатом исследования.

Литература:

1. Onal I. An evaluation of seed spacing accuracy of a vacuum type precision metering unit based on theoretical considerations and experiments / I. Onal, A. Değirmencioİğlu, A. Yazgi // Turk J Agric For. – 2012. – No. 36. – P. 133-144.

2. *Karayel D*. Comparison of vertical and lateral seed distribution of furrow openers using a new criterion / D. Karayel, A. Özmerzi // Soil & Tillage Research. – 2007. – No 95. – P. 69–75.

3. *Altikat S.* Effects of strip width and tractor forward speed on sowing un iformity of maize and sunflower / S. Altikat // Bulgarian Journal of Agricultural Science. – 2012. – Vol. 18. – No. 5. – P. 375-382.

4. *Seidi E*. Effects of Geometry of Disk Openers on Seed Slot Properties / E. Seidi // World Academy of Science, Engineering and Technology. – 2012. – Vol. 6. – P. 83-87.

5. *Korucu T*. Effects of Direct and Conventional Planting on Soil Properties and Yield Characteristics of Second Crop Maize /

T. Korucu, S. Arslan // Tarim Bilimleri Dergisi. – 2009. – Vol. 15. – No. 2. – P. 157-165.

6. *Kurylo V.* Energy value of sugar sorghum depending on planting and seeding depth / V. Kurylo, A. Ganzhenko, L. Gerasimenko // MOTROL. Commission of Motorization and Energetics in Agriculture. – 2013. – Vol. 15. – No. 4. – P. 55-61.

7. Laboratory evaluation of seed metering device using image processing method / H. Navid, S. Ebrahimian, H.R. Gassemzadeh, M.J. Mousavi Nia // Australian Journal of Agricultural Engineering. – 2011. – Vol. 2. – No. 1. – P. 1-4

8. *Önal O*. Development of a Computerized Measurement System for in-Row Seed Spacing Accuracy / O. Önal, I. Önal // Turk. J. Agric. For. – 2009. – No 33. – P. 99-109.

9. Мельник В.И. Распределение жидкостей под слоем почвы: Монография. – Saarbrücken: LAP LAMBERT Academic Publishing, 2012. – 441 с.

10. *Backman J.* Navigation system for agricultural machines: Nonlinear Model Predictive path tracking / J Backman, T. Oksanen, A. Visala // Computers and Electronics in Agriculture. – 2012. – Vol. 82. – P. 32–43.

11. *Fleischmann P*. Trajectory Planning and Lateral Control for Agricultural Guidance Applications / P. Fleischmann, T. Föhst, K. Berns, // The 8th International Conference on Information Technology and Applications. – 2013. – P. 128–133.

12. *Jingtao Hu*. Cascaded navigation control for agricultural vehicles tracking straight paths / Hu Jingtao, Li Taochang // Int J Agric & Biol Eng. – 2014. – Vol. 7. – No. 1. – P. 36-44.

13. *Н.П. Артемов* Метод парциальных ускорений и его приложения в динамике мобильных машин / Н.П. Артемов, А.Т. Лебедев, М.А. Подригало, А.С. Полянский, Д.М. Клец, А.И. Коробко, В.В. Задорожняя. – Под ред. М.А. Подригало. – Харьков: «Міськдрук», 2012. – 220 с.

14. *Мельник В.И.* Математическое моделирование посева пропашных культур / В.И. Мельник, Аль-Фтиххат Моусаб Абдулвахид Моххамед // Бюллетень научных работ. Выпуск 31. Белгород: Издательство БелГСХА им. В.Я.Горина, 2012. – С. 182 - 192.

15. *Graham C*. Stochastic Simulation and Monte Carlo Methods: Mathematical Foundations of Stochastic Simulation / C. Graham, D. Talay. – Heidelberg, New York, Dordrecht, London: Springer, 2013. – 264 p.

16. Мельник В.И. Проверка адекватности разработанной математической модели посева пропашных кульутр / В.И. Мельник, Аль-Фтиххат Моусаб Абдулвахид Моххамед, С.А. Никитенко // Науковий вісник Таврійського державного агротехнологічного університету [Електронний ресурс]. – Мелітополь: ТДАТУ, 2012. – Вип. 2, Т. 3. – С. 95 - 100. – Режим доступа: http://www.nbuv.gov.ua/e-journals/nvtdau.

17. *Привалов И.И*. Ряды Фурье / И.И. Привалов. – [4-е изд.] – М.: Книжный дом «Либроком», 2012. – 168 с.

18. *Rao K.R.* Fast Fourier Transform – Algorithms and Applications / K.R. Rao, D.N. Kim, J.J. Hwang. – Dordrecht, Heidelberg, London, New York: Springer, 2010. – 423 p.

ОСОБЛИВОСТІ МЕТОДИКИ ВІДНОВЛЕННЯ ТРАЄКТОРІЇ СОШНИКА МЕТОДОМ ПАРЦІАЛЬНИХ ПРИСКОРЕНЬ

Мельник В.І., Аль-Фтіххат Моусаб Абдулвахід Моххамед, Антощенков Р.В.

Анотація – в роботі використовувався метод парціальних прискорень. Для апроксимації або інтерполяції експериментальних даних застосовуються методи Фур'є. Розроблено спосіб врахування складових прискорення вільного падіння, які породжуються завдяки кутовим коливанням машини в процесі руху під час випробування. Спираючись на експериментальні дані, показана процедура відновлення функцій параметричного рівняння траєкторії сошника.

FEATURES OF A METHOD OF RESTORATION OF THE COULTER TRAJECTORY BY THE METHOD OF PARTIAL ACCELERATIONS

V.Mel'nik, Al-Ftihhat Mousab Abdulvahid Mohhamed, R. Antoshchenkov

Summary

In this paper we used the method of partial acceleration. For approximation or interpolation of the experimental data Fourier methods are used. A way is developed to integrate components of the gravitational acceleration generated by angular variations of the test machine in test motion. The procedure of reconstructing functions of parametric representation of the coulter trajectory is shown on basis of experimental data. УДК 625.7.08.002.5-222:532.5

ВПЛИВ В'ЯЗКОСТІ РІДИНИ НА ПРОЦЕС ГІДРОДИНАМІЧНОГО ЗМАЩУВАННЯ В РУХОМИХ З'ЄДНАННЯХ ІЗ ЗВОРОТНЬО-ПОСТУПАЛЬНИМ РУХОМ

Ремарчук М. П., д.т.н., Воронін С. В., к.т.н. Українська державна академія залізничного транспорту Тел. (067) 168-90-66

Анотація – на основі теорії гідродинаміки та результатів експериментальних досліджень процесу обробки рідини з різною концентрацією присадки електричним полем встановлена закономірність впливу динамічної в'язкості рідини на величину приросту товщини гідродинамічного шару між поверхнями в циліндричних з'єднаннях із зворотно-поступальним рухом, а також на силу рідинного тертя в цих з'єднаннях.

Ключові слова – рухомі з'єднання, центрувальна сила, гідродинамічне змащування, робоча рідина, динамічна в'язкість, электростатичне поле, присадка.

Постановка проблеми. Конструктивне виконання поршня або напрямної втулки, як відомо [1, 2], забезпечується при з'єднанні двох конусів з максимальним наближенням їх діаметрів один до одного. При цьому, рідинне гідродинамічне змащення можливе при умові рівності тиску рідини на вході і виході конфузорно-дифузорного кільцевого каналу та при переміщенні однієї із деталей рухомого з'єднання. Обов'язковою умовою для змащення поверхонь тертя в кільцевих каналах є наявність рідини, яка характеризується в'язкістю, кінематичною або динамічною. За рахунок поступального руху, наприклад поршня, в кільцевому каналі відбувається стискання шарів рідини. Такий стан породжує підвищення тиску рідини по довжині каналів, причому в конфузорному у більшій мірі, а дифузорному у меншій мірі. Таким чином, завдяки руху поршня і наявності рідини в кільцевому каналі виникає процес зростання в цьому каналі тиску рідини, що сприяє виникненню сили, назвемо її центрувальною, а сам процес – центруванням. Причому, центрувальна сила здатна розділяти наружну поверхню поршня відносно внутрішньої поверхні циліндра шаром рідини і завдяки цьому змінює їх відносне положення до стану близького до вісісиметричного. При зміні напрямку руху поршня гідроцилін-

[©] Ремарчук М. П., Воронін С. В.

дра дифузорний канал стає конфузорним, а конфузорний – дифузорним, що дозволяє забезпечувати центрування поршня незалежно від напрямку його руху. При умові досягнення рівності між центрувальним зусиллям і зусиллям, що діє на зближення поверхонь, між ними утворюється шар робочої рідини такої товщини, що здатна розділити поверхні тертя. При цьому виникає сила рідинного, в даному випадку гідродинамічного тертя, яка суттєво менша від сил граничного та сухого тертя. Визначення товщини шару рідини між поверхнями рухомого з'єднання та сили рідинного тертя на основі застосування принципу гідродинамічного центрування є актуальною проблемою.

Аналіз останніх досліджень. Існує багато робіт спрямованих на вирішення вказаної проблеми [1 - 5], однак, в отриманих раніше результатах досліджень не враховувалась можливість зміни в'язкості робочої рідини при сталих геометричних та кінематичних параметрах з'єднань. Відомо, що в'язкість рідини є проявом міжмолекулярної взаємодії, особливо коли мова йде про взаємодію молекул поверхневоактивних речовин (ПАР), які в сучасні оливи додаються в якості присадок. Молекули ПАР у вуглеводневих розчинах здатні до утворення надмолекулярних агрегатів [6]. Звичайно, що такі агрегаційні явища впливають на в'язкість рідин, особливо за великих концентрацій присадки в них. З іншого боку, сьогодні існують технології переводу присадки з агрегатованого стану до мономірного (поодинокого), наприклад, за рахунок обробки рідини зовнішніми електричними та магнітними полями [7]. В цих роботах вивчався вплив агрегатного стану присадки на процес граничного тертя в рухомих з'єднаннях машин, однак залишається не вивченим питання впливу електричного поля на динамічну в'язкість та умови формування гідродинамічного змащування в рухомих з'єднаннях при зміні в'язкості під дією електричного поля.

Формулювання цілей статті (постановка завдання). Метою роботи є дослідження рідинного гідродинамічного змащування в рухомому з'єднанні поршень – циліндр в умовах електростатичної обробки робочої рідини. Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити наступні задачі:

– виконати пошук наукових джерел, в яких на основі рідинного тертя визначена величина центрувального зусилля і сила рідинного тертя в рухомому з'єднанні поршень – циліндр;

 визначити товщину шару рідини між поверхнями рухомого з'єднання поршень – циліндр на основі використання теорії гідродинамічного змащення;

 провести експериментальні дослідження динамічної в'язкості робочої рідини із присадкою в умовах обробки електростатичним полем; – на основі теоретичних та експериментальних досліджень виконати оцінку зміни товщини шару рідини та сили рідинного тертя для рухомого з'єднання поршень – циліндр при застосуванні електростатичної обробки як способу зміни динамічної в'язкості.

Основна частина. Дослідження процесу гідродинамічного змащення в з'єднаннях зі зворотно-поступальним рухом. Вказані дослідження базуються на рішенні рівнянь Нав'є-Стокса, результати яких наведено в роботах [3, 4 і 5]. Зокрема, схемне рішення поршневого вузла, в якому його конусоподібна наріжна поверхня спільно з внутрішньою поверхнею циліндра створює конфузорно-дифузорний кільцевий канал, наведено на рис. 1.

Розглянемо основні результати цих досліджень. Так, параметр, що описує зовнішню поверхню поршня відносно координати z для конфузорного b_k , дифузорного b_d кільцевих каналів, визначається за формулами:

- для конфузорного каналу
$$b_k = b_0 \pm \frac{b_x z}{\ell} \cos(\theta) - \frac{(b_0 - b_1) z}{\ell},$$
 (1)

– для дифузорного каналу $b_d = b_0 \mp \frac{b_x \left(\ell_1 - z\right)}{\ell_1} \cos\left(\theta\right) - \frac{\left(b_0 - b_1\right) z}{\ell_1},$ (2)

де b_0 , b_1 – максимальний і мінімальний радіуси поршня; b_x – величина перекосу поршня відносно циліндра; z – координата, що визначає по довжині каналу зовнішню поверхню поршня; ℓ , ℓ_1 – довжина кільцевого каналу.



Рис. 1. Схема поршня гідроциліндра з гідродинамічним центруванням [4 і 5]: а) – вид збоку; б) – вид зверху.

Машини і засоби механізації сільськогосподарського виробництва

157

Змінне значення висоти кільцевого каналу по периметру $h_{k(d)}$ (товщина шару рідини по куту θ) в загальному вигляді (див. рис. 1.) встановлюється згідно формули

$$h_{k(d)} = a_{k(d)} - b_{k(d)}.$$
(3)

Зокрема, для дифузорного кільцевого каналу значення його висоти визначається за формулами:

- поточне
$$h_k = h_0 (1 + (\psi \mp \varepsilon_x \cos(\theta)) \frac{z}{\ell} + \varepsilon \cos(\theta)),$$
 (4)

- мінімальне
$$h_{k.\min} = h_0 \left(1 + \varepsilon \cos(\theta)\right),$$
 (5)

- максимальне $h_{k,\max} = h_0 \left(1 + \psi \mp \varepsilon_x \cos(\theta) + \varepsilon \cos(\theta)\right).$ (6)

де $h_0 = a_0 - b_0$ – вісісиметрична висота радіального кільцевого каналу в зоні мінімальної відстані між поверхнями конфузорнодифузорного з'єднання; $\varepsilon = \frac{e}{a_0 - b_0}$ – відносний ексцентриситет;

$$\psi = \frac{b_0 - b_1}{a_0 - b_0}$$
 – параметр конічної форми виконання поршня;
 $\varepsilon_x = \frac{b_x}{a_0 - b_0}$ – відносне перекошування поршня в циліндрі.

При виконанні поршня з однаковими конусами, тобто однакових розмірів для обох частин поршня при створенні конфузорного і дифузорного кільцевих каналів тоді параметр Ψ для них має однакове значення.

Для дифузорного кільцевого каналу значення його висоти визначається за такими формулами:

- поточне
$$h_d = h_0 (1 + (\psi \mp \varepsilon_x \cos(\theta))) \frac{\ell - z}{\ell} + \varepsilon \cos(\theta)),$$
 (7)

- мінімальне
$$h_{d.\min} = h_{k.\min} - h_0 \left(1 + \varepsilon \cos(\theta)\right),$$
 (8)

- максимальне
$$h_{d.\max} = h_{k.\max} = h_0 \left(1 + \psi \mp \varepsilon_x \cos(\theta) + \varepsilon \cos(\theta)\right).$$
 (9)

Закономірності розподілу тиску по довжині конфузорного і дифузорного кільцевих каналів характеризуються залежностями, які мають вигляд:

$$p_k = p_0 + \frac{6 \cdot \vartheta_0 \cdot \ell \cdot \mu(m, n, q)}{h_0^2 \cdot \psi_k} \cdot k_1, \qquad (10)$$

$$k_{1} = \left(\frac{1}{h_{k}} - \frac{1}{h_{k,\max}}\right) - \frac{A}{2} \cdot h_{k}^{*} \cdot \left(\frac{1}{h_{k}^{2}} - \frac{1}{h_{k,\max}^{2}}\right),$$
(11)

$$p_{d} = p_{0} - \frac{3 \cdot \vartheta_{0} \cdot \ell \cdot \mu(m, n, q)}{h_{0}^{2} \cdot \Psi_{k}} \cdot k_{2}, \qquad (12)$$

$$k_{2} = \left(\frac{h_{d.\min}}{h_{d}^{2}} - \frac{h_{d.\min}}{h_{d.\max}^{2}}\right) - \frac{A}{2} \cdot h_{k}^{*} \cdot \left(\frac{1}{h_{d}^{2}} - \frac{1}{h_{d.\max}^{2}}\right),$$
(13)

де h_k^* – показник, який характеризує товщину шару рідини де тиск досягає найбільшого значення, розмірність м (мм);

m, *n*, *q* – фактори, що впливають на в'язкість рідини, наприклад, температура, величина напруженості зовнішнього поля, концентрація присадки.

Показник h_k^* визначається за формулою

$$h_{k}^{*} = \frac{h_{k.\min} \cdot h_{k.\max}}{h_{k.\max} + h_{k.\min}} + \frac{h_{k.\min}}{2} \,. \tag{14}$$

Використовуючи формули (10), (11) і (12) можна визначити величину загального центрувального зусилля R_z при умові, що $\ell = \ell_1$ згідно залежності

$$R_{\rm z} = -2 \, b_0 \, \frac{6 \cdot \vartheta_0 \cdot \ell \cdot \mu \,(m,n,q)}{h_0^2 \cdot \psi_k} \int_0^\pi \int_0^\ell \left(p_k + p_d \right) \cos\left(\theta\right) dz d\theta \,. \tag{15}$$

Досягнення рівності між центрувальним зусиллям $R_z(\varepsilon, \psi)$ з урахуванням ексцентричного зміщення поршня до поверхні циліндра і зусиллям, що діє на зближення поверхонь R_d , яке визначається згідно досліджень [7] може бути описане рівнянням у вигляді

$$R_{\rm z}(\varepsilon,\psi) = R_{\rm d}.$$
 (16)

На підставі рішення рівняння (16) отримаємо розрахункову величину ексцентричного зміщення поршня до поверхні циліндра у вигляді значення ε_r і визначимо товщину шару рідини між поверхнями рухомого з'єднання поршень – циліндр за формулою

$$h_{k.\min} = \#_{d.\min} \quad h_0 \left(1 - \varepsilon_r\right) \tag{17}$$

Сила, що витрачається на рідинне тертя F, визначається за формулою

$$F = \frac{-2 b_0 \Theta_0 \mu(m, n, q)}{h_0} \left(\int_{0.0}^{\pi \ell} \left(\frac{-3 \left(h_k - h_k^* \right)}{h_k^2} - \frac{1}{h_k} \right) dz d\theta + \int_{0.0}^{\pi \ell_1} \left(\frac{3 \left(h_{d.\min} - h_k^* \right)}{h_d^2} - \frac{1}{h_d} \right) dz d\theta \right) (18)$$

Для визначення сили тертя F за залежністю (18) необхідно в формулах (4), (6), (7) і (12) замінити параметр є на ε_r .

Експериментальні дослідження впливу обробки робочої рідини електричним полем на її динамічну в'язкість. Метою дослідження є встановлення закономірностей впливу електростатичної обробки та концентрації присадки в робочій рідині на її динамічну в'язкість.

Динамічна в'язкість вимірювалась ротаційним методом, який технічно реалізований на машині МАСТ-1 (рис. 2).



Рис. 2. Схема лабораторної установки

Лабораторна установка складається з стакану 1, в якому закріплений нерухомий диск 3. Над нерухомим диском 3 на певній відстані розташований рухомий диск 2, закріплений шарнірно на відомому валу, який приводиться ремінною передачею 13 від валу двигуна 5. Для встановлення зазору між дисками використовується мікрометр 14, закріплений на штативі за допомогою кронштейна 15. Вимірювальний

блок складається з тензобалки 10, тензопідсилювача 11 и самописцю 12.

Випробуванням підлягала індустріальна олива И-40А за ГОСТ 20799-88. В якості присадки, що додавалась у оливу використовувалась стеаринова кислота, яка є поверхнево-активною речовиною, що розчиняється у неполярній нафтовій оливі. В дослідженнях встановлювався вплив напруженості електростатичного поля на динамічну в'язкість оливи при різних концентраціях присадки в ній. Умови проведення досліджень: температура оливи $t = 60\pm1$ °C; напруженість поля змінювалась в діапазоні $E = 0...1,5 \times 10^6$ В/м; об'ємна концентрація присадки змінювалась в межах c = 0...0,3 %. Результати досліджень відображені на рис. 3, 4.



Рис. 3. Зміна динамічної в'язкості оливи И-40А від напруженості електростатичного поля при концентрації присадки *c* = 0,3 % 1 – без обробки полем; 2 – з обробкою.

Згідно отриманих експериментальних даних, електростатична обробка оливи приводить до зміни її динамічної в'язкості (рис. 3, 4), причому спостерігається як зменшення в'язкості, при менших значеннях напруженості, так й зростання після певної величини. Максимальний ефект зміни в'язкості оливи відповідає більшим значенням концентрації присадки. Так, при концентрації 0,3 %, при напруженості поля близько $0,25 \times 10^6$ В/м, в'язкість зменшується до 12 %, а при напруженості 1,5×10⁶ В/м – зростає на 20 % (рис. 3.).



Рис. 4. Зміна динамічної в'язкості оливи И-40А від напруженості електростатичного поля при концентрації присадки *c* = 0: 1 – без обробки полем; 2 – з обробкою.

Для оливи, що не містить присадку, вплив електростатичного поля на в'язкість мінімальний, крім того відсутній ефект зменшення в'язкості при менших значеннях напруженості (рис. 4). Отримані результати експериментальних досліджень надають підстави для застосування електростатичної обробки робочих рідин із присадками в гідравлічних приводах машин з метою керування параметрами гідродинамічного змащування рухомих з'єднань із зворотно-поступальним рухом.

Поєднання результатів теоретичних та експериментальних досліджень. Скориставшись даними експерименту по впливу напруженості електростатичного поля на динамічну в'язкість рідини (рис. 3), а також формулами (15), (16) та (17) чисельним методом встановлена закономірність зміни відносного ексцентриситету ε_r від напруженості поля *E* (рис.5).



Рис. 5. Зміна відносного ексцентриситету в залежності від напруженості поля.

Машини і засоби механізації сільськогосподарського виробництва

Задача визначення впливу в'язкості або напруженості електростатичного поля на силу рідинного тертя в розглянутому з'єднанні може бути також вирішена чисельним методом за формулою (18), що буде виконано в подальших дослідженнях.

Висновки.

1. В рухомих з'єднаннях із зворотно-поступальним рухом основними параметрами, що забезпечують гідродинамічне змащування поверхонь тертя, є геометричні розміри, величина ексцентриситету, швидкість руху та динамічна в'язкість робочої рідини. Без зміни геометричних та кінематичних параметрів з'єднань їх гідродинамічне змащування обумовлюється величиною в'язкості робочої рідини, яка, згідно до теоретичних досліджень, впливає як на величину центрувальної сили, так й на силу рідинного тертя.

2. Проведені експериментальні дослідження дозволили встановити зв'язок між в'язкістю оливи И-40А та величиною напруженості зовнішнього електростатичного поля і концентрації присадки. Згідно отриманих результатів, електростатична обробка оливи призводить до зміни її динамічної в'язкості як в меншу сторону – при малих значеннях напруженості поля, так й в більшу – при високих значеннях напруженості. Отримані результати тим більше, чим більше концентрація присадки в оливі, тобто електростатичне поле впливає не на стан молекул базової оливи, а на стан молекул присадки, що підтверджувалося попередніми дослідженнями з впливу електростатичного поля на властивості змащувальних матеріалів [6, 7].

3. Поєднання результатів теоретичних та експериментальних досліджень дозволило отримати модель для визначення центрувальної сили, зазору та сили тертя в рухомих з'єднаннях із зворотньопоступальним рухом з урахуванням впливу електростатичного поля та концентрації присадки в робочій рідині на її динамічну в'язкість. Отримані результати можуть бути використані при конструюванні та експлуатації гідравлічних приводів мобільних машин як такі, що сприяють забезпеченню надійного гідродинамічного змащування рухомих з'єднань.

Література:

1. Емцев Б.Т. Техническая гидромеханика / Б.Т. Емцев. – М.: Машиностроение. – 1978. – 463 с.

2. Этисон И. Гидродинамика опоры поршневого типа. В кн. Проблемы трения и смазки / И. Этисон, О. Пинкус // Труды американского общества инженеров-механиков. серия F. – М.: Мир, 1976, Т. 98, № 3.-С. 92–100.

3. *Ремарчук Н.П.* Гидродинамическое центрирование подвижных деталей в гидроцилиндрах / Н.П. Ремарчук, Ю.Д.

Музыкин, В.В. Ничке // Горные, строительные и дорожные машины. Респ. науч.-техн. сб. – Киев: Техніка, 1980. – Вып. 33. – С. 89–94.

4. Ремарчук М.П. Зменшення тертя в елементах гідросистем мобільних машин на основі теорії рідинного змащення / М.П. Ремарчук // Восточно-Европейский журнал передовых технологий.-Харьков: Технологический центр, 2005.— №3/2(15). – С. 28–32.

5. Ремарчук М.П. Застосування гідродинамічного і гідростатичного змащення у рухоміх зєднаннях гідроциліндрів мобільних машин / М.П. Ремарчук, В.В. Ничке // Вестник ХНАДУ: Сб. научн. тр., Вып. 28. – Харьков: ХНАДУ. –2005. С. 32–35.

6. *Лысиков Е.Н.* Надмолекулярные структуры жидких смазочных сред и их влияние на износ технических систем: Монография. / Е.Н. Лысиков, В.Б. Косолапов, С.В. Воронин. – Харьков: ЭДЭНА, 2009. – 274 с.

7. *Лисіков Є.М.* Нанотехнології на залізничному транспорті / Є.М. Лисіков, С.В. Воронін, О.О. Скорик, Д.В. Онопрейчук // Навч. посібн. – Харків: ДІСА ПЛЮС, 2013. – 212 с.

ВЛИЯНИЕ ВЯЗКОСТИ ЖИДКОСТИ НА ПРОЦЕСС ГИДРОДИНА-МИЧЕСКОЙ СМАЗКИ В ПОДВИЖНЫХ СОПРЯЖЕНИЯХ С ОБРАТНО–ПОСТУПАТЕЛЬНЫМ ДВИЖЕНИЕМ

Ремарчук Н.П., Воронин С.В.

Аннотация – на основе теории гидродинамики и результатов экспериментальных исследований процесса обработки рабочей жидкости с разной концентрацией присадки электрическим полем установлена закономерность влияния динамической вязкости жидкости на величину прироста толщины гидродинамического слоя между поверхностями в цилиндрических сопряжениях с обратно-поступательным движением, а также на силу жидкостного трения в этих сопряжениях.

THE INFLUENCE OF LIQUID VISCOSITY ON THE PROCESS OF HYDRODYNAMIC LUBRICATION IN MOVABLE JOINTS WITH A RECIPROCATING MOTION

M. Remarchuk, S. Voronin

Summary

Influence of dynamic viscosity of the fluid on the increase of amount a hydrodynamic layer thickness between the surfaces in cylindrical movable joints with a reciprocating motion, as well as the liquid friction force in these movable joints, is regularited on basis of theory of hydrodynamics and experimental results of the processing of the working fluid with different concentrations of additive electric field.

УДК 662.63

ТЕХНОЛОГІЧНІ АСПЕКТИ ТА ТЕХНІЧНІ ЗАСОБИ ВИРОБНИЦТВА БІОГАЗУ

Куценко Ю. М., д.т.н. *Таврійський державний агротехнологічний університет* Тел. (0619) 42-31-59

Анотація – проведено аналіз основних джерел біомаси для виробництва біогазу, розглянуті процеси отримання біогазу для підприємств агропромислового комплексу.

Ключові слова – біоенергоконверсія, біогазові установки, тверді побудові відходи, агропромислові підприємства.

Постановка проблеми. Енергетична проблема, яка сьогодні є надзвичайно актуальною практично для всіх країн світу, особливо гостро відчувається в Україні, лише на 35...40% здатній задовольнити свої потреби власними паливо-енергетичними ресурсами. Біоенергетика являє собою актуальний напрямок розвитку аграрної сфери сьогодення. Стабільність розвитку агропромислового сектору напряму зазабезпечення гарантованого господарств паливолежить від енергетичними ресурсами. Агропромисловий комплекс щорічно споживає близько 5 млрд. кВт год. електроенергії, 4,2 млрд. куб. метрів природного газу [1]. На протязі останніх років вартість електричної і теплової енергії, природного газу та інших видів енергоносіїв зросла у 1,5...2 рази.

З метою високоефективного використання новітніх технологій біоенергоконверсії при виробництві енергії необхідні впровадження обладнання за технологічними показниками та технічними характеристиками, які відповідають рівню міжнародних стандартів та забезпечують надійність їх роботи.

Аналіз останніх досліджень. Широке використання поновлюваних джерел енергії (ПДЕ) в технологічних процесах, ефективність переробки сировини в енергетичну продукцію досягається тільки за умов дотримання раціональних параметрів технологічних процесів і машин для агропромислового комплексу.

Одним із напрямів доповнення і часткової заміни використання електроенергії в сільській місцевості є використання біогазу. Отри-

[©] Куценко Ю. М.

Машини і засоби механізації сільськогосподарського виробництва

мання газоподібного палива з біомаси, а саме біогазу – є більш привабливим та актуальним в умовах сільськогосподарських регіонів [2].

Отримання біогазу економічно виправдано при переробці постійного потоку відходів.

Формулювання цілей статті (постановка завдання). Проведення аналізу альтернативних видів паливно-енергетичних ресурсів та обґрунтування подальшого впровадження біогазових технологій з метою раціонального отримання біогазу.

Основна частина. У нинішній ситуації головними чинниками ефективного розвитку сільськогосподарського виробництва повинна бути розробка і впровадження енергоощадних технологій виробництва сільськогосподарської продукції і широке використання поновлюваних джерел енергії (ПДЕ) в технологічних процесах [3]. Найбільш поширеними методами використання біомаси для енергозабезпечення сільськогосподарських технологічних процесів є безпосереднє спалювання та анаеробна ферментація з утворенням метану. На рис. 1 представлені основні види палива з біомаси.



Рис. 1. Основні види палива з біомаси

Біогазові технології дозволяють найбільш раціонально й ефективно перетворювати енергію хімічних зв'язків органічних відходів у енергію газоподібного палива і органічних добрив. Доцільність отримання біогазу з органічних відходів у масштабах України обумовлена їх кількістю і концентрацією як в окремих господарствах, так і в цілих регіонах.

Основним представником газоподібного палива при переробці біомаси є біогаз. Енергія, що отримується при спалюванні біогазу, може досягати від 60 до 90% тієї, якою володіє вихідний матеріал [4].

Слід підкреслити, що причини відновлення зацікавленості анаеробною ферментацією виходять за рамки, обмежені виключно енергетичною метою. Практика скидання тваринницьких відходів на землі, що не використовуються в рільництві, у сучасних умовах недопустима, – гній і його стоки стають вагомими джерелами забруднення навколишнього середовища. Основні джерела біомаси, які використовуються для отримання біопалива, наведені на рис. 2.



Рис. 2. Основні джерела біомаси для виробництва біогазу

Технологічний процес отримання біогазу з полігону твердих побутових відходів (ПТПВ), шляхом очистки звалищних газів від домішок уявляє собою складну систему, яка повинна чітко та надійно працювати. Система складається з шістьох блоків (рис. 3), які пов'язані між собою [5].



Рис. 3. Схема отримання біогазу з полігонів ТПВ

Процес отримання біогазу з полігонів ТПВ приведений на рис. 4. При зберіганні відходів у тілі полігону ТПВ без доступу повітря, проходить процес розкладання біомаси, у разі чого утворюється суміш газів: 50...60% метану, 35...50% вуглекислого газу, до 1% інших газів. Звалищний газ являється високоякісним паливом, його мінімальна теплота згорання 13...24 МДж/м³. Викид у повітря 1 м³ звалищного газу за своїми згубними наслідками для зміни клімату еквівалентна викиду у атмосферу приблизно 12 м³ вуглекислого газу, а викид 1 тони метану еквівалентний 21 тоні вуглекислого газу [6].



Рис.4. Процес отримання біогазу: 1 – магістральний газогін; 2 – прошарок бетону; 3 – прошарок гравію; 4 – прошарок глини; 5 – технологічна свердловина; 6 – засувка технологічна; 7 – водокільцевий вакуумний насос; 8 – система очищення біогазу; 9 – вакуумний насос системи перекачки біогазу; 10 - газогін; 11 – резервуар накопичення газу;

12 – датчик тиску; 13 – технологічний факел; 13 – газогенератор.

На першому етапі на полігоні утворюють технологічні свердловини (5), у загальному випадку глибиною до 20 м. і діаметром до 400 мм, на які встановлюють вакуумні насоси (7) та за допомогою арматури (10) їх приєднують до єдиної мережі. Даний газ має ряд домішок, які не дають змогу використовувати його як паливо для газогенераторів, тому його слід попередньо очистити.

На другому етапі відбувається очистка газу від сірководню та домішок за допомогою сорбенту (8). Після чого вже очищений та придатний до використання як паливо біогаз потрапляє на третій етап.

Третій етап призначений для перекачки газу (9). Даний етап дає змогу систематизувати газ до певного тиску та нормалізувати його подачу безпосередньо до системи накопичення, яка представлена у вигляді резервуарів. Підготовлений до використання біогаз подається під тиском та у відповідній кількості до газогенератора (14), який перетворює газ на електричну енергію та віддає її до мережі. У разі виникнення надзвичайних ситуацій чи виведення газогенератора у плановий ремонт, газ спалюється у факелі (13), тим самим забезпечується плановий видобуток та зменшується негативний вплив полігону на навколишнє середовище [7]. Період самоокупності проекту виробництва біогазу з полігону твердих побутових відходів може становити у випадку продажу електричної енергії за «Зеленим тарифом» на протязі близько 2 років. Умовою ефективності виробництва біогазу є робота технологічного обладнання не менш ніж 8000 год. у рік [4].

Даний технологічний процес характеризується наступними перевагами:

зменшення негативного впливу полігону на навколишнє середовище;

 виконання умов «Кіотського протоколу», щодо зменшення викиду парникових газів у атмосферу;

підвищення енергетичної незалежності регіону;

отримання якісного біопалива;

– отримання додаткових коштів від продажу електричної енергії та квот на викиди парникових газів, які направляються на підвищення екологічного стану регіону.

Основним недоліком процесу є достатньо висока вартість початкових капітальних вкладень, у порівнянні з іншими варіанти отримання біогазу [8].

Одним з джерел біогазу є стоки підприємств з переробки сільськогосподарської продукції. При анаеробно-аеробному зброджуванні, проходить процес розкладання біомаси, у разі чого утворюється суміш газів. Дана суміш є високоякісним паливом, її мінімальна теплота згорання складає 13 – 24 МДж/м³.

Процес виробництва біогазу складається з чотирьох основних етапів, які наведені на рис. 5. На першому етапі виконується механічне очищення стоків, на другому – фізико-хімічний аналіз, третій етап – безпосередньо біологічне зброджування. На заключному четвертому етапі відбувається дезінфекція та очищення від мулу.



Рис. 5. Етапи очищення стоків

Особливий гідродинамічний режим та склад стоків забезпечує очищення до 60...75 % маси органічного забруднення, питома потужність метан-реактора сягає 4,5...5 кг ХПК/м³ за добу [8].

З екологічної точки зору, у межах підприємства рекомендується використовувати мезофільний режим бродіння. У метан-реакторі утворюються спеціальні умови за температурним показником плюс 25...28 °C, підвищується вологість до рівня 5% – сухої речовини, контролюється рівень рН, оптимальний рівень співвідношення вуглецю

та азоту становить C/N= 10...16. Після очистки біогаз спалюється відповідно до проектного варіанту.

Загальні переваги від впровадження біогазової установки:

- висока якість очищення стоків;

– експлуатаційна безпека завдяки використання надійної техно-логії;

достатній рівень автоматизації;

великий вихід біогазу для опалення;

– невеликий об'єм утворення активного мулу.

Перспективним напрямком для підприємств, які спеціалізовані з вирощування BPX та свиней та птиці є отримання газоподібного біопалива шляхом анаеробного зброджування у біореакторах з отриманням високоякісних біологічних добрив.

Найбільш доцільним, за нашою думкою, для фермерських господарств є проектування персональних біогазових установок (БГУ) середньої та великої потужності (робочим об'ємом 50...500 м³) [9]. Така концепція, по-перше, надає можливість частково або повністю використовувати органічні відходи господарства і тим самим зменшувати шкідливі викиди у навколишнє середовище парникових газів; подруге, біогаз, який утворюється, дає можливість замінити використання природного газу; по-третє, у результаті протікання реакції є можливість отримувати високоякісне біологічне добриво.

На рис. 6 наведений приклад комплексного використання БГУ для фермерського господарства з вирощування ВРХ.



Рис.б. Комплексне використання біогазової установки

Основні етапи утворення біогазу приведені на рис. 7. Після утворення біогазу утворюється маса, яка містить велику кількість органічних речовин та повинна використовуватись як добриво.



Рис. 7. Етапи утилізації відходів з комплексу ВРХ

Відходи ВРХ після збору поступають на етап подрібнення, після чого вони перекачуються до ванни підготовки субстрату. На даному етані контролюють декілька параметрів – якість субстрату та кислотно-лужний баланс. Підготовлена біомаса перекачується до БГУ, у якій під дією температури (нагріву) починає відбуватись процес утворення біогазу. Біогаз потрапляє до газгольдеру, частково очищаються та може бути використаний як паливо (крупні БГУ) – для газогенераторів, середні – опалення, підігрів води на технологічні потреби.

Після закінчення виходу біогазу отримується добрива, які перекачують до накопичувальної ємності та використовують для рослинництва. Головною особливістю процесу є те, що стоки, без певної обробки не можуть бути використані як добриво для внесення на поля, та повинні зберігатись у спеціальних ємностях.

Метанове зброджування рідких гнойових стоків відбувається у біогазових установках, в яких за рахунок анаеробної біоконверсії тваринницьких відходів, а також рослинних решток одержують біогаз метан і органічне добриво [10].

Основні переваги даних процесів:

- отримання біологічно чистого палива;
- зменшення шкідливого впливу на навколишнє середовище;
- підвищення енергетичної безпеки підприємства;
- повна утилізація відходів тваринництва;

– отримається повністю замінне паливо (аналог бензину, електроенергії тощо).

До недоліків слід віднести те, що процес з хімічно-біологічної точки зору дуже складний та не повинен коливатись та зупинятись, особливо слід віддати увагу температурним режимам роботи.

Висновки.

1. В умовах гострого дефіциту енергоносіїв, сталих потреб у паливних ресурсах виробництво біогазу є одним із шляхів подолання енергетичних проблем та достатнього енергетичного забезпечення агропромислових підприємств.

2. Впровадження біогазових технологій дозволить отримати суміш газів: 50...60% метану, 35...50% вуглекислого газу, до 1% інших газів. Звалищний газ являється високоякісним паливом, його мінімальна теплота згорання складає 13...24 МДж/м³.

3. Продукти, що отримані в процесі біоенергоконверсії, дозволять знизити рівень забруднення навколишнього середовища, оскільки викид у повітря 1 м³ звалищного газу за своїми негативними наслідками для зміни клімату еквівалентний викиду у атмосферу приблизно 12 м³ вуглекислого газу, а викид 1 тони метану еквівалентний 21 тоні вуглекислого газу.

Література:

1. Новітні технології біоенергоконверсії : Монографія / Я. Б. Блюм, Г. Г. Гелетуха, [та інш.]. – К.: «Аграр Медіа Груп», 2010. – 326 с.

2. *Куценко Ю. М.* Аналіз основних чинників анаеробного метанового збродження для отримання біогазу / Ю. М. Куценко, В. М. Коломицев // Праці ТДАТУ. – Мелітополь : ТДАТУ, 2011. – Вип. 11, т.3. – С. 49–56.

3. Гелетуха Г. Г. Стан та перспективи розвитку біоенергетики в Україні: Наук. вісн./ Г. Г. Гелетуха, Т. А Железіна, Ю. Б. Матвєєв. – К.: Науковий вісник Національного аграрного університету. – 2004. – Ч.1. – 138 с.

4. *Кюрчев В. М.* Альтернативне паливо для енергетики АПК : посібн. / *В.М. Кюрчев, В.А. Дідур. Л.І. Грачова* ; за ред. В.А. Дідура. – К.: Аграрна освіта, 2012. – 416 с.

5. Біогазові установки в Україні та Російській Федерації [Електронний ресурс]: – Режим доступу: http://www.lib.uaru.net/diss/cont/27700.html

6. Химический состав биогаза. [электронный ресурс]. – Режим доступа: www.XuMuK.ru.

7. *Некрасов В. Г.* Твердые бытовые отходы и проблема их утилизации / *В. Г. Некрасов, А. И. Горзыб* // Промышленная энергетика.-1992.-№2.-С. 46 – 48.

8. *Гелетуха Г. Г.* Обзор технологии добычи и использования биогаза на свалках и полигонах твердых бытовых отходов и перспек-

тивы их развития в Украине : Учеб. пос./ *Г. Г. Гелетуха*, *З.А. Маценюк*. – К.: Институт теплофизики НАН Украины, 1999. – 180 с.

9. Патент на корисну модель 58740 Україна, МПК СО2F 3/28 (2011.01). Біогазова установка для переробки органічних відходів/ В. М. Коломицев, Ю. М. Куценко, О. А. Потішний. – Заявл. 20.09.2010; Опубл. 26.04.2011. – Бюл. №8, 2011 р.

10. *Щербина О.М.* Енергія для всіх: технічний довідник / *О. М. Щербина.* – Ужгород: Видавництво Валерія Подяка, 2007. – 340 с.

ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ АСПЕКТЫ И ТЕХНИЧЕСКИЕ СРЕДСТВА ПРОИЗВОДСТВА БИОГАЗА

Куценко Ю.Н.

Аннотация – проведен анализ основных источников биомассы для производства биогаза, рассмотрены процессы получения биогаза для различных предприятий агропромышленного комплекса.

TECHNOLOGICAL ASPECTS AND TECHNICAL MEANS OF THE BIOGAS PRODUCTION

Y. Kutsenko

Summary

The analysis of main sources of biomass for biogas production, processes of the production of biogas for various agricultural enterprises are considered in a paper. УДК 664.053;536.7

ТЕРМОДИНАМІЧНИЙ І ТЕПЛОВИЙ ПІДХОДИ ДО СТІЙКОСТІ ФАЗ ПІД ЧАС КИПІННЯ РІДИН

Ломейко О. П., к.т.н., *Таврійський державний агротехнологічний університет* Кулінченко В. Р., д.т.н. *Національний університет харчових технологій* Тел. (0619) 42-10-04

Анотація – розглянуто бульбашкове кипіння на дротиках, стрижнях, пластинах і одиничних ребрах. Виявлена аналогія стійкості стабільних і метастабільних станів за хімічним потенціалом у термодинаміці і режимів кипіння, де використовується синергетичне поняття фази, за допомогою функціоналів Ляпунова. Визначена межа метастабільності і стабільності режимів кипіння, на якій швидкість автохвиль дорівнює нулю, і отримані діаграми стабільності. Показано, що швидкість автохвиль нульова, якщо функціонал Ляпунова, де варіаційна похідна дорівнює нулю на постійних температурних полях системи нагрівач – кипляча рідина, приймає рівні значення на фазах.

Ключові слова – кипіння, фази, авто хвилі, термодинаміка теплообмін, хімічний потенціал.

Постановка проблеми. Бістабільність (мультістабільність) системи означає, що за однакової дії зовнішнього середовища (на вході) система може знаходитися в одному з двох (і більше) стійких до малих подразнень стаціонарних станах. Ці стани називаються <u>фазами</u> у синергетичному змісті, за аналогією з термодинамічними фазовими переходами першого роду в рівноважних системах. У цьому разі стійкість можна розуміти як стійкість у першому наближенні за Ляпуновим. Часто одна з <u>фаз</u> не бажана чи небезпечна. А подразнення – як від зовнішнього середовища, так і внутрішні властиві системі, можуть призводити до зміни стану. Виникає проблема стійкості, тобто визначення цих небезпечних подразнень.

Аналіз останніх досліджень. Система нагрівач – кипляча рідина є типовою бістабільною системою, тому що вона має два стійких стаціонарних станів, що відповідають бульбашковому і плівковому кипінню. Бістабільним системам притаманні такі явища самоорганізації, як автохвильові переходи між фазами, які руйнують метастабільний

[©] Ломейко О. П., Кулінченко В. Р.

стан критичними зародками стабільної фази.

За певних умов фази можуть знаходитися у рівновазі та існувати разом, без зовнішньої допомоги досить тривалий час. Для кипіння на стрижні чи дротику у великому об'ємі поняття рівноважного теплового потоку q_{ca} було введене і використано ще у 1962–1964 рр. [1, 2]. Аналогічні поняття пізніше виникли під час вивчення проблеми руйнування надпровідності зовнішнім подразненням. Просліджуються математичні аналогії з теорією горіння і вибухам, фізикою газового розряду, де подібні явища інтенсивно досліджуються. Складається думка, що q_{cq} є біфуркаційною граничною точкою, яка розмежовує області метастабільності і стабільності режимів кипіння. Такі фазові переходи у мультістабільних середовищах зараз вивчаються з позиції загального синергетичного підходу, опрацьовується теоретичний апарат на базі теорії автохвильових процесів, узагальнення прямого методу Ляпунова на розподілені системи і математичної теорії катастроф, що включають результати теорії особливостей гладких відображень Уітні і теорії біфуркацій динамічних систем Пуанкаре-Андронова.

Формулювання цілей статті (постановка завдання). Цей напрямок безумовно перспективний, але при цьому неможна забувати деякі особливості, властиві тільки процесу кипіння. Специфіка кипіння проявляється в тому, що стійкість режиму неможна розглядати окремо від способу нагріву. Для кожного способу нагріву повинні бути визначені межі областей стабільного і метастабільного кипіння. Стійкість режиму кипіння також пов'язана з геометрією поверхні нагріву, орієнтацією нагрівача в полі сил тяжіння, орієнтація руху рідини (кипіння у великому об'ємі чи трубі).

Основна частина. У даній роботі показана аналогічність оцінки стійкості метастабільних і стабільних станів за хімічними потенціалами в термодинаміці і режимів кипіння за функціоналом Ляпунова, чия варіаційна похідна дорівнює нулю на стаціонарних температурних полях системи нагрівач – кипляча рідина. Для основних способів нагріву показано, що границі областей метастабільності, на яких швидкість автохвиль дорівнює нулю, визначається з умови рівності значень функціоналу Ляпунова на синергетичних фазах.

Стійкість фаз у термодинаміці. Якщо нагрівати чисту, практично без розчинених газів в посудині з гладкими стінками, то можна перегріти рідину значно вище температури кипіння за заданого тиску. Але якщо піддати цю систему будь-якому подразненню, то рідина в посудині миттєво закипає і перетворюється в перегріту пару. Існують і інші типи метастабільних станів речовини [3].

Розглянемо ван-дер-ваальсівський газ, рівняння стану якого запишемо в наступному вигляді [3]:

$$\left(p+\frac{3}{v^2}\right)(3v-1)=8t,$$
 (1)

де $v=V/V_{\rm kp}$, $p=P/P_{\rm kp}$, $t=T/T_{\rm kp}$, V, P, T, $V_{\rm kp}$, $P_{\rm kp}$, $T_{\rm kp}$ – приведені і питомі об'єм, тиск, абсолютна температура і критичні їх значення. Наприклад, для води $P_{\rm kp}=22,129$ МПа, $T_{\rm kp}=374,15$ °C. Ізотерми ван-дерваальсівського газу в *p-v* діаграмі наведені на рис. 1. На докритичній ізотермі З наведений фазовий перехід *A-C-E* рідина-пара, тобто двофазна суміш. За правилом Максвела заштриховані на рис. 1 площі повинні бути рівні. Ділянки *A-B* і *D-E* відповідають метастабільному стану рідини і пари. Точки *A* і *E* належать бінодалі, *B* і *D* – спінодалі. В точках *B* і *D* речовина з ймовірністю 100% переходить до стабільного стану.



Рис. 1. Ізотерми ван-дерваальсівського газу на *p*-*v* діаграмі (у приведеному вигляді): $1-T/T_{\rm кp}=1;$ $2-T/T_{\rm кp}=0.95; 3-T/T_{\rm кp}=0.87;$ $4-T/T_{\rm кp}=0.7; 5-T/T_{\rm кp}=0.6; A-B$ – метастабільний стан рідини; *B-C-D* – фізично реалізувати неможливо; *D-E* – метастабільний стан пари; A-C-E – фазовий перехід рідина-пара (заштриховані площадки рівні між собою).

Рис. 2. Три кореня рівняння Ван-дер-Ваальса для приведеного питомого об'єму при T/T_{кр}=0,87

Рівняння (1) відносно v має третю степінь, тому має три кореня, рис. 2. Графік на цьому рисунку показує часткову похідну хімічного потенціалу $\varphi(p,t)$ за p при сталій t. Як відомо, хімічний потенціал (питомий масовий ізобарно-ізотермічний потенціал φ) володіє наступними властивостями: якщо дві фази знаходяться у рівновазі, то рівні між собою не тільки p і t, але і φ ; в ізобарно-ізотермічному процесі φ зав-

жди зменшується, прямуючи до мінімуму в точках рівноваги термодинамічної системи.



Рис. 3. Залежність хімічного потенціалу від приведеного тиску при $T/T_{\rm кp}$ =0,87: 1 – рідина; 2 – не реалізований стан; 3 – пара; 4 – точка фізичної рівноваги (рівноважний тиск p_{cq}).

Інтегруючи залежність v (рис. 2) за p при t=const, отримаємо хімічний потенціал φ , рис.3. Точка 4 показує величину p_{cq} тиску фазової рівноваги. При $p_{cq} < p_{cq}$ процес йде в бік переходу речовини з рідкої фази в пару, тобто рідина метастабільна. При $p_{cq} > p_{cq}$ процес йде в бік переходу речовини в рідку фазу, тобто пара метастабільна. З двох фаз стабільна та, у якої φ менше.

Як показано нижче, всі відмічені властивості ф належні функціоналу Ляпунова J, чия варіаційна похідна [4] дорівнює нулю на стаціонарних температурних полях систем нагрівач – кипляча рідина.

Кипіння за сталих параметрах: об'ємному виділенні тепла в стрижні, силі струму електронагрівача і температурі нагрівання тонкої стінки рідини. Приймаємо, що, по-перше, стінка нагрівача має достатню теплоємність, щоб не реагувати на флуктуації, пов'язані зі статичною природою процесу кипіння, і акумулювати достатньо теплоти для зміни режиму кипіння.

Таким чином, режим кипіння однозначно пов'язаний з температурою поверхні нагріву. По-друге, механізм перенесення теплоти до киплячої рідини і гідродинамічна структура пристінного шару не розглядаються, але рідині надаються властивості відведення теплоти від нагрітої стінки за повністю визначеному, знайденому з експериментів, закону (кривій кипіння) $q(\theta)$, де θ – температурний напір стінки. За таких умов математичною основою є аналіз рівняння теплопровідності для поверхні нагріву за умови, що стікання теплоти, обумовлена кипінням, є заданою функцією температури.

У [5] розглянуті випадки: 1) достатньо довгого горизонтального стрижня з постійним внутрішнім тепловиділенням (q_s =const), зануреного у великий об'єм рідини і виконаного з матеріалу з хорошою теплопровідністю, Bi<<1; 2) постійної сили струму (I=const) і залежності електричного опору матеріалу нагрівача від температури; 3) кипіння у великому об'ємі на верхній поверхні достатньо довгої вздовж *х* тонкої

горизонтальної пластини, нижня поверхня якої гріється рідиною з температурою θ_p =const. Наведений функціонал Ляпунова $J_1[\theta]$ показує, що автохвиля нерухома і додержується байдужа рівновага режимів, якщо виконується умова $J_1[\theta_1] = J_1[\theta_3]$, тобто рівновага J_1 на <u>фазах</u> – температура θ_1 бульбашкового кипіння і θ_3 плівкового. Стійкість режимів кипіння оцінюється за допомогою діаграми стабільності.

Таким чином, режими θ_1 і θ_3 у даному випадку є аналогами фаз у термодинаміці, функціонал J_1 є аналогом хімічного потенціалу φ , роль параметра стану *p* відіграє величина q_s , *I* і θ_p , при цьому p_{cq} (*A*-*C*-*E* на рис.1 і точка 4 на рис. 3) відповідає рівноважному тепловому потоку q_{cq} , силі струму I_{cq} , температурі рідини, що віддає тепло θ_{cqp} .

Ребристі поверхні. У [5] розглянуто кипіння на поверхні плоского ребра висотою *h* і товщиною *H*, достатньої довжини вздовж *x*. Наведений функціонал Ляпунова J_2 для двох видів граничних умов в основі ребра: температури θ_0 =const і теплового потоку q_0 =const. Одному значенню θ_0 можуть відповідати три значення q_0 (і навпаки): у режимі $\theta_{nn}(y)$ вся поверхня ребра зайнята плівковим кипінням, у режимі $\theta_{бул}(y)$ – значна частина поверхні зайнята бульбашковим кипінням, в режимі $\theta_{nep}(y)$ – за висотою ребра перехідне і плівкове кипіння. Показано, що автохвиля нерухома і підтримується байдужа рівновага режимів, якщо виконується рівність J_2 на фазах: $J_2[\theta_{бул}(y)] = J_2[\theta_{пл}(y)]$, тобто або умова $\theta_0 = \theta_{ca}$, або $q_0 = q_{ca}$.

Таким чином, режими утворювані комплексами $\theta_{5yn}(y)$ і $\theta_{nn}(y)$, у даному випадку є аналогами фаз у термодинаміці, функціонал J_2 є аналогом хімічного потенціалу φ , роль параметру стану p відіграють задані на нижній поверхні ребра температура θ_0 або тепловий потік q_0 , при цьому p_{cq} відповідає чи θ_{cq} , чи q_{cq} .

Стрижень з мало теплопровідним покриттям і з мало теплопровідним осердям в оболонці. Паливні елементи реакторів, що охолоджуються водою під тиском, мають циліндричну форму і складаються з осердя (довжиною $L \rightarrow \infty$, діаметром d) з оболонкою товщиною h (d >> h) і коефіцієнтом теплопровідності λ_t . Це випадок, коли теплопровідність оболонки (покриття) значно більша теплопровідності осердя (основи): $\lambda_t >> \lambda$.

При певних припущеннях наближені рівняння, що описують температурне поле θ осердя з оболонкою з температурою *t*, мають вид:

$$c\rho \frac{d}{4} \frac{\partial \theta}{\partial \tau} = \lambda \frac{d}{4} \frac{\partial^2 \theta}{\partial x^2} + \left[q_s - k_2 \left(\theta - t \right) \right]; \tag{2}$$

$$c_{t}\rho_{t}h\frac{\partial t}{\partial \tau} = h\lambda_{t}\frac{\partial^{2}\theta}{\partial x^{2}} + \left[k_{2}\left(\theta - t\right) - q\left(t\right)\right],$$
(3)

де c_t , ρ_t – питома теплоємність і густина оболонки, $(d/6\lambda+h/\lambda_t+\delta_{ra3}/\lambda_{Na})^{-1}$, δ_{ra3} , λ_{Na} – товщина і теплопровідність газового зазору.

Точки t_1 , t_2 , t_3 перетину N-подібної кривої кипіння q(t) і лінії теплового навантаження $q_s \epsilon$ ізотермічними стаціонарними розв'язками і відповідають стійкому бульбашковому режиму, нестійкому перехідному і стійкому плівковому кипінню на поверхні оболонки ТВЕЛу. При цьому, як видно з (2) і (3), осердя має відповідні температури $\theta_i = t_i + q_s/k_2$, i=1,2,3 (рис. 4).



Аналогічна ситуація має місце у випадку, коли поверхня нагріву окислена, забруднена чи покрита захисною плівкою з плохою теплопровідністю (основа – стрижень довжиною $L \rightarrow \infty$, діаметром d має зовнішній шар товщиною h з теплопровідності λ_t). Цей випадок достатньо вивчений стосовно композитних надпровідників. У цьому випадку теплопровідність основи $\lambda >> \lambda_t$. За певних умов рівняння, які описують температурне поле θ стрижня з ізотропним покриттям з температурою t, співпадають з (2, 3), де c_t , ρ_t – питомі теплоємність і густина покриття, $k_2 = \lambda_t/h$.

Відмітимо, що прямі $k_2(\theta-t)$ і q(t) можуть мати три точки перетину, тобто крива кипіння $q(\theta)$ в залежності від температури основи θ може мати Z-подібний вигляд, рис. 4.

Розглянемо випадок усталеного виділення тепла в основі чи в осерді (*q*_s=const). Нехай також ліва частина нагрівача зайнята бульбашковим кипінням, права – плівковим:

$$\frac{\partial t}{\partial x} \xrightarrow[x \to \pm\infty]{} 0, \quad \frac{\partial \theta}{\partial x} \xrightarrow[x \to \pm\infty]{} 0, \\
t \xrightarrow[x \to -\infty]{} t_1, \quad t \xrightarrow[x \to \pm\infty]{} t_3,$$
(4)

$$\theta \xrightarrow[x \to -\infty]{} t_1 + \frac{q_s}{k_2}, \quad \theta \xrightarrow[x \to +\infty]{} t_3 + \frac{q_s}{k_2}. \tag{5}$$

Функціоналом Ляпунова, чия варіаційна похідна дорівнює правим частинам (2) і (3), для (2)–(5) є:

$$J_{3}[\theta,t] = \frac{1}{L} \int_{0}^{L} \left\{ \frac{\lambda}{2} \frac{d}{4} \left(\frac{\partial \theta}{\partial x} \right)^{2} + \frac{\lambda_{t} h}{2} \left(\frac{\partial t}{\partial x} \right)^{2} - \int_{0}^{\theta} \left[q_{s} - k_{2} \theta \right] d\theta - \int_{0}^{t} \left[k_{2} \left(\theta - t \right) - q(t) \right] dt \right] dx.$$
(6)



Рис. 5. Діаграма стабільності режимів кипіння для стрижня з покриттям: 1 і 1а – стабільне і метастабільне бульбашкове кипіння; 3 і 3а – плівкове; 2 – перехідне;

4 і 5 – доменні лінії; прямокутна точка – значення рівноважної *q*_{cq}.

Можна показати, що під час руху безперервно диференційованих $\theta(x,\tau)$ і $t(x, \tau)$, рівняннями екстремалі Ейлера-Лагранжа для (б) є стаціонарні рівняння (2) і (3) за граничних умов (4) чи (5). Функціонал (6) має аналогічний J_1 , J_2 зміст теплового потенціалу температурних полів: величина $J_2[\theta, t]$ екстремальна за стаціонарних вирішень $\theta(x)$, t(x) і монотонно спадає других розв'язках $\theta(x, \tau)$, $t(x, \tau)$ рівнянь (2) і (3), тому що $dJ/d\tau \leq 0$.

Якщо шукати розв'язок (2)–(5) у вигляді автохвилі, що рухається зі швидкістю w_3 вздовж нагрівача, то після заміни $\theta(z)=\theta(x-w_3\tau)$, $t(z)=t(x-w_3\tau)$ можна отримати вираз

$$w_{3} = \frac{J_{3}\left[\theta_{1}, t_{1}\right] - J_{3}\left[\theta_{3}, t_{3}\right]}{\int_{-\infty}^{\infty} \left\{ c\rho \frac{d}{4} \left(\frac{\partial \theta}{\partial z}\right)^{2} + c_{t}\rho_{t}h\left(\frac{\partial t}{\partial z}\right)^{2} \right\} dz}.$$
(7)

Вираз (7) виходить із (2) і (3) у векторній формі запису після скалярного множення на вектор { $d\theta/dz$, dt/dz} і інтегрування по z від $-\infty$ до $+\infty$, з використанням (4)–(6). Із (7) виходить, що автохвиля нерухома і додержується байдужа рівновага режимів, якщо виконується умова $J_3[\theta_1, t_1] = J_3[\theta_3, t_3]$, тобто рівність J на <u>фазах</u>. Зауважимо, що у випадку λ =const, q_s =const це буде еквівалентне рівності заштрихованих площадок як на вихідній кривій кипіння q(t), так і при Z–подібній функції $q(\theta)$ (рис. 4), оскільки інтеграл від параметрично заданої плоскої кривої $\theta=t+q(t)/k_2$ і q=q(t) також дорівнює нулю.

Значення функціоналу (6) на стаціонарному профілі температури характеризують стійкість даного профілю. Оцінити стійкість різних режимів кипіння можна, якщо використати діаграму стабільності (рис. 5). Формули, за якими розраховувалися лінії 1, 2 і 3 на рис. 5, отримані з (6) у вигляді параметрично заданої кривої, де параметром є температура *t* покриття стрижня:
$$\begin{cases} J\left(t\right) = \int_{0}^{\theta(t)} \left[k_2\theta - q_s(t)\right] d\theta + \int_{0}^{t} \left[q(\xi) - k_2 \cdot \theta(t) - \xi\right] d\xi, \\ q_s(t) = q(t), \\ \theta(t) = t + \frac{q_s(t)}{k_2}. \end{cases}$$

$$\tag{8}$$

Якщо значення функціоналу (6) на фазах рівні, то це служить критерієм визначення границі метастабільності режимів кипіння.

Доменні лінії [5] (4 і 5 на рис. 5) є аналогом значень хімічного потенціалу ф за критичного розміру бульбашки в системі рідина – парова бульбашка.

Таким чином, режими, утворені комплексами θ_1 , t_1 і θ_3 , t_3 у даному випадку є аналогами фаз у термодинаміці, функціонал J_3 із (6) є аналогом хімічного потенціалу φ , роль параметра стану p відіграє величина тепловиділення q_s в основі чи осерді, при цьому p_{cq} відповідає q_{cq} .

Товста стінка, що нагрівається знизу і охолоджується кипінням. Розглянемо стінку товщиною H, що має знизу поверхню нагріву. Якщо стінка має достатню довжину вздовж одної з осей x (ось y спрямована по товщині стінки, довжина $L \rightarrow \infty$), то за $\text{Bi}=\alpha_p H/\lambda >>1$, де α_p – коефіцієнт тепловіддачі, температурне поле $\theta(x, y, \tau)$ описується двовимірним рівнянням теплопровідності:

$$c\rho \frac{\partial \theta}{\partial \tau} = \lambda \left(\frac{\partial^2 \theta}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \theta}{\partial y^2} \right).$$
(9)

Граничні умови на верхній поверхні, що охолоджується кипінням:

$$-\lambda \frac{\partial \theta}{\partial y}\Big|_{y=h} = q(t), \tag{10}$$

де t температура верхньої частини пластини (при y=H). На нижній поверхні, що нагрівається, якщо відома її температура θ_0 =const:

$$\theta_{\mathbf{y}=0} = \theta_0. \tag{11}$$

або якщо на нижній поверхні відомий тепловий потік:

$$-\lambda \frac{\partial \theta}{\partial y}\Big|_{y=0} = q_0 \tag{12}$$

або якщо нагрівання виконується гарячою рідиною з температурою θ_p :

$$-\lambda \frac{\partial \theta}{\partial y}\Big|_{y=0} = \alpha_{p}(\theta_{p} - \theta_{0}), \qquad (13)$$

де θ_0 – температура нижньої частини поверхні пластини (при *y*=0).



Рис. 6. Крива кипіння фреону R113, лінії NM: $q=(1/\alpha_p+H/\lambda)^{-1}$ ${}^{1}[\theta_p-1]$ за $\alpha_p=2\cdot10^2$ BT/(м²K), латунь, *H*=7 см. Прямокутна точка – $\theta_p{}^{cq}$. Заштриховані площадки рівні між собою, N – t_1 , M – t_3

Якщо пряма $\lambda/h[\theta_0-t]$ і N-подібна крива кипіння q(t) мають три точки перетину, то можливі локально стійкі режими $\theta_{бул}(y)$ і $\theta_{пл}(y)$ з температурами на поверхні охолодження: t_1 – бульбашковий і t_3 – плівковий. Із (9)–(11) виходить, що ці режими мають лінійний розподіл за *у*:

$$\theta(y) = \theta_0 + \frac{y}{H}(t - \theta_0).$$
(14)

Для (12) температура поверхні, що нагрівається, становить:

$$\theta_{01} = t_1 + \frac{H}{\lambda} q_0, \quad \theta_{03} = t_3 + \frac{H}{\lambda} q_0,$$
(15)

а для (13) відповідно:

$$\theta_{01} = \frac{\text{Bi}\theta_{p} + t_{1}}{1 - \text{Bi}}, \quad \theta_{03} = \frac{\text{Bi}\theta_{p} + t_{3}}{1 - \text{Bi}}.$$
(16)



Рис. 7. Діаграма стабільності режимів кипіння для товстої пластини з постійною температурою нижньої поверхні: 1 і 1а – стабільне і метастабільне бульбашкове кипіння, 3 і 3а – плівкове, 2 – перехідне, прямокутна точка – θ_{cq}

Якщо на лівій частині пластини – бульбашкове кипіння, а на правій – плівкове:

$$\frac{\partial \theta}{\partial x} \xrightarrow[x \to \pm \infty]{} 0, \tag{17}$$

$$\theta \xrightarrow[x \to -\infty]{} \theta_{\text{бул}}(y), \quad \theta \xrightarrow[x \to +\infty]{} \theta_{\text{пл}}(y).$$
(18)

Функціонал Ляпунова для (9)–(13), (17) і (18):

$$J_{4}\left[\theta\right] = \frac{1}{L} \int_{0}^{L} \left\{ \left[\int_{0}^{H} \left(\frac{\partial \theta}{\partial x} \right)^{2} + \left(\frac{\partial \theta}{\partial y} \right)^{2} \right] dy + \int_{0}^{t} q(t) dt - \int_{0}^{\theta} \alpha_{p}(\theta_{p} - \theta) d\theta - \int_{0}^{\theta_{0}} q_{0} d\theta \right\} dx.$$
(19)

Якщо шукати розв'язок (9)–(13), (17) і (18) у вигляді автохвилі, що рухається зі швидкістю w_4 вздовж пластини, то після заміни $\theta(z, y)=\theta(x-w_4\tau, y)$ можна отримати вираз:

$$w_{4} = \frac{J_{4} \Big[\theta_{\delta y \pi}(y) \Big] - J_{4} \Big[\theta_{\pi \pi}(y) \Big]}{c \rho \int_{0}^{h} \left\{ \int_{-\infty}^{\infty} \left(\frac{\partial \theta}{\partial z} \right)^{2} dz \right\} dy},$$
(20)

де $\theta_{\text{бул}}(y)$ і $\theta_{\text{пл}}(y)$ визначаються з (14)–(16). Вираз (20) виходить з (9)–(13) після множення на $\partial \theta / \partial z$ і інтегрування спочатку за z від $-\infty$ до $+\infty$, далі за y від 0 до h з використанням (17)–(19).

З (20) виходить, що авто хвиля нерухома і спостерігається байдужа рівновага режимів, якщо виконується рівність *J* на <u>фазах</u>: $J_4[\theta_{\text{бул}}(y)]=J_4[\theta_{\text{пл}}(y)]$, тобто чи умова $\theta_0=\theta_{cq}$ (рис. 7), або $q_0=q_{cq}$, чи $\theta_p=\theta_p^{cq}$ (рис. 6).

Значення функціоналу (19) на будь-якому стаціонарному профілі температури характеризує стійкість цього профілю (рис. 7). Формули, за якими розраховуються лінії 1, 2 і 3 на рис. 7, отримані із (19) у вигляді параметрично заданої кривої, де параметром є температура охолоджувальної поверхні пластини:

$$\begin{cases} J(t) = \int_{0}^{t} q\left(\xi\right) d\xi + \frac{H}{2\lambda} q^{2}(t), \\ \theta_{0}(t) = t + \frac{Hq(t)}{\lambda}. \end{cases}$$
(21)

Якщо значення функціоналу (19) на <u>фазах</u> рівні між собою, то це служить критерієм для визначення границі метастабільності режимів кипіння.

Таким чином, утворені комплексами $\theta_{\text{бул}}(y)$ і $\theta_{\text{пл}}(y)$ із (14)–(16), у цьому випадку є аналогами фаз в термодинаміці, функціонал J₄ із (19) є аналогом хімічного потенціалу φ , роль параметрів стану *p* відіграють задані на нижній поверхні, що обігрівається, бо температура θ_0 чи тепловий потік q_0 , або температура рідини нагріву θ_p при цьому p_{cq} відповідає або θ_{cq} , чи θ_p^{cq} .

Зауважимо, що всі розглянуті вище випадки можна об'єднати за допомогою варіаційної похідної функції *J*. Рівняння (2), (3), (9) і (10) і т. ін. можна записати так:

$$c\rho \frac{\partial \theta}{\partial \tau} = -\frac{\delta J}{\delta \theta},\tag{22}$$

де праворуч стоїть варіаційна похідна функціоналу [4] (за властивостями подібна до звичайної похідної). Співвідношення для швидкості автохвилі w отримують наступним чином. Після заміни $\theta(z)=\theta(x-w\tau)$ із (22) виходить:

$$-c \rho w \frac{\partial \theta}{\partial z} - \frac{\delta J}{\delta \theta}.$$
 (23)

Помножимо (23) на $d\theta/dz$ і, інтегруючи за z від $-\infty$ до $+\infty$, отримаємо:

$$-c \mathfrak{p} \mathfrak{w} \int_{-\infty}^{\infty} \left(\frac{\partial \theta}{\partial z} \right)^2 dz \quad \int_{-\infty}^{\infty} \frac{\delta J}{\delta \theta} \frac{\partial \theta}{\partial z} dz \quad - \int_{\theta_1}^{\theta_3} \frac{\delta J}{\delta \theta} d\theta \quad -J \left[\theta_3 \right] + J \left[\theta_1 \right], \quad (24)$$

де через θ_1 і θ_3 позначені <u>фази</u>, J – функціонал (6) або (19).

Із (24) слідують (7), (20) та ін. для покриття, ребра, товстої пластини і т. ін.

Висновки. У залежності від способу обігріву і геометрії нагрівача (стрижень без покриття і з покриттям, тонка і товста стінки, оребрення) для розмежування областей метастабільності режимів можуть використовуватися поняття рівноважних: теплового потоку q_{cq} , сили струму I_{cq} , температури рідини, що нагріває, θ_{cqp} , граничної температури θ_{cq} . Роль термодинамічного параметра стану (тиск) p відіграють величини q_s , I, θ_p , θ_0 , а термодинамічне поняття фази відповідає синергетичній <u>фазі</u> з цілого комплексу, обумовленого режимами кипіння охолоджувача, геометрією нагрівача, способом нагрівання тощо, і такого, що створює стійкий до малих подразнень стаціонарний температурний режим. Функціонал Ляпунова J, чия варіаційна похідна дорівнює нулю на стаціонарних температурних полях системи нагрівач – кипляча рідина, є аналогом хімічного потенціалу φ , а величини q_{cq} , I_{cq} , θ_{cqp} , θ_{cq} є аналогами тиску p_{cq} за фазової рівноваги.

Розглянута область метастабільних і стабільних режимів стану рівноваги <u>фаз</u>, де швидкість автохвилі дорівнює нулю. Для визначення умов рівноваги можна використати єдину методику розрахунку, основану на функціоналах Ляпунова. Наглядно порівняти режими кипіння за рівнянням їх стійкості дозволяє діаграма стабільності. Різницю значень функціоналів на <u>фазах</u> характеризує величину і напрямок швидкості автохвилі: швидкість тим більша, чим більша ця різниця. Швидкість дорівнює нулю за умови рівності цих значень.

Література:

1. *Kovalev S.A.* An investigation of minimum heat fluxes in pool boiling of water// S.A. Kovalev Int. J. Heat Mass Transfer.-1966.-Vol. 9. – P. 1219-1226.

2. Петухов Б.С. Теплообмен в ядерных энергетических установках / Петухов Б.С., Генин Л.Г., Ковалев С.А., Солоньев С.Л.– М.: МЭИ, 2003. –548 с.

3. Кириллин В.А. Техническая термодинамика / Кириллин В.А., Сычев В.В., Шейндлин А.Е. – М.: Энергоатомиздат, 1983. – 416 с.

4. *Гельфанд И.М.* / Вариационное исчисление. И.М. Гельфанд, С.В. Фомин М.: Гос. изд. физ.-мат. лит., 1961. – 228 с.

5. Ковалев С.А. Усатиков С.В. Оценка устойчивости режимов кипения с помощью диаграмм стабильности / С.А. Ковалев, С.В. Усатиков // ТВТ, 2003. Т. 41, № 1. – С. 77-88.

ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЙ И ТЕПЛОВОЙ ПОДХОД К УСТОЙЧИВОСТИ ФАЗ ПРИ КИПЕНИИ ЖИДКОСТЕЙ

Ломейко А.П., Кулинченко В.Р.

Аннотация – рассмотрено пузырьковое кипение на проволочках, стержнях, пластинах и единичных ребрах. Обнаружена аналогия устойчивости стабильных и метастабильных состояний по химическому потенциалу в термодинамике и режимов кипения, где используется синергетическое понятие фазы, с помощью функционалов Ляпунова. Определена граница метастабильности и стабильности режимов кипения, на которой скорость автоволн равняется нулю, и получены диаграммы стабильности. Показано, что скорость автоволн нулевая, если функционал Ляпунова, где вариационная производная равняется нулю на постоянных температурных полях системы нагреватель – кипящая жидкость принимает равные значения на фазах.

THERMODYNAMICS AND THERMAL APPROACHES TO THE STABILITY OF PHASES AT BOILING OF LIQUIDS

A. Lomeyko, V. Kulinchenko

Summary

The bubble boiling is considered on wires, bars, plates and single ribs. The analogy of the stability of stable and metastable states by chemical potential in thermodynamics and boiling modes, where the sinenergetics concept of phase is utillized, by the functional of Lyapunov. The border between metastability and stability of the boiling modes is found, at which speed of auto waves equals zero, and diagrams of the stability are abtained. It is shown that the speed of auto waves zeroes, if the functional of Lyapunov, where variation derivative equals zero on permanent temperature fields of the system heater – a boiling liquid, takes equal values on phases. УДК 631.361.43: 664.788

ОБГРУНТУВАННЯ КОНСТРУКЦІЇ ДРОБАРКИ ЗЕРНА ПРЯМОГО УДАРУ

Гвоздєв О. В., к.т.н., Ялпачик О. В., асп., Гамова А. В., магістр.^{*} *Таврійський державний агротехнологічний університет* Тел. (0619) 42-13-06

Анотація — робота присвячена аналізу останніх досягнень по створенню обладнання для подрібнення зерна та визначенню конструкції дробарки зерна прямого удару.

Ключові слова – подрібнення зерна, аналіз стану, дробарка, прямий удар, обґрунтування, конструкція.

Постановка проблеми. Подрібнення значною мірою впливає на ефективність використання кормів, а також є однією з важливих і самих енергоємних операцій у технології виготовлення комбікормів. На подрібнення припадає близько 65 % загальних витрат, що складає приблизно 33% собівартості готової продукції [1,2].

Технологічні схеми подрібнення зерна сьогодні розвиваються в напрямку зниження енерговитрат, поліпшення якості, рівномірності подрібнення, розширення технологічних можливостей, повної механізації завантаження й вивантаження, а також раціональної організації процесу подрібнення [3,4,5].

Однак при цьому необхідно уникати переподрібнення, оскільки при дрібному помелі зростають втрати від розпилення борошнистих пилоподібних фракцій, а питома витрата енергії на подрібнення збільшується в 2-3 рази в порівнянні із середнім і грубим помелом. При цьому дрібна частина корму погано засвоюється тваринами.

Тому подрібнювачі зернових матеріалів повинні забезпечити відповідний модуль помолу (в залежності від виду тварин) з мінімальнимим вмістом пиловидної фракції.

Аналіз останніх досліджень. Виходячи з основних напрямків розвитку технологічних схем подрібнення зерна та вимог, які пред'являються до дробарок, розглянемо основні шляхи вдосконалювання конструкції дробарки зерна прямого удару.

[©] Гвоздєв О. В., Ялпачик О. В., Гамова А. В.

^{*}Науковий керівник - к.т.н., доц. Гвоздєв О. В.

Підвищіти ефективність подрібнення зерна можливо за рахунок багатоступеневого подрібнення та видалення подрібнених часток із дробильної камери при переході від однієї ступені подрібнення до другої, що означає відсутність переподрібнення матеріалу та зменшення маси циркулюючого навантаження [4].

Нами розроблені спосіб і пристрій для подрібнення зерна прямим ударом робочих органів у вигляді металевих пальців [6,7,8,9].

Така дробарка прямого удару досить компактна, не вимагає використання потужного приводного устаткування і може ефективно використовуватися на малих тваринницьких фермах [9].

Удосконалення процесу подрібнення зерна повинне полягати в підвищені ефективності передачі частці енергії при активному ударі робочого органу по матеріалу. Конструкції камери подрібнення, а також робочих органів повинні виключати такі недоліки, як переподрібнення матеріалу й зменшення маси циркулюючого навантаження.

Виходячи з аналізу вищевикладеного, припустимо наступне. Якщо завантажувати камеру зверху рівномірно розподіленим потоком зерна, то весь потік подрібненого матеріалу буде рухатися униз, паралельно осі обертання ротора, і дрібні частки, маючи меншу швидкість обертання будуть легше виділятися з потоку, знижуючи тим самим переподрібнення й підвищуючи якість одержуваного продукту.

Формулювання цілей статті (постановка завдання). Метою даної роботи є проведення аналізу останніх досягнень по створенню обладнання для подрібнення зерна та визначення параметрів конструкції камери подрібнення дробарки зерна прямого удару.

Основна частина. На підставі вищенаведеного та за результатами власних досліджень нами розроблено конструкцію камери подрібнення дробарки зерна прямого удару.

Дробарка працює таким чином (рис. 1). Попередньо очищене зерно без сортування на фракції за розміром надходить через бункер – дозатор 15 до живильного бункеру 5, де, проходячи по внутрішньому конусу 7, який виконано у вигляді набору сепаруючих конусів, що мають розподіляючу поверхню з брахистохронною властивістю, між якими розташовано щілинні отвори 9, розподіляється на фракції (наприклад, на три фракції, як показано на кресленні стрілками I, II, III), за рахунок чого підвищується продуктивність пристрою. Кожна фракція зерна окремо рівномірно розподіляється розподільником фракцій 10. Дрібна фракція поступає на поверхню розподільчого конусу 11, середня – на конус 12, велика – на конус 13. Кількість щілинних отворів 9 відповідає кількості суцільних конусів розподільника фракцій 10 та кількості рядів робочих елементів 4, причому у кожному ряду, крім першого, кінцівки робочих елементів 4 розташовані під кутом α .



Рис. 1. – Схема розробленої конструкції камери подрібнення дробарки зерна прямого удару:

1 – корпус; 2 – диск; 3 – вал; 4 - робочі елементи у вигляді тонких стрижнів; 5 - живильний бункер; 6 - конус зовнішній; 7 - конус внутрішній; 8 - циліндрична перегородка; 9 - щілинні отвори; 10 - розподільник фракцій; 11, 12, 13 - набір суцільних конусів; 14 - канали клиноподібної форми; 15 - бункер – дозатор; 16 - вихідний патрубок.

Кут α вигину кінцівок робочих елементів визначається по формулі:

$$\alpha = \operatorname{arctg} \frac{h}{a},\tag{1}$$

де h – відстань між рядами робочих елементів 4;

а – відстань між основами суцільних конусів розподільника фракцій 10.

Довжина робочих елементів 4 першого ряду дорівнює радіусу основи другого від валу суцільного конусу розподільника фракцій 10, а відстані до точок вигину кінцівок робочих елементів наступних рядів дорівнюють відповідним радіусам основ суцільних конусів.

Таке подавання забезпечує рівномірне надходження зерна кожної фракції окремо на свою частку диску 2, де й реалізується однократний прямий удар в площині перпендикулярній площині падіння зерна робочими елементами (стрижнями) 4. Для регулювання об`ємної кількості кожної фракції зерна, в залежності від початкового фракційного складу, суцільні розподільчі конуси 11, 12, 13 виконані з можливістю вертикального регулювання по висоті кожного конусу окремо. Наприклад, зерно має велику кількість дрібної фракції, тоді опускають конуси 12 і 13, що збільшує зону прийому дрібної фракції.

Подрібнена суміш часток зерна попадає на диск 2 і рухається уздовж каналів 14 клиноподібної форми, здобуваючи при цьому необхідну швидкість під дією відцентрових сил. При русі часток суміші уздовж каналів 14 клиноподібної форми, вони сепаруються відповідно своєму розміру, як показано на кресленні стрілками IV.

Частки, розмір яких перевищує максимальний розмір сепаруючих каналів 14 диска й частки, які не виділилися через канали диска, під дією відцентрових сил з великою швидкістю відкидаються на циліндричну перегородку 8, яка виконана у вигляді жалюзійного сепаратора. Тут також вони сепаруються відповідно своєму розміру й виводяться із зони дроблення, як показано на кресленні стрілками V.

Частки, розмір яких перевищує максимальний розмір сепаруючих каналів циліндричної перегородки 8, відбиваються від нею (як показано на кресленні стрілками VI) и попадають у зону дії робочих елементів (стрижнів) 4, дробляться ними, сепаруються відповідно своєму розміру й виводяться з зони дроблення, як показано на кресленні стрілками IV, або V.

Далі продукти лущення та подрібнення попадають до вихідного патрубку 16 та направляються на подальшу переробку.

Таке сполучення суттєвих ознак, як виконання внутрішнього конусу у вигляді набору сепаруючих конусів, що мають розподіляючу поверхню з брахистохронною властивістю, дозволяє забезпечити підвищення продуктивності подрібнення, бо поверхні з цією властивістю є поверхнями найшвидшого скату, а узгодженість кількості щілинних отворів, кількості суцільних конусів розподільника фракцій, кількості рядів робочих елементів та погодженість їх конструктивного виконання з виконанням основ суцільних конусів ведуть до підвищення вірогідності руйнування часток зерна одним ударом і видалення дрібних часток із дробильної камери в міру їхнього утворення, збільшенні вірогідності та енергії зіткнення зернівок різних розмірів зі стрижня-

(3)

ми, що підвищує рівномірність фракційного складу подрібнених часток, рівномірність лущення та подрібнення, збільшує продуктивність та знижує енергоємність процесу.

Нами отримано рівняння швидкості зернівки *v* на виході з конусу розподільника фракцій, яке має наступний вид:

$$v = \sqrt{\frac{2gR(1 - 2f^2)}{1 + 4f^2} + v_0^2 e^{-\pi f}},$$
(2)

де *R* – радіус основи розподільного конуса;

f – коефіцієнт тертя зернівки о розгінну поверхню розподільного конуса;

*v*₀ – початкова швидкість зернівки;

g – прискорення вільного падіння.

При
$$v_0 = \sqrt{2gSf}$$
 формула (2) приймає вид

$$v = \sqrt{\frac{2gR(1-2f^2)}{1+4f^2} + 2gfSe^{-\pi f}}$$

де *S* – довжина розгінної поверхні розподільного конуса.

Умова дотримання рівності радіусів кривизни таутохронних кривих в основі конусів їхнім радіусам основ забезпечує схід зерна зі швидкістю v_3 назустріч швидкості робочих органів (стрижнів) v_p дробарки й кутом φ між віссю Y і дотичній до траєкторії руху рівному 90°.

Зерно, що подається таким чином в подрібнювальну камеру при сході його з конусу розподільника фракцій до зустрічі із стержнями 1-го ряду ротора, отримую в результаті вільного падіння швидкість

$$v = gt_0 \tag{4}$$

де t₀ - час падіння зерна до зустрічі із стержнями,

$$t_0 = \sqrt{\frac{2H}{g}}, \qquad (5)$$

де *H* - відстань від основи конуса до поверхні обертання першого ряду стержнів ротора.

Далі відбувається удар стержня першого ряду ротора по зерну. Час ударної дії залежить від швидкості обертання ротора і кількості стержнів в одному ряду:

$$t_{cm} = \frac{60}{m \cdot n}, \tag{6}$$

де *т* - кількість стержнів у ряді ротора;

n - число обертів ротора в хвилину.

Тоді тривалість польоту зерна до виходу із зони дії першого ряду стержнів буде:

$$t_1 = t_0 + t_{cm} = \sqrt{\frac{2H}{g}} + \frac{60}{mn}$$
(7)

Процес руху зерна в дробарці з вертикальною віссю обертання ротора можна представити спрощено у вигляді циклограм залежності тривалості (часу) дроблення зерна, що зійшло з кожного конусу розподільника фракцій, і взаємодії його з кожним рядом стержнів ротора по шляху *L* його польоту.

На рисунку 2 представлена циклограма залежності тривалості (часу) дроблення зерна, що зійшло з першого від валу ротора конуса розподільника фракцій, і взаємодії його з кожним рядом стержнів ротора по шляху *L* його польоту.



Рис. 2. Циклограма залежності тривалості (часу) дроблення зерна, що зійшло з першого від валу ротора конуса розподільника фракцій, і взаємодії його з кожним рядом стержнів ротора

На рисунках 3 і 4 відповідно: циклограма залежності тривалості (часу) дроблення зерна, що зійшло з другого і третього конуса розпо-

дільника фракцій, і взаємодії його з кожним рядом стержнів ротора по шляху *L* його польоту.



Рис. 3. Циклограма залежності тривалості (часу) дроблення зерна, що зійшло з другого від валу ротора конуса розподільника фракцій, і взаємодії його з другим і третім рядами стержнів ротора



Рис. 4. Циклограма залежності тривалості (часу) дроблення зерна, що зійшло з третього від валу ротора конуса розподільника фракцій, і взаємодії його з третім рядом стержнів ротора

По цих циклограмах (рис. 2,3,4) видно, що, зерно, що поступає з бункера, при падінні за час t досягає стержнів першого ряду ротора, що мають товщину b. Продукти його подрібнення після першого удару молотків за час t_1 поступають в зону дії другого ряду молотків, а далі за час t_2 - третього ряду молотків ротора. Тривалість течії зерна

до виходу з кожного ряду молотків ротора позначена індексами t_1 t_2 , t_3 .

Згідно з рисунком 2 маємо

$$t_1 = t_0 + t_{cm} \tag{8}$$

$$t_2 = t_0 + t_{12} + 2t_{cm} \tag{9}$$

$$t_3 = t_0 + t_{12} + t_{23} + 3t_{cm} \tag{10}$$

За умови рівності відстані h між рядами стержнів і $t_{12} = t_{23} + t_{ij}$, формула (10) набере вигляду

$$t_3 = t_0 + 2t_{ij} + 3t_{cm} \tag{11}$$

Зважаючи, що $t_0 = f(H)$, $t_{ij} = f(h)_{\rm H} t_{cm} = f(b)$, отримуємо:

- тривалість (час) дроблення зерна, що зійшло з першого від валу ротора конуса розподільника фракцій

$$t_1 = \sqrt{\frac{2(H+2h+3b)}{g}};$$
 (12)

- тривалість (час) дроблення зерна, що зійшло з другого від валу ротора конуса розподільника фракцій

$$t_2 = \sqrt{\frac{2(H+h\cdot\sin\alpha + 2b)}{g}}; \qquad (13)$$

- тривалість (час) дроблення зерна, що зійшло з третього від валу ротора конуса розподільника фракцій

$$t_3 = \sqrt{\frac{2(H+b)}{g}} \,. \tag{14}$$

Товщину стержнів можна визначити по формулі

$$b_{\min} = \frac{60 \cdot \sqrt{2gH}}{m \cdot n} \,. \tag{15}$$

При H = 0,1 м, h = 0,04м і b = 0,005м, згідно до формул (12), (13) і (14) отримуємо тривалість час) дроблення зерна, що зійшло відпові-

дно з першого, другого і третього конуса розподільника фракцій: $t_1 = 0,199$ с, $t_2 = 0,163$ с і $t_3 = 0,146$ с.

Видно, що використання розробленої конструкції ротора із стержнями різної довжини і зі встановленням їх під кутом α дозволяє знизити енергоємність дроблення на 18...26% за рахунок виключення повторної дії стержнів на зерно і тим самим підвищити якість дроблення за рахунок виключення переподрібнення зерна.

Висновки. Виконання внутрішнього конусу у вигляді набору сепаруючих конусів, що мають розподіляючу поверхню з брахистохронною властивістю дозволяє забезпечити підвищення продуктивності подрібнення, бо поверхні з такою властивістю є поверхнями найшвидшого скату, а узгодженість кількості щілинних отворів, кількості суцільних конусів розподільника фракцій, кількості рядів робочих елементів та погодженості їх конструктивного виконання з виконанням основ суцільних конусів веде до підвищення вірогідності руйнування часток зерна одним ударом і видалення дрібних часток із дробильної камери в міру їхнього утворення, збільшення вірогідності та енергії зіткнення зернівок різних розмірів зі стрижнями, що підвищує рівномірність фракційного складу подрібнених часток, рівномірність лущення та подрібнення, збільшує продуктивність та знижує енергоємність процесу.

Використання розробленої конструкції ротора із стержнями різної довжини і зі встановленням їх під кутом α дозволяє знизити енергоємність дроблення на 18...26% за рахунок виключення повторної дії стержнів на зерно і тим самим підвищити якість дроблення за рахунок виключення переподрібнення зерна.

Література:

1. *Ревенко И.И*. Эффективность одно- и двухстадийного измельчения кормов. И.И. Ревенко // Техника в сельском хозяйстве.– 1988.– №5. - С. 28-30.

2. Олексієнко В.О. Підвищення ефективності роботи молоткових кормодробарок: Дис. ... канд. техн. наук : 05.05.11 / Олексієнко В.О. – Мелитополь, 2006. – 173 с.

3. *Акименко А.В.* Совершенствование процесса измельчения фуражного зерна / А.В. Акименко, А.А. Сундеев, В.В. Воронин // Хранение и переработка зерна.-2011.-№2.-С. 45 – 47.

4. Денисов В.А. Повышение эффективности процесса измельчения зерновых компонентов комбикормов: Автореф. дис. ...д-ра. техн. наук / В.А. Денисов. – М., – 1992. - 32 с.

5. Повышение эффективности процесса и технических средств механизации измельчения кормов: Дис...д-ра техн. наук. В.Р. Алеш-кин - Киров, 1995.- 412 с.

6. Патент на винахід № 50426. Україна, А23N5/00. Пристрій для лущення та подрібнення зерна./ Т.О. Шпиганович, О.В. Ялпачик, О.В. Гвоздєв, Ф.Ю. Ялпачик.-Бюл.№11 від 10.06.2010.

7. Патент на винахід № 93312. Україна, А23N5/00, В02С 13/00/ Пристрій для лущення та подрібнення зерна./ *Т.О. Шпиганович, Ф.Ю. Ялпачик, О.В. Гвоздєв, О.В. Ялпачик.*-Бюл.№2 від 25.01.2011.

8. Патент на винахід № 95435. Україна, А23N5/00, В02С 13/00/ Пристрій для лущення та подрібнення зерна./ *Т.О. Шпиганович, О.В. Ялпачик.*-Бюл.№14 від 25.07.2011.

9. Шпиганович Т.О. Дробарка прямого удару з системою сепарування зерна та продуктів подрібнення / Т.О. Шпиганович, О.В. Ялпачик // Техніка і технологія АПК. - №12. – С. 7-10.

ОБОСНОВАНИЕ КОНСТРУКЦИИ ДРОБИЛКИ ЗЕРНА ПРЯМОГО УДАРА

Гвоздев О.В., Ялпачик О.В., Гамова А.В.

Аннотация – работа посвящена анализу последних достижений по созданию оборудования для измельчения зерна и обоснованию конструкции дробилки зерна прямого удара.

SUBSTANTIATION OF DESIGN OF THE GRAIN CRUSHER OF DIRECT BLOW

O. Gvozdev, O. Yalpachik, A. Garmowa

Summary

A paper analyses the last achievements on the development of equipment for the grain disintegration and substantiates of the crusher of grain of direct blow. УДК 631. 333.92 : 631. 22. 018

АНАЛІЗ КОНСТРУКЦІЙ БІОГАЗОВИХ УСТАНОВОК З ВІБРАЦІЙНОЮ ІНТЕНСИФІКАЦІЄЮ ПРОЦЕСУ АНАЕРОБНОГО БРОДІННЯ

Скляр О. Г., к.т.н., Скляр Р. В., к.т.н. *Таврійський державний агротехнологічний університет* Тел. (0619) 42-05-70

Анотація – в роботі наведений аналіз конструкцій біогазових установок з вібраційною інтенсифікацією процесу анаеробного бродіння.

Ключові слова – біогаз, метаногенеруючі бактерії, зброджувана маса, інтенсифікація, вібрація, реактор.

Постановка проблеми. Значна кількість сучасних екологічних проблем виникає через локальне нагромадження органічних відходів, кількість яких дуже велика для природного потенціалу біологічного розпаду. Такі відходи мають підлягати утилізації.

Одним із шляхів утилізації сільськогосподарських відходів є біогазова технологія, яка дає змогу разом із розв'язанням екологічної проблеми отримувати високоефективні органічні добрива та енергію у вигляді біогазу. Біогазова установка (БГУ) дає змогу переробляти різні види органічної сировини в добрива і енергію. Рідкий гній із гноєсховищ, рідка консервована біомаса кормових культур зі сховища та інша попередньо зволожена і подрібнена біомаса надходять до ваго дозувального пристрою, де змішуються і подаються до підігрівача субстрату.

Аналіз останніх досліджень. Лабораторні дослідження процесу метаногенерації проведені з метою визначення параметрів живильного і температурного режимів середовища зростання, розвитку і ефективного функціонування метаногенеруючих бактерій, що створюється шляхом композиції в різному співвідношенні рослинної сировини, гною великої рогатої худоби і води, показали, що кращою композицією є перша при співвідношенні зеленої маси трави, гною і води - 300, 800 і 500, що забезпечило якнайкраще співвідношення вуглецю і азоту (16,74) і енергетичну цінність в 0,83 МДж[1].

Формулювання цілей статті (постановка завдання). Підвищення ефективності використання органічних ресурсів тваринницьких

[©] Скляр О. Г., Скляр Р. В.

об'єктів на основі анаеробної переробки органічної сировини шляхом інтенсифікації процесу метанового зброджування субстрату за рахунок оптимізації його структури.

Основна частина. Активне перемішування та інтенсифікацію анаеробного бродіння біомаси теплообміну можна досягти, використовуючи вібраційні процеси прискорення теплообміну. Вченими пропонуються конструкції біореакторів, які отримані внесенням додаткових секцій та віброактиватора у стандартні конструкції (рис. 1) [2]. Ці конструктивні рішення дозволяють позбавитись таких недоліків в існуючих біореакторах: застійних зон, значних площ теплообміну, недостатнього використання потенціалу сировини. Крім того, це дозволяє підвищити продуктивність біореактора за рахунок більш глибокого бродіння та активації з перемішуванням сировини.



Рис. 1. Біореактор з віброактивацією анаеробного бродіння

Біореактор містить резервуар 1 (див. рис. 1), який зверху закривається теплицею на каркасі 8, ковпак 3, який рухається по напрямних ковпака 2, і в якому розміщені труба споживача 4, манометр 5 та гідрогерметизатор 6. Всередині реактора розміщений підігрівач біомаси 7 та біомаса 9, яку приводить у рух пластина-активатор 10. Пластинаактиватор кінематично зв'язана з штоком 11 підпружиненого гідроциліндра 12, робоча камера якого гідравлічно сполучена із напірною магістраллю 13 гідронасоса 16, до якої приєднаний імпульсний клапанпульсатор 15.

Біореактор працює таким чином. При завантаженні біомаси в резервуар останній закривають ковпаком, що рухається по напрямних ковпака 2 та герметизують гідрогерметизатором 6. В ковпаці 3 розташований манометр 5 для спостереження за тиском газу та труба споживача 4 для відведення газу. Гідронасос 16 з імпульсним клапаномпульсатором 15 змушують здійснювати коливальні рухи шток підпружиненого гідроциліндра 12, що в свою чергу приводить у рух пластину-активатор 10. Імпульсні коливання суміші дозволяють активніше перемішуватись субстрату. Також за рахунок омивання поверхні підігрівача 7 біомаси інтенсифікується тепловіддача від стінки нагрівального елемента до середовища. Причому прогрів в біореакторі буде рівномірним завдяки активному перемішуванню біомаси. Також пульсація рідини дозволить біогазу легше прориватися крізь суміш та відбиратися через трубу споживача 4.

Дана конструкція сприяє процесам термостабілізації та інтенсифікації анаеробного бродіння, а також збільшенню виходу кінцевого продукту – біогазу з мінімальними енерговитратами на одиницю маси субстрату.

Для досягнення безперевності анаеробного бродіння, термостабілізації і інтенсифікації теплообміну пропонується конструкція секційного біореактора з віброактиватором [3,4]. Біореактор (рис. 2) працює таким чином. Завантажують біомасу в резервуар 1 через шахти 12, регулюючи подачу заслінками 8. Біомаса опиняється в першій секції резервуара, де вона нагрівається підігрівачем 3 і проходить першу стадію анаеробного бродіння. Після завершення першої стадії за рахунок зміни гідравлічного опору колосникових решіток 4 за допомогою регулятора 13 біомаса опиняється в другій секції, де проходить другу стадію бродіння. В першу секцію завантажується нова порція біомаси. Отриманий біогаз відводиться за рахунок труб споживача 6. Завершальну стадію бродіння біомаса проходить в третій секції резервуара. Після завершення бродіння біомаса потрапляє в ємність збору біодобрив 5, завантаження якої регулюється заслінкою 7. Процеси бродіння візуально оцінюють за допомогою оглядових вікон 11. При необхідності відкрити резервуар 1 ковпак 2 рухається по напрямних 10 і знімається. Регуляція гідравлічного опору провальних колосникових решіток відбувається за рахунок регулятора 13.

Гідронасос 16 з імпульсним клапаном-пульсатором 15 вимушують здійснювати коливальні рухи шток 17 підпружиненого гідроциліндра 18. Це, в свою чергу, приводить у рух пластину–активатор 14. Імпульсні коливання суміші дозволяють активніше перемішуватись субстрату, а також за рахунок омивання субстратом поверхні підігрівача 7 біомаси інтенсифікувати тепловіддачу від стінки нагрівального елемента до середовища. Основну стадію бродіння субстрат проходить в першій секції при температурі +33 °C, активно перемішуючись вібропластиною.

Реактор (рис. 2) працює таким чином: при завантаженні біомаси в резервуар 1 через шахти завантаження біомаси 12 подачу регулюють заслінками 8. Біомаса опиняється в першій секції 13 резервуара 1, де вона нагрівається підігрівачем, що вмонтований в колосникові решітки 4, і проходить першу стадію бродіння.



Рис. 2. Секційний біогазовий реактор з віброінтенсифікацією бродіння

Тепловіддача від стінки нагрівального елемента до суспензії з концентрацією сухої речовини C=3,5% і C=8% відповідає умовам роботи біогазового реактора. Використання коливань середовища дозволить попередити налипання часточок суспензії на нагрівальний елемент, уникнути застійних зон і активізувати теплообмін. Для експериментального визначення активуючого впливу вібраційних коливань на інтенсифікацію теплообмінних процесів між нагрівальним елементом БГУ і субстратом було проведено серію дослідів. [6]

Як середовище, в дослідах використовувалася суспензія з концентрацією сухої речовини С=8%.

Діапазон зміни основних параметрів дослідження:

- питомий тепловий потік q = 0,5...16 кВт/м²;
- температура рідини вдалині від стінки $t_p = 20...43$ ⁰C;
- температурний напір ∆t =1...18°С;
- амплітуда коливань пластини-активатора коливань A = 0...100 мм;
 - частота коливань пластини-активатора $f = 0...5 \Gamma \mu;$

концентрація сухої речовини С=8%.

Використовуючи отримані залежності і середні значення параметрів питомого теплового потоку (q), швидкості газорідинної фази (w_Г), температури рідини (t_p), побудовано залежність впливу відстані від краю ділянки газорідинного омивання на співвідношення $Mu = f(Re_{\Delta u})$; що наведена на рис. 3 [6].



Рис. 3. Експериментальна залежність $N_u = f(Re_{\Delta u})$ при значенні q=15000 Вт/м², апроксимована кубічним сплайном

Критерій Нуссельта і вібраційний критерій Рейнольдса визначалися за формулами [6]:

$$Nu = \frac{\alpha \cdot l}{\lambda} \quad , \tag{1}$$

де *Re*_{Δu} - коливальний критерій Рейнольдса,

$$Re_{\Delta u} = \mathbf{2} \cdot \pi \cdot f \cdot d \cdot A /_{\mathcal{V}}$$
(2)

де f – частота коливань, Гц;

d – діаметр нагрівального елемента, м;

А – амплітуда коливань, м;

v – кінематична в'язкість субстрату, м²/с.

Згідно з розрахунками, при вібрації середовища біореактора коефіцієнт тепловіддачі від нагрівника до середовища зростає у 2...4 рази.

Другу і третю стадію анаеробного бродіння субстрат буде проходити в наступних секціях реактора, що дозволяє першу заповнити новою порцією сировини. Управління процесом отримання біогазу можливо автоматизувати за рахунок використання триходового крана на обв'язці теплообмінника та заслінки на колосникових решітках з сервоприводами.

Використання додаткових секцій реактора дозволяють досягти більш глибокого ступеня очищення сировини та збільшити питому вагу отримання біогазу на одиницю маси субстрату.

Розрахунок енергетичного балансу свідчить, що збільшення виходу газу з одиниці маси субстрату за рахунок бродіння у додаткових секціях резервуара визначається таким чином [6]:

$$\upsilon = \frac{V_0}{V},\tag{3}$$

де V_0 – вихід біогазу при стандартному циклі бродіння;

V-вихід біогазу в реакторі запропонованої конструкції,

и – коефіцієнт виходу біогазу.

При циклі бродіння в першій секції 10 діб, в другій і в третій відповідно по 5 діб, загальний час бродіння субстрату складе 20 діб. Це збільшує вихід біогазу порівняно з односекційним реактором в u = 1, 8...2, 2 рази залежно від виду субстрату. Тобто з кожного кілограма органічної речовини за рахунок секційності буде виділятися додатково 0,35...0,4 м³ біогазу через збільшення часу бродіння у додаткових секціях бродіння. У зв'язку з тим, що з 10 по 20 добу в першій секції буде бродити нова порція субстрату, то загальна витрата біогазу з реактора складе ще додаткові 0,4...0,45 м³ з кожного кілограма органічної речовини нової порції.

Затрати енергії на вібраційне перемішування середовища субстрату для реактора об'ємом до 500 м³складають 40...60 Вт/м³.

Модифікацією секційного біореактора з вібраційною інтенсифікацією бродіння є реактор, який показано на рис. 4.

За рахунок зміни гідравлічного опору колосникових решіток 4 за допомогою регулятора 14, біомаса опиняється в другій секції 13, де проходить другу стадію бродіння. В першу секцію завантажується нова порція біомаси. Отриманий біогаз відводиться за рахунок труб споживача 6. Третю стадію бродіння біомаса проходить в третій секції 13 резервуара 1, де після завершення бродіння біомаса потрапляє в ємність збирання біодобрив 5, завантаження якої регулюється заслінкою 7. Процеси бродіння візуально оцінюють за допомогою оглядових вікон 11. При необхідності відкрити резервуар 1 ковпак 2 рухається по напрямних 10 і знімається. Регуляція гідравлічного опору провальних колосникових решіток відбувається за рахунок регулятора 14.



Рис. 4. Біогазовий реактор з віброінтенсифікацією бродіння, що секційно регулюється

Вібратор примушує здійснювати коливальні рухи колосникові решітки 4. Імпульсні коливання суміші дозволяють активніше перемішуватись субстрату, а також за рахунок омивання поверхні підігрівача 7 біомаси інтенсифікувати тепловіддачу від стінки нагрівального елемента до середовища, причому прогрів буде рівномірним за рахунок активного перемішування. Пульсація рідини дозволить біогазу легше прориватися крізь суміш та відбиратися через трубу споживача 6. В кожній секції реактора 1 колосникові решітки виконують коливання з індивідуально заданими частотами і амплітудами, що дозволяє досягти індивідуальних параметрів бродіння.

Висновки. Використання додаткових секцій реактора дозволяють досягти більш глибокого ступеня очищення сировини та збільшити питому вагу отримання біогазу на одиницю маси субстрату. З кожного кілограма органічної речовини за рахунок секційності буде виділятися додатково $0,35...0,4 \text{ м}^3$ біогазу через збільшення часу бродіння у додаткових секціях бродіння. У зв'язку з тим, що з 10 по 20 добу в першій секції буде бродити нова порція субстрату, то загальна витрата біогазу з реактора складе ще додаткові $0,4...0,45 \text{ м}^3$ кожного кілограма органічної речовини нової порції. Затрати енергії на вібраційне перемішування середовища субстрату для реактора об'ємом до 500 м³складають $40...60 \text{ Вт/м}^3$.

Література:

1. Шацький В.В. Вплив структури субстрату на вихід біогазу при метановому зброджуванні/ В.В. Шацький, О.Г. Скляр, Р.В. Скляр, О.О. Солодка // Праці Таврійського державного агротехнологічного університету. – Мелітополь: ТДАТУ, 2013. – Вип. 13, том 3. – С. 3 – 12.

2. Деклараційний пат. № 70885 А Україна. Біогазовий реактор / Ратушняк Г. С., Джеджула В. В.; Державний департамент інтелектуальної власності. – № 20031213279; Заяв. від 31.12.2003; Опубл. 15.10.2004; Бюл. № 10.

3. Деклараційний пат. № 7938 Україна. Біогазовий реактор / *Ратушняк Г. С., Джеджула В. В.;* Державний департамент інтелектуальної власності. – № 20041210473; Заяв. від 20.12.2004; Опубл. 15.07.2005; Бюл. № 7.

4. Процесс получения биогаза : [Электрон. ресурс]. – Режим доступа: *aleks-myblog11.blogspot.com/2012/02/blog-post.html*.

5. Процесс анаэробной переработки: [Электрон. ресурс]. – Режим доступа: *www.fluid-biogas.com/?page_id=125*.

6. Ратушняк Г.С. Інтенсифікація біоконверсії коливальним перемішуванням субстрату. Монографія / Г. С. Ратушняк, В. В. Джеджула. – Вінниця : Універсум-Вінниця, 2008. – 117 с. – ISBN 978-966-641-272-3.

АНАЛИЗ КОНСТРУКЦИЙ БИОГАЗОВЫХ УСТАНОВОК С ВИБРАЦИОННОЙ ИНТЕНСИФИКАЦИЕЙ ПРОЦЕССА АНАЭРОБНОГО БРОЖЕНИЯ

Скляр А.Г., Скляр Р.В.

Аннотация – в работе дан анализ конструкций биогазовых установок с вибрационной интенсификацией процесса анаэробно-го брожения.

ANALYSIS OF DESIGNS OF BIOGAS PLANTS HAVING VIBRATIONAL INTENSIFICATION OF THE PROCESS OF ANAEROBIC FERMENTATION

A. Skliar, R. Skliar

Summary

Analysis of designs of biogas plants having vibration al in a paper intensification of the process of anaerobic fermentation is considered.

УДК 631.3

АНАЛІЗ ШЛЯХІВ ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ВИКОРИСТАННЯ МАШИННО-ТРАКТОРНОГО ПАРКУ

Болтянська Н. І., к.т.н., Болтянський О. В., к.т.н. *Таврійський державний агротехнологічний університет* Тел. (0619) 42-04-42

Анотація – у статті розглядаються можливі шляхи підвищення ефективного використання машинно-тракторних парків аграрних підприємств.

Ключові слова – машинно-тракторний парк, ефективність використання, машинно-тракторний агрегат, показники використання.

Постановка проблеми. Однією з актуальних проблем вітчизняного аграрного сектора є технічне забезпечення сільськогосподарських виробників. Темпи вибуття сільськогосподарської техніки зі складу машинно-тракторних парків (МТП) випереджають їх оновлення і, як наслідок, загальна кількість технічних засобів з кожним роком зменшується. Забезпечення сільськогосподарських підприємств технічними засобами далеке від рівня, який дав би їм змогу ефективно функціонувати в конкурентному середовищі [1].

Отже, в умовах нестачі фінансових ресурсів, враховуючи високий рівень морального й фізичного зносу машинно-тракторних парків сільськогосподарських підприємств, гостро постає проблема якнайбільш раціонального та ефективного їх використання.

Питома вага тракторів і сільськогосподарських машин у вартості всіх основних засобів виробничого призначення складає в сільськогосподарських підприємствах приблизно 30%. Тому високопродуктивне і ефективне використання МТП має велике народногосподарське значення [2,3].

Аналіз останніх досліджень. Сучасний стан МТП сільськогосподарських підприємств України супроводжується постійним скороченням кількісного та якісного складу.

Упродовж 1991 - 2012 років було втрачено близько 70% енергетичного потенціалу сільського господарства. У сільськогосподарських підприємствах з 2000 до 2011 рр. кількість тракторів зменшилася на 65 %, зернозбиральних комбайнів – на 66 %, кукурудзозбиральних

[©] Болтянська Н. І., Болтянський О. В.

комбайнів – на 75 %. Щорічно збільшується кількість техніки, яка підлягає ремонту. Незадовільний технічний стан МТП негативно впливає на продуктивність і надійність техніки, а відтак на ефективність і прибутковість сільськогосподарських підприємств [4].

Із кожним роком зменшується кількість придбаної аграріями техніки, виробленої в Україні та країнах СНД. Натомість поступово збільшується кількість придбаної нової техніки, виробленої в країнах далекого зарубіжжя. Певним попитом користується техніка зарубіжного виробництва, що була у використанні, однак кількість її придбання зменшується. Однією з основних проблем сучасних сільськогосподарських товаровиробників є фінансування придбання сільськогосподарської техніки. У 2012 р. 95% технічних засобів було придбано за рахунок власних коштів господарств, що свідчить про низький рівень розвитку аграрного ринку технічних засобів [4].

Сучасний стан машинно-тракторного парку характеризується критичним станом, однак його відтворення в найближчі 10 років можливе лише за умови щорічного придбання сільськогосподарської техніки на суму близько 22 млрд. грн. [5].

Формулювання цілей статті (постановка завдання). Визначення показників ефективності використання МТП господарств.

Основна частина. Одним з найважливіших показників ефективності роботи МТП є собівартість умовного еталонного гектара, що враховує всі сторони роботи машинно-тракторних агрегатів (МТА). У цьому показнику співвідносяться експлуатаційні витрати і безпосередній ефект (обсяг виконаних робіт).

Експлуатаційні витрати на роботу МТП визначаються по формулі (1):

$$U_{ym.em.ra} = \frac{\left(\sum_{i=1}^{n_{mp.}} S_{mp.i} + \sum_{i=1}^{n_{M}} S_{m.k} + K_{3} \sum_{i=1}^{n_{mp.}} K_{n.k} \cdot n_{mp.3m.} \cdot \gamma_{cp.i}\right)}{\sum_{i=1}^{n_{mp.}} U} + Q_{n} \cdot \mathcal{U}_{nmm}, \quad (1)$$

- де $S_{mp.i}$, $S_{M.k}$ відрахування на утримання, відповідно, тракторів
 - i марки i сiльськогосподарських машин k марки, грн.,
 - $K_{\scriptscriptstyle 3}$ коефіцієнт, що враховує нарахування на заробітну плату,
 - *n*_{*mp.,}<i>n*_{*M*} кількість тракторів та сільськогосподарських машин, відповідно, од.,</sub>
 - *К_{и.к}* коефіцієнт, що враховує надбавку до заробітної плати за класність,

n_{тр.зм.} - загальна кількість запланованих на рік тракторозмін

для тракторів і-марки, тр.змін.,

 $\gamma_{\scriptscriptstyle cp.i}$ - змінна тарифна ставка механізатора, грн.,

U – загальний обсяг тракторних робіт, ум.ет.га,

 Q_n - питома витрата палива по парку тракторів, кг/ум.ет.га,

*Ц*_{пмм} - комплексна ціна паливо-мастильних матеріалів, грн./кг.

Досить повну і об'єктивну оцінку використання тракторного парку можна дати за допомогою техніко-економічних показників, що характеризують ступінь екстенсивного і інтенсивного завантаження МТП [6].

Показники екстенсивного завантаження характеризують ступінь використання робочого часу машин. Вони можуть бути абсолютними:

- відпрацьовано днів, змін і годин одним трактором за аналізований період часу;

- середня тривалість зміни,

і відносними:

- коефіцієнт використання тракторів (відношення кількості відпрацьованих днів тракторами до кількості машино-днів перебування в господарстві);

- коефіцієнт змінності (відношення кількості відпрацьованих змін до кількості відпрацьованих днів тракторним парком);

- коефіцієнт корисного використання робочого часу за день, зміну (відношення корисного часу роботи до часу перебування в наряді).

Показники інтенсивного завантаження МТП - середньорічний, середньоденний, середньозмінний і середньогодинний наробіток трактора. Вони підраховуються розподілом обсягу виконаних робіт в ум. ет. га на середньорічну кількість тракторів, кількість відпрацьованих за рік днів, змін і годин відповідно.

Показники інтенсивності характеризують напруженість використання тракторного парку протягом року і є вихідними у формуванні показників його продуктивності, а тому розглядаються як істотні фактори зниження витрат на одиницю тракторних робіт. Чим більше відпрацьовано кожним трактором машино-днів і виконано нормо-змін, чим вищий коефіцієнт змінності, тим більшим буде за інших однакових умов його річний наробіток в умовних еталонних гектарах, і навпаки [7].

Залежність продуктивності тракторів за показником річного наробітку від інтенсивності їх використання можна зобразити у вигляді виразу (2):

$$U_{p} = n_{M.\partial_{-}} \cdot K_{3} \cdot U_{M.3.}, \qquad (2)$$

де U_p - річний наробіток тракторів;

*п*_{*м.д.*} - кількість відпрацьованих одним трактором машино-днів;

К₃ - коефіцієнт змінності;

*U*_{м.з.} - наробіток умовно-еталонних гектарів за одну машино-зміну.

За допомогою цієї формули можна визначити вплив кожного множника (фактора) на зміну річного виробітку у звітному році, порівняно з базовим, і завдяки цьому розкрити причини підвищення (зниження) продуктивності тракторного парку.

Продуктивність напряму впливає на обсяг виконаних робіт, який значною мірою впливає на величину експлуатаційних витрат. Тому першочергово необхідно установити вплив факторів на обсяг тракторних робіт, який залежить від середньорічної кількості тракторів і середньорічного наробітку одного трактора (середньорічний наробіток умовного трактора 1200...1400 ум. ет. га), що визначається кількістю відпрацьованих днів за рік одним трактором і середньорічним наробітком.

Середньорічний наробіток трактора, у свою чергу, залежить від величини коефіцієнту змінності і середньогодинного наробітку.

Для розрахунку впливу даних факторів на обсяг робіт МТП необхідний аналіз, спрямований на вивчення причин надпланових цілодобових і внутрішньозмінних простоїв, зміни коефіцієнта змінності і середньогодинний наробіток тракторів [8,9].

На жаль, на рівень ефективності використання МТП впливають як об'єктивні, так і суб'єктивні фактори. Так, величина коефіцієнта змінності, в основному, залежить від ступеня забезпеченості механізаторами та організації роботи, а наробіток тракторів - від їхньої потужності, терміну служби, наявності достатньої кількості робочих машин, кваліфікації трактористів-машиністів, організації праці, розміру полів, природних умов.

В кожному господарстві повинна бути розроблена та пропонована до впровадження система заходів щодо раціонального використання МТП, яка буде спрямована на виконання змінних, денних, сезонних і річних норм наробітку, підвищення продуктивності, зниження експлуатаційних і приведених витрат, підвищення культури землеробства.

Напрямками підвищення ефективного використання МТП є:

- скорочення цілодобових простоїв тракторів;

- підвищення коефіцієнта змінності;

- скорочення внутрішньозмінних простоїв тракторів;

- збільшення середньогодинного наробітку тракторів.

Це можливо за рахунок планування обсягу механізованих робіт на основі технологічних карт, розподілу механізованих робіт по марках тракторів з урахуванням їх специфіки, забезпечуючи рівномірне

завантаження у найбільш напружені періоди, раціонального комплектування машинно-тракторних агрегатів, підготовки робочих місць, розбивки загінок, визначення способів руху техніки, годинних графіків, планів-маршрутів, посилення матеріальної зацікавленості і відповідальності механізаторів застосування економічних швидкісних і широкозахватних агрегатів, групового методу, застосування нових технологій вирощування сільськогосподарських культур, використання високопродуктивної і надійної техніки.

Поліпшення показників використання МТП у кожнім господарстві - одна з головних умов росту продуктивності праці і зниження собівартості.

Висновки. Підвищення рівня використання МТП господарств повинно здійснюватись на основі організаційно технічних правил їх роботи і технологічних карт.

Необхідна структурна перебудова сільськогосподарського виробництва направлена на зменшення частки культур, вирощування яких ґрунтується на підвищеній потребі в техніці.

Комплектування МТА, які передбачають виконання багатьох технологічних операцій в комплексі зменшує потребу в техніці та запобігає руйнуванню структури ґрунту.

Необхідно підвищувати змінну продуктивність тракторних агрегатів за рахунок таких факторів, як повне використання конструктивної ширини захвату агрегату, раціональне формування середньозмінної швидкості його руху і робочого часу зміни.

Більш якісний підхід до питань зберігання техніки та її технічного обслуговування, як однієї із передумов високої надійності.

Література:

1. Березкина К.Ф. Организационно-экономические аспекты управления развитием машинно-тракторного парка сельскохозяйственных организаций: автореф. дис. на соискание учен. степени канд. экон. наук / К. Ф. Березкина. – Ижевск, 2008. – 24 с.

2. Наявність сільськогосподарської техніки та енергетичних потужностей у сільському господарстві у 2012 році: стат. бюлетень. – К.: Державна служба статистики України, 2013 – 32 с.

3. Демко А. Ефективність використання мобільної сільгосптехніки / А. Демко, О. Демко // Пропозиція. – 2009. – № 7. – С. 108 – 111.

4. *Пивовар П.В.* Формування та ефективність використання машинно-тракторних парків сільськогосподарських підприємств: автореф. дис. на соискание учен. степени канд. экон. наук. / *П.В. Пивовар* // - Житомир, 2013.- 27 с.

5. Болтянська Н.І. Сучасний стан машинно-тракторного парку підприємств агропромислового комплексу / Н. І. Болтянська // Праці

Таврійського державного агротехнологічного університету. – Мелітополь, 2008. – Вип. 36. – С. 3–7.

6. *Білоусько Я*. Узагальнення та прогнозні оцінки форм машиновикористання у сільському господарстві / Я. Білоусько // Техніка АПК. – 1998.– №2. – С. 8–9.

7. *Пивовар П.В.* Методологічні основи аналізу економічної ефективності використання машинно-тракторного парку / П. В. Пивовар // Вісн. ЖНАЕУ (економічні науки). – 2010. – № 2 (27). – С. 42–51.

8. *Бурмистрова М.М.* Пути повышения эффективности использования машинотракторного парка в сельскохозяйственных организациях / М. М. Бурмистрова, О. Н. Киршева // Вестн. Российского гос. аграр. заоч. ун-та. – 2010. – ч.1 [Электронное издание]. – Режим доступа: <u>http://www.rgazu.ru/index.php/archiv/agronomia/616–2010–1.</u>

9. Визначення потреби господарства в тракторах і сільськогосподарських машинах [Електронний ресурс]. – Режим доступу: http://agroua.net/economics/documents/category-128/doc-227.

10. Пастухов В.І. Обґрунтування оптимальних комплексів машин для механізації польових робіт: Автореф. дис... д-ра техн. наук; 05.05.11. / Пастухов В.І. // – Харків: ХНТУСГ, 2006. – 38 с.

11. *Мельник І.І.* Оптимізація комплексів машин і структури машинного парку та планування технічного сервісу: Навч. посібник / І.І. Мельник [та ін.]. – К.: ВВЦ НАУ, 2004. – 151 с.

ПУТИ ПОВЫШЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ МАШИННО-ТРАКТОРНОГО ПАРКА

Болтянская Н.И., Болтянский О.В.

Аннотация – в статье рассмотрены возможные пути повышения эффективности использования машинно-тракторных парков аграрных предприятий.

WAYS TO IMPROVE THE EFFICIENCY OF TRACTOR-AND-IMPLEMENT FLEET USAGE

N. Boltyanskaya, O. Boltyanskiy

Summary

An article considers ways to improve the efficiency of use of machine and tractor fleets of agricultural operators.

УДК 631.363

КРИТЕРІАЛЬНА МОДЕЛЬ НЕРІВНОМІРНОСТІ ПОДАЧІ ДРІБНОДИСПЕРСНИХ МАТЕРІАЛІВ

Безпалов Р. І., к.т.н., Запорізька державна інженерна академія Мілько Д. О., к.т.н. Таврійський державний агротехнологічний університет Тел. (067) 798-85-46

Анотація – роботу присвячено моделюванню процесу дозування дрібнодисперсного матеріалу.

Ключові слова – критеріальна модель, нерівномірність подачі, дозатор, дрібнодисперсний матеріал.

Постановка проблеми. З метою вирішення проблеми підвищення ефективності процесу дозування розроблено дозатор – розподільник дрібнодисперсних матеріалів [1].

Застосування в дозаторі розпушувача у вигляді пальців на циліндрі, розміщених у шаховому порядку дає змогу постійно перемішувати дрібнодисперсний матеріал, запобігати комкуванню матеріалу у просторі над ротором. Зміщення ротора відносно осі верхньої конусоподібної частини зменшує тиск (навантаження) на ротор, що забезпечує підвищення експлуатаційної надійності, зменшення енергозатрат і також запобігає комкуванню матеріалу.

Для обґрунтування оптимальних параметрів дозатора необхідним є знаходження взаємозв'язку між нерівномірністю подачі та конструктивно-режимними параметрами дозатора.

Аналіз останніх досліджень. Теорія дозування має багатовікову історію. Але загальновідомо, що складність процесу дозування обумовлює відсутність єдиної теорії і потребує подальших досліджень з метою обґрунтування нових технічних рішень. Особливо це стосується дозування дрібнодисперсних матеріалів, оптимізації їх характеристик, моделювання процесу тощо [2]. Аналітичні методи дійсні тільки для обраної конструкції дозатора, мають громіздкі вирази з багатьма коефіцієнтами. В цих випадках проблему розв'язують дослідним шляхом за допомогою методу аналізу розмірностей [3, 4].

Основна частина. Як об'єкт математичного описання дозатор, характеризується декількома десятками параметрів, з котрих вибира-

[©] Безпалов Р. І., Мілько Д. О.

ються необхідні з точки зору задач синтезу технологічної машини (табл. 1).

Таблиця 1 - Параметри дозатора

№ п/п	Параметри	Позначення	Розмірність
	1.Вихідні параметри характеристики про-		
	цесу дозування		
1	Нерівномірність подачі дрібнодисперс-	ν	-
	ного матеріалу		
2. Входні параметри-незалежні змінні			
2	Масова подача	Q	$[M][T]^{-1}$
3	Частота обертання барабану дозатора	n _õ	$[T]^{-1}$
4	Частота обертання розрихлювача	n _B	$[T]^{-1}$
5	Прискорення вільного падіння	g	$[L][T]^{-2}$
3. Параметри дрібнодисперсного матеріалу			
6	Густина консерванту	ρ	[M][L] ⁻³
4. Конструктивні параметри дозатора			
7	Діаметр барабану	$d_{\bar{0}}$	[L]
8	Ширина вивантажувальної щілини	S	[L]
9	Кут розкриття зменшувача тиску	α	-

Ці параметри об'єднані по ознаках, по-перше, що характеризує їхній зв'язок або вплив з об'єктом і, по-друге, по напрямку застосування параметрів у процесі синтезу машини.

Велика група параметрів, зокрема по робочих органах, вилучена з розгляду, оскільки окремі операції дозованого внесення добре описані та є необхідні методики розрахунку.

Група 2 дозволяє задавати режими роботи або взагалі організувати керування технологічним процесом. Група 3 визначає умови роботи, у діапозоні яких характеристики дозованого внесення задовольняють заданим вимогам. Визначення параметрів груп 2 і 4 ставиться до класу обернених задач, для розрахунку котрих і призначена розроблювана модель.

Відповідно до запропонованої параметричної схеми (табл. 1), модель нерівномірності подачі символічно можна описати залежностями:

 $v=f(Q, n_{\delta}, n_{B}, g, \rho, d_{\delta}, s, \alpha), \qquad (1)$

які згідно П-теореми можуть бути представлені у вигляді залежностей між числами подібності [1]. Для переходу до критеріїв подібності вибираємо в якості основних одиниць ρ , n_6 , d_6 , відповідний визначник яких не дорівнює нулю [3]. Розмірності інших величин у нових одиницях наступні:

 $[Q] = [\rho][n_{\delta}][d_{\delta}]^{3}; [n_{B}] = [n_{\delta}]; [g] = [n_{\delta}]^{2}[d_{\delta}]; [s] = [d_{\delta}]$ (2)

Величина α є безрозмірною.

Використовуючи метод нольових розмірностей, маємо (1) у вигляді:

$$v=\Phi_{1}(\frac{Q}{\rho_{n_{\delta}}d_{\delta}^{3}}, 1, \frac{n_{\epsilon}}{n_{\delta}}, \frac{g}{n_{\delta}^{2}s}, 1, 1, \frac{s}{d_{\delta}}, \alpha)$$
(3)

Для подальшого використання у відповідності з загальноприйнятою методикою рівняння (3) представимо у вигляді:

$$\nu = \mathcal{K} \left(\frac{Q}{\rho n_{\delta} d_{\delta}^{3}} \right)^{\chi}, \ \left(\frac{n_{\epsilon}}{n_{\delta}} \right)^{\beta}, \ \left(\frac{g}{n_{\delta}^{2} s} \right)^{\gamma}, \ \left(\frac{s}{d_{\delta}} \right)^{\varphi}, \alpha^{\tau}$$
(4)

Для проведення експериментальних досліджень розроблено та виготовлено стенд, який складається із експериментального зразка дозатора та необхідних допоміжних і вимірювальних пристроїв.

В процесі дослідження змінювали кут розхилу зменшувача тиску (α = var), частоту обертання барабана дозатора (n_{δ} = var), (s = var). Діаметр барабана був сталим.

Для визначення нерівномірності подачі консерванту v, використовувався спеціальний стенд, який складається з дозатора 1, стрічкового транспортера 2, короба для збору дрібнодисперсного матеріалу 3 (рис. 1). Розмір короба для збирання дрібнодисперсного матеріалу складає: довжина – 390 мм; ширина – 100 мм; висота – 50 мм. Швидкість переміщення коробів складає 0,2 м/с.



Рис. 1. Схема стенда для визначення нерівномірності подачі

Показник v масової нерівномірності подачі визначаємо по трьом повторюваностям дослідів:

$$v = \frac{\sum v_j}{3}, \ v_j = \frac{\sigma}{\overline{x}} \times 100\%,$$
 (5)

де _{*v j*} - коефіцієнт варіації j-ої повторності досліду;

$$\sigma = \sqrt{\frac{\sum_{i=0}^{n} (x_i - \overline{x})^2}{n-1}} - середньоквадратичне відхилення;$$

- *x*_{*i*} результат і-го вимірювання;
- *x* середньоарифметична величина багаторазових вимірювань j-ої повторності досліду;

n- кількість вимірювань;

ј- номер повторності.

Відповідно до розробленої методики, для визначення параметрів критеріальної моделі дозатора необхідно визначити експериментальну залежність:

$$v=f(n_{\delta}, \alpha, s) \tag{6}$$

Результати з визначення нерівномірності подачі v в залежності від частоти обертання барабана дозатора n_{δ} , кута розкриття зменшувача тиску α відповідно до рис. 2, 3.



1 - 1 мм; 2 - 3 мм; 3 - 5 мм (частота обертання розрихлювала $n_{\rm B} = 4,2 \ {\rm c}^{-1}$; кут розкриття зменшувача тиску $\alpha = 90^{\circ}$).

Рис. 2. Залежність нерівномірності подачі дрібнодисперсного матеріалу v від частоти обертання барабана дозатора n_б при різних значеннях ширини вивантажувальної щілини s



1-1 мм; 2-3 мм; 3-5 мм (частота обертання барабану $n_{\delta} = 5.8 \text{ c}^{-1}$; частота обертання розрихлювача $n_{B} = 4.2 \text{ c}^{-1}$).

Рис. 3. Залежність нерівномірності подачі дрібнодисперсного матеріалу v від кута розкриття зменшувача тиску α при різних значеннях ширини вивантажувальної щілини s Обробку експериментальних даних починаємо з уявлення залежності $v = f(\alpha)$ у логарифмічних координатах відповідно до рис. 4.





Представимо добуток числа подібності v і кута розкриття зменшувача тиску α , як функцію від геометричного симплекса (s/d₆): $v\alpha^{-0,6} = f[(s/d_6)]$, відповідно до рис. 5.



Рис. 5 Залежність добутку нерівномірності подачі v і кута розкриття зменшувача тиску α від геометричного симплексу (s/d₆)

Представимо добуток числа подібності v, кута розкриття зменшувача тиску α і геометричний симплекса (s/d₆) як функцію від числа подібності (n_в/n₆): v $\alpha^{-0.6}$ (s/d₆)^{0,11}= $f[(n_{\rm B}/n_6)]$ відповідно до рис. 6.



Рис. 6. Залежність добутку нерівномірності подачі ν, кута розкриття зменшувача тиску α і геометричного симплекса (s/d₆) від числа подібності (n_в/n_б)

Представимо добуток числа подібності v, кута розкриття зменшувача тиску α , геометричного симплекса (s/d₆) і числа подібності (n_в/n₆), як функцію від числа подібності (g/n₆²s):

 $\nu \alpha^{-0.6} (s/d_6)^{0.11} (n_B/n_6)^{-0.82} = f[(g/n_6^2 s)]$ відповідно до рис. 7.

3 рис. 8 знайдені К=0,36, χ =0,02.

Таким чином, критеріальна залежність нерівномірності подачі:

$$v = 0.36 \left(\frac{g}{n_{\delta}^2 s}\right)^{0.02} \alpha^{0.6} \left(\frac{s}{d_{\delta}}\right)^{-0.11} \left(\frac{n_{\delta}}{n_{\delta}}\right)^{0.82}, \qquad (7)$$

де g – прискорення вільного падіння, M/c^2 ;

 $n_{\rm b}$ – частота обертання барабана дозатора, с⁻¹;

s – ширина вивантажувальної щілини дозатора, м;

α – кут розкриття зменшувача тиску дозатора, град.;

d_б – діаметр барабана дозатора, м;

 $n_{\rm B}$ – частота обертання розрихлювача, с⁻¹.



Рис. 7. Залежність добутку нерівномірності подачі v, кута раствору зменшувача тиску α , геометричного симплекса (s/d₆) і числа подібності ($n_{\rm B}/n_{\rm 6}$) від числа подібності ($g/n_{\rm 6}^2$ s)

Максимальна відносна похибка між експериментальними і розрахунковими значеннями складає 22 %, а середнє значення складає 12 %, що підтверджує адекватність розробленої моделі по нерівномірності подачі.

Висновки. За допомогою методу аналізу розмірностей отримано критеріальне рівняння (7), яке дає зв'язок між характеристиками процесу дозування і конструктивно-технологічними параметрами дозатора.

Література:

1. Патент України на корисну модель № 18576. Дозаторрозподільник дрібнодисперсних матеріалів / Безпалов Р.І., Мілько Д.О., Забудченко В.М., Курнаєв О.М.; Заявл. 10.05.2006; Опубл. в бюл. № 11, 2006.

2. Гячев Л.В. Движение сыпучих материалов в трубах и бункеpax / Л.В. Гячев.- М.: Машиностроение, 1968.- 184 с.

3. Алабужев П.М. Теория подобия и размерностей. Моделирование / П.М. Алабужев, В.Б. Геронимус, Л.М. Минкевич, Б.А. Шеховцев.– М.: Высшая школа, 1968.– 206 с.

4. *Гухман А.А.* Введение в теорию подобия / *А.А. Гухман.* – М.: Высшая школа, 1973.– 296 с.

КРИТЕРИАЛЬНАЯ МОДЕЛЬ НЕРАВНОМЕРНОСТИ ПОДАЧИ МЕЛКОДИСПЕРСНЫХ МАТЕРИАЛОВ

Беспалов Р.И., Милько Д.А.

Аннотация – работу посвящена моделированию процесса дозирования мелкодисперсного материала.

A CRITERION MODEL OF THE UNEVENNESS OF FINELY DISPERSED MATERIALS SUPPLY

R. Bespalov, D. Milko

Summary

A paper is devoted to modelling of the process of metering of the finely dispersed material.
УДК 631.316

ОБҐРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ ЧИЗЕЛЬНИХ КУЛЬТИВАТОРІВ ДЛЯ ПЕРЕДПОСІВНОГО ОБРОБІТКУ ҐРУНТУ

Вершков О. О., к.т.н., Коломієць С. М., к.т.н. *Таврійський державний агротехнологічний університет* Тел. (0619) 42-24-36

Анотація – у статті проаналізовано стан досліджень з теорії чизелювання ґрунту та наведені залежності для отримання оптимальних параметрів чизельних культиваторів для передпосівного обробітку ґрунту з метою зменшення енергоємності і покращення якості обробітку ґрунту, що, у кінцевому підсумку, підвищить ефективність їхньої роботи.

Ключові слова – ґрунт, культиватор, робочий орган, оптимальний параметр, чизелювання ґрунту, енергоємність, якість обробітку, опір ґрунту, скиба, пушення, кришення.

Постановка проблеми. У процесі вирощування сільськогосподарських культур необхідно багаторазово використовувати різні типи машин і знарядь. Довготривале використання для обробітку ґрунту лемішних плугів і плоскорізів значно ущільнює ґрунт, що зменшує вологопроникність ґрунту, перешкоджає газообміну між ґрунтом і атмосферою та знижує біологічну активність ґрунту. Через це погіршуються умови росту кореневої системи рослин, що веде до суттєвого недобору врожаю.

З метою покращення стану ґрунту перед сівбою треба періодично проводити його глибоке пушення. На даний час у світовому землеробстві існує усталена тенденція заміни відвальної оранки пушенням ґрунту без обороту скиби [1].

Одним з найбільш ефективних способів передпосівного безвідвального пушення є чизельний обробіток ґрунту. Чизелювання ґрунту сприяє руйнуванню ущільнених шарів ґрунту, запобігає водяній і вітровій ерозії, сприяє покращенню умов росту сільськогосподарських рослин, що, у кінцевому підсумку, підвищує урожайність [2].

Однак, чизельні культиватори, що використовуються у сільськогосподарському виробництві, потребують великих затрат енергії на виконання технологічного процесу і не забезпечують необхідного

[©] Вершков О. О., Коломієць С. М.

ступеня кришення грунту [3]. Тому потрібно проводити розробку нових типів чизельних розпушників грунту з метою зниження енергоємності процесу і покращення якісних показників роботи.

Аналіз останніх досліджень. Теоретичному обґрунтуванню процесу пушення ґрунту присвячено багато досліджень. Але питання передпосівного обробітку ґрунту ще недостатньо вивчені. Так, культиватори для передпосівного чизелювання ґрунту характеризуються великою енергоємністю та недостатньою якістю кришення ґрунту щодо агровимог. Тому, для підвищення ступеня кришення ґрунту і зниження енерговитрат при передпосівному чизелюванні потрібно, у подальшому, проводити теоретичні та експериментальні дослідження.

Формулювання цілей статі (постановка завдання). Мета статті – отримати залежності, за допомогою яких можна отримати оптимальні параметри чизельних культиваторів для передпосівного обробітку ґрунту при створенні нових зразків, з метою зменшення енергоємності процесу та покращення якості їх роботи.

Основна частина. Відомо, що енергоємність обробітку ґрунту залежить від форми робочого органа і кінематики його руху. Енергія, що підводиться до робочого органа, витрачається на об'ємні деформації ґрунту і деформації, пов'язані зі зміною форми. Для зниження енергозатрат об'ємні деформації ґрунту повинні бути зведені до мінімуму [4].

Висока енергоємність серійних машин пояснюється тим, що ґрунт руйнується ними в основному за рахунок деформації стиску, яка потребує зусиль у 10...20 разів більше, ніж деформація розтягу [5]. Дослідженнями багатьох вчених, а саме, Г.Н. Синєокова, І.М. Панова, П.М. Василенка, А.С. Кушнарьова, І.А. Шевченка і ін. встановлено, що затрати енергії на обробіток ґрунту залежать головним чином від характеру протікання процесів деформації і руйнування ґрунтової скиби, а ті, у свою чергу, від фізико-механічних властивостей ґрунту і типу напруженого стану, створюваного робочими органами [4, 5, 6].

Для зменшення опору руху розпушника доцільно створити у грунті об'ємно-напружений стан. При цьому найбільш простим способом, що не потребує додаткових затрат енергії, є створення умов для виникнення коливань робочого органа за рахунок чизелювання грунту з перемінною швидкістю впливу на ґрунт у подовжньовертикальній площині з наступним додатковим кришенням і вирівнюванням. Даний спосіб характеризується наступним:

- перший робочий орган розпушує ґрунт з перемінною поздовжньою швидкістю V_x ;

- другий робочий орган додатково впливає на частки ґрунту з перемінною швидкістю V_{xy} в горизонтальній площині під гострим кутом до напрямку робочого поступального руху; - діапазон частот впливу на частки ґрунту при кришенні і вирівнюванні більший, ніж діапазон частот впливу на них при пушенні (ґрунтовий моноліт має, як правило, більш рівномірну структуру, ніж розпушений пласт).

При русі культиватора по полю (рис. 1) за допомогою лап 1, що закріплені на спіральних пружинних стійках 2, проводять безвідвальне пушення на глибину оранки з перемінною швидкістю V_x впливу на пласт, яка є результуючою двох складових: поступальної швидкості V_n і поздовжньої складової вібраційної швидкості. Діапазон частот ω впливу на ґрунт залежить від фізико-механічних властивостей ґрунту і поздовжньої жорсткості стійки 2.



Рис. 1. Технологічний процес безвідвального пушення

Наступні за стійками 2 пружинні борони 3 (рис. 2), що орієнтовані під гострим кутом β до напрямку руху, за рахунок поперечної складової віброшвидкості, переміщають частки верхнього шару у горизонтальній площині паралельно і перпендикулярно до напрямку пушення.



Рис. 2. Конструкційна схема культиватора-розпушника

Це забезпечує додаткове кришення і вирівнювання ґрунту у посівному шарі без виносу нижніх, більш вологих, шарів на поверхню Машини і засоби механізації сільськогосподарського виробництва поля.

Отже, розглянутий технологічний процес передпосівного пушення грунту відбувається з робочою швидкістю, що, у підсумку складає

$$V_p = V_{\Pi} + V_{\text{Bidp.}}$$

За рахунок орієнтації осі пружинних зубів під кутом β до напрямку руху діапазон частот ω впливу на грунт збільшений, що сприяє підвищенню якості виконання технологічного процесу, а саме, загортання гребенів по сліду стійок культиватора. Додатково діапазон частот впливу на ґрунт може бути збільшений шляхом почергової установки коротких і довгих зубів 3, що мають різну жорсткість.

При виборі кута розташування пружинного зуба β до продольної осі машини, що співпадає з напрямком поступального робочого руху і вектором $\overline{V_n}$, треба враховувати, що поряд з доцільністю збільшення діапазону частот впливу на ґрунт, також те, що зона деформації ґрунту, яка залежить від ширини міделевого перерізу робочого органа, не повинна змінюватись. Ширина міделевого перерізу зуба визначається за формулою

$$\mathbf{B}_{3} = \mathbf{B} \cdot \cos\beta, \qquad (1)$$

де в – ширина зуба.

При значеннях кута β у інтервалі $10...20^{\circ}$ і, відповідно, соз β = 0,98...0,94 ширина в₃ зменшується у границях $2...6^{\circ}$ від звичайної установки, що не впливає на роботу зуба з огляду на розмір зони деформації, яка залишається незмінною за рахунок коливань V_{вібр}.

Отже, при β =10...20⁰ зона деформації не змінюється, але діапазон частот ω впливу на ґрунт збільшується, що сприяє підвищенню якості обробітку ґрунту.

Обгрунтування параметрів широкозахватних чизельних культиваторів доцільно проводити, розглядаючи рух причіпних машин у горизонтальній площині при прямолінійному переміщенні точки причепа (рис. 3), з урахуванням критерію сталості руху λ , запропонованого Л.В. Гячевим [7].

Формула для визначення критерію λ має вигляд

$$\lambda = \frac{\mathbf{R} \cdot \mathbf{d}^3}{4 \cdot \mathbf{I}_0 \cdot \mathbf{V}_n^2},\tag{2}$$

де R – рівнодіюча сил опору робочих органів;

d – відстань між точкою причепа і центром опору (довжина маятника);

I₀ – момент інерції причіпної машини відносно осі причепа;

V_n – поступальна швидкість руху точки причепа.



Рис. 3. Розрахункова схема причіпного культиватора

Для розрахунку відстані d приймаємо:

$$\lambda = 1$$
 (сталий режим);
 $R = r \cdot B;$
 $I_0 = m' \cdot B \cdot \rho^2;$ (3)
 $\mu = \frac{\rho}{d} = 0.9 [7],$

де r – питомий опір культиватора на метр ширини захвата, кН/м;

В – ширина захвата, м;

 $m^\prime-$ питома матеріалоємність (маса) на метр ширини захвата, кг/м;

ρ- радіус інерції відносно осі причепа, м.

Після підстановок залежностей (3) у рівняння (2) і перетворень отримаємо

$$d = \frac{4\mu^2 \cdot m' \cdot V_n^2}{r}.$$
 (4)

За умови, що при малому куті відхилення поздовжньої осі машини від лінії дії вектора V_n швидкості точки причепа ($\phi \le 6^0$) напрямок рівнодіючої сил опору R протилежний напрямку поступальної швидкості V_n , а її величина рівна тяговому опору культиватора, формула (4) дозволяє отримати відстань d розрахунковим шляхом. При розрахунку використовуються дані технічного завдання на проектування культиватора або інших нормативних документів по максимальній робочій швидкості, питомій матеріалоємності, а також довідкові дані по питомому опору робочих органів.

З формули (4) слідує, що відстань d зростає зі збільшенням питомої маси культиватора і швидкості руху, а також при зменшенні питомого опору. Тому при розрахунку використовують дані по опору на найменш енергоємній операції – передпосівній культивації [6].

Якщо культиватори виконано за трирядною схемою розстановки робочих органів, то можна прийняти, що точка прикладення сили опору розташована у зоні лап другого ряду. З метою зменшення довжини і уніфікації сниці культиваторів, що мають різну ширину захвата, уніфікації механізму підкочування опорних коліс доцільно задній несучий брус центральної секції змістити назад відносно заднього несучого бруса бічної секції, при цьому зміститься назад точка прикладення сили опору центральної секції. Це дозволяє зменшити радіус повороту, що збільшує експлуатаційну продуктивність та знижує витрату палива. Перевагою схеми зі зміщеним назад центром опору центральної секції є також можливість розміщення лап за клиновою схемою, а також розміщення лап позаду опорних коліс з метою загорнення колії, що особливо важливо на передпосівній культивації, яка ставить підвищені вимоги до вирівняності поверхні поля.

Клинова схема розміщення лап культиватора у плані забезпечує прохід рослинних залишків і ґрунту між стійками і сприяє зниженню тягового опору, однак вона ставить підвищені вимоги до схем розміщення лап і накладає обмеження на величину подовжнього зміщення заднього бруса культиватора. Розглянемо схему відхилення сусідніх лап (рис.4), одна з яких установлена на передньому поперечному брусі, а друга – на задньому брусі центральної секції.

Для трирядного культиватора поперечне зміщення лап у задньому (Δ_3) і передньому (Δ_n) рядах при малому ϕ складає

$$\Delta_3 = \left(\mathbf{d} + \ell_0 + \ell_3 \right) \cdot \mathbf{\varphi}; \tag{5}$$

$$\Delta_{n} = \left(\mathbf{d} - \ell_{0} \right) \cdot \boldsymbol{\varphi}. \tag{6}$$

За умови, що різниця у поперечних відхиленнях не повинна перебільшувати заданої агровимогами поперечної відстані між сусідніми робочими органами, маємо

$$\Delta_3 - \Delta_n = \left(2\ell_0 + \ell_3\right) \varphi \le a \,. \tag{7}$$



Рис. 4. Схема до розрахунку зміщення заднього бруса центральної секції причіпного широкозахватного культиватора

Допустиме поздовжнє зміщення заднього бруса складе

$$\ell_3 \le \frac{a}{\phi} - 2\ell_0. \tag{8}$$

У загальному випадку повинна виконуватись умова

$$\ell_3 \le \ell_0. \tag{9}$$

Важливу перевагу мають конструкції трисекційних рам причіпних культиваторів, з різною шириною захвата, виконані за блочномодульним принципом побудови несучих систем.

Культиватори мають однакову центральну секцію (модуль), а модель, що має більшу ширину захвата, відрізняється наявністю приставок до бічних секцій. Сталість руху бічної секції з приставкою забезпечується можливістю перестановки опорного колеса бічної секції.

Висновки. Отримані залежності дозволяють, шляхом обґрунтування, отримати оптимальні параметри чизельних культиваторів для передпосівного обробітку ґрунту при створенні нових зразків, що сприятиме підвищенню ефективності їхньої роботи.

Машини і засоби механізації сільськогосподарського виробництва

Література:

1 Беляев Н.М. Защита почв от эрозии и переуплотнения (отечественный и зарубежный опыт): обзорная информация / Н.М. Беляев.-М.: Информагротех, 1991.-36 с.

2 Сергеева Р.Я. Применение чизелевания взамен отвальной вспашки / Р.Я. Сергеева, С.И. Сенченко // Научно-техническое бюро ВИМ.- Вып.70.- С.15-17.

3 Погорілий Л.В. Сучасні проблеми землеробської механіки і машинознавства при створенні сільськогосподарської техніки нового покоління / Л.В. Погорілий // Техніка АПК.- 2003.- №11.- С.4-7.

4 *Кушнарев А.С.* Механико-технологические основы обработки почвы / А.С. *Кушнарев, В.И.Кочев.*- К.: Урожай, 1989.- 144 с.

5 *Панов И.М.* Основные пути снижения энергозатрат при обработке почвы / *И.М. Панов, Н.М. Орлов* // Тракторы и сельхозмашины.-1987.- №8.- С.27-30.

6 Синеоков Г.Н. Теория и расчет почвообрабатывающих машин / Г.Н. Синеоков, И.М. Панов.- М.: Машиностроение, 1977.- 328 с.

7 Гячев Л.В. Устойчивость движения сельскохозяйственных машин и агрегатов / Л.В. Гячев.- М.: Машиностроение, 1981.- 206 с.

ОБОСНОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ ЧИЗЕЛЬНЫХ КУЛЬТИВА-ТОРОВ ДЛЯ ПРЕДПОСЕВНОЙ ОБРАБОТКИ ПОЧВЫ

Вершков А.А., Коломиец С.М.

Аннотация – в статье сделан анализ исследований по теории чизелевания почвы и даны зависимости для получения оптимальных параметров чизельных культиваторов для предпосевной обработки почвы с целью уменьшения энергозатрат и улучшения качества обработки почвы, что, в конечном счете, повысит эффективность их работы.

SUBSTANTIATION OF PARAMETERS OF CHISEL CULTIVATORS FOR THE PRESEED TREATMENT OF SOIL

A. Vershkov, S. Kolomiyets

Summary

The analysis of researches on the theory of chiselina of soil is done and formulae for obtaining optimum parameters of chisel cultivators for the preseed treatment of soil are presented in a paper, with the purpose of energy savings and improvement of the quality of treatment of soil, that will finally increase efficiency of their work. УДК 629.113

ПРО ЗАЛЕЖНІСТЬ ХАРАКТЕРНОГО ЧАСУ РОЗГОНУ АВТОМОБІЛІВ ВІД ЇХНІХ ОСНОВНИХ ПАРАМЕТРІВ

Стефановський О. Б., к.т.н., Гуйва С. Д., ст. викл. *Таврійський державний агротехнологічний університет* Тел. (619) 42-04-42

Анотація – на базі відомостей про перспективні моделі легкових автомобілів Lotus виявлено впливи їх основних параметрів на тривалість розгону до швидкості 100 км/год.

Ключові слова – легковий автомобіль, час розгону, двигун, залежність.

Постановка проблеми. У технічних характеристиках легкових автомобілів (ЛА) практично завжди вказується характерний час розгону (ЧР) до заданої швидкості, звичайно 100 км/год. Цей показник відіграє важливу роль, характеризуючи динамічні властивості ЛА й впливаючи на рішення покупця придбати даний автомобіль. Тому провідні автостроительные фірми часто прагнуть показати, що нові моделі ЛА, що випускаються, мають значення характерного ЧР хоча б на трохи десятих часток секунди менше, ніж попередні моделі, навіть якщо ця відмінність і не має практичного значення.

Аналіз останніх досліджень. У літературі [1 - 3] немає розрахункових формул, що дозволяють безпосередньо визначити характерний ЧР залежно від основних параметрів автомобіля. Хоча сучасне програмне забезпечення, очевидно, дозволяє оцінити цей показник при проектуванні автомобілів, наявність спрощених розрахункових залежностей для визначення ЧР було б корисним.

Формулювання цілей статті (постановка завдання). Метою роботи є встановлення характеру залежності характерного ЧР від основних параметрів ЛА.

Основна частина. У статті Д. Слевніча [4], присвяченій перспективним моделям швидкохідних ЛА Lotus, наведені короткі характеристики п'яти таких моделей (Esprit, Elite, Elan, Eterne, Elise). У цих характеристиках перераховані наступні параметри: компонування ЛА, показники двигуна (тип, компонування, робочий обсяг та ін.), тривалість розгону до 100 км/год, максимальна швидкість, викид СО₂ на 1 км пробігу, тип трансмісії, маса й

[©] Стефановський О. Б., Гуйва С. Д.

Машини і засоби механізації сільськогосподарського виробництва

передбачуваний строк початку серійного виробництва.

Значення більшості цих параметрів досліджуваних ЛА наведені в табл. 1. Всі ці автомобілі - середньомоторні, задньопривідні, двомісні (крім моделі Eterne), з бензиновими двигунами (замість можна встановити гібридну установку, крім моделі Elise). Той самий 8-циліндровий двигун установлюється на моделях Esprit, Elite i Eterne, що дозволяє виявити вплив маси ЛА на характерний ЧР (рис. 1): ця залежність виявилася близькою до лінійної зростаючої, тобто чим важче автомобіль, тим більше ЧР. У більш легких ЛА моделей Elan i Elise характерний ЧР виявився більшим, тому що їхні двигуни набагато менш потужні.

	Значення показника для автомобіля						
Найменування	Esprit	Elite	Elan	Eterne	Elise		
Показники двигуна: - компоновка і кількість циліндрів	V8	V8	V6	V8	L4		
- робочий об'єм, л	5,0	5,0	4,0	5,0	2,0		
- номінальна потужність, кВт	450	450	326	450	232		
- максимальний крутний момент, Н _* м	720	720	465	720	330		
 максимальна частота обертання, 1/хв 	8500	8500	7800	8500	7800		
Показаники автомобіля: - тривалість розгону до 100 км/год, с	3,4	3,7	3,5	4,0	4,3		
- максимальна швидкість, км/год	330	315	310	315	270		
- питомий викид CO_2 , г/км	250	215	199	220	150		
- маса, кг	1450	1650	1295	1800	1095		
- тип трансмісії (МЗ - муфта зчеплення) 3 двома МЗ		Повністю гібридна	7-ступенева, з двома МЗ	Повністю гібридна	6- ступе- нева		

Таблиця 1 – Основні параметри перспективних ЛА Lotus та їхніх силових установок

Вплив показників двигуна ЛА на ЧР до до 100 км/год виявився менш чітким (рис. 2): як правило, підвищення потужності й крутний моменту веде до зниження ЧР приблизно по лінійних залежностях. На відміну від цих показників, питомий викид СО₂ навряд чи можна

Машини і засоби механізації сільськогосподарського виробництва

вважати незалежним фактором, тому що він сам залежить від інших показників ЛА. Однак, на рис. 2 залежність між ЧР і питомим викидом СО₂ виявилася найбільш різкою: при зниженні ЧР від 4,3 до 3,4 с цей викид підвищився від 150 до 250 г/км (на 67%).



Рис. 1. Вплив маси ЛА на характерній ЧР (точки х для моделей Esprit, Elite i Eterne)



Рис. 2. Вплив показників двигуна на ХЧР ЛА: точки □ і лінія - - для максимального крутного моменту, точки о і лінія ----- для номінальної потужності, точки Δ й лінія ------ для питомого викиду CO₂.

Висновки. На основі даних статті [4] встановлено, що час розгону ЛА до швидкості 100 км/год зростає, якщо підвищується маса автомобіля (при збереженні того ж самого двигуна), а також при зниженні номінальної потужності й максимального крутного моменту двигуна. Більш певні результати можна буде одержати після аналізу параметрів більшого числа ЛА.

Тому що зниження характерного ЧР ЛА, як правило, приводить до росту питомого викиду CO₂, то, з огляду на негативні наслідки збільшення «парникового» ефекту в атмосфері, розроблювачам автомобілів не слід прагнути до занадто низьких значень ЧР.

Література:

1. *Иларионов В.А.* Эксплуатационные свойства автомобиля (теоретический анализ) / *В.А. Иларионов.* - М.: Машиностроение, 1966. - 280 с.

2. Фалькевич Б.С. Теория автомобиля / Б.С. Фалькевич. - 2-е изд., перераб. и доп. - М.: Машгиз, 1963. - 240 с.

3. *Иванов В.В.* Основы теории автомобиля и трактора / *В.В. Иванов* [и др.]. - М.: Высшая школа, 1970. - 224 с.

4. *Slavnich D*. Lotus reposition / *Dean Slavnich* // Elecric & Hybrid Vehicle Technology International. - January 2011. - P. 58–64.

О ЗАВИСИМОСТИ ХАРАКТЕРНОГО ВРЕМЕНИ РАЗГОНА АВТОМОБИЛЕЙ ОТ ИХ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ

Стефановский А.Б., Гуйва С.Д.

Аннотация – на базе сведений о перспективных моделях легковых автомобилей Lotus выявлено влияние их основных параметров на время разгона до скорости 100 км/ч.

DEPENDENCE OF THE CHARACTERISTIC TIME FOR CAR ACCELERATION ON THE CAR BASIC PARAMETERS

A. Stefanovsky, S. Gooiva

Summary

Influence of basic parameters of a car on the duration of its acceleration from standstill to speed of 100 km/h is considered on basis of the evidence on perspective Lotus cars.

УДК 333.45:331.461:63

ГАЛУЗЕВА СИСТЕМА ВІДСТЕЖЕННЯ ПОТЕНЦІЙНИХ НЕБЕЗПЕК ТА ВИРОБНИЧИХ РИЗИКІВ В АПК

Кліценко Г. Г., к.с.-г.н.

Південний філіал Національного університету біоресурсів і природокористування України «Кримський агротехнологічний університет» Тел. (050) 650-79-10

Анотація – запропоновано функціональну модель системи відстеження потенційних небезпек та виробничих ризиків в АПК та розглянуто основні етапи її впровадження на підприємствах та установах аграрного сектору економіки.

Ключові слова – безпека праці, інформаційні технології, концепція прийнятного ризику, система відстеження потенційних небезпек.

Постановка проблеми. Сучасне аграрне виробництво характеризується підвищеним ризиком отримання травм і розвитку професійних хвороб під час виконання механізованих сільськогосподарських робіт, про що свідчить статистика нещасних випадків за останні роки в агропромисловому комплексі (АПК) [1, 2]. Ресурс мобільної техніки, що нині перебуває в експлуатації у сільськогосподарських підприємствах, зокрема фермерських, практично вичерпано (рівень спрацювання елементів, які відповідають за безпечний стан досяг критичної межі), машинно-тракторний парк зменшився кількісно та не забезпечує своєчасного виконання механізованих робіт, що веде до збільшення професійного ризику [3]. Для багатьох механізованих процесів сільськогосподарського виробництва уникнути ризикових ситуацій сьогодні практично неможливо.

Реалізація засад державної політики у галузі охорони праці Міністерством аграрної політики та продовольства України полягає у розробленні та впровадженні заходів для зниження ризиків виробничого травматизму і професійної захворюваності в аграрному секторі економіки. Виконання цих задач вимагає достатньо повного та комплексного інформаційно-аналітичного забезпечення, тобто існує об'єктивна необхідність у системі інформаційної підтримки управління безпекою праці. У роботах [4-6] обґрунтовано необхідність створення інтегрованої комп'ютерної системи управління безпекою праці у АПК, зокрема запропоновано запровадити галузеву інформаційно-

[©] Кліценко Г. Г.

аналітичну систему відстеження потенційних небезпек в аграрному виробництві

Аналіз останніх досліджень. Нині елементи системи управління охороною праці в АПК співіснують практично незалежно, так, наприклад, рішення щодо поліпшення стану безпеки у галузі та її підприємствах готуються без комплексного аналізу інформації про причини нещасних випадків в АПК, теж саме стосується галузевих працеохоронних програм. Тому потрібно розробити такі підходи та інформаційні технології у керуванні безпекою праці, які б дозволили у межах галузевої управлінської вертикалі всебічно аналізувати стан охорони праці, виявляти характерні (визначальні) причини виробничого травматизму та професійних хвороб, оперативно інформувати керівників та посадових осіб підприємств АПК, які відповідають за безпеку та гігієну праці, про розроблені заходи та застереження, відстежувати ступінь їх виконання.

Вказані засади можна впровадити на базі галузевої комп'ютеризованої системи відстеження потенційних небезпек на виробничих процесах АПК. Визначальним елементом такої системи має бути концепція прийнятного ризику, в якій для основних професій аграрного виробництва за статистичними критеріями встановлюють допустимі рівні виробничої небезпеки [7, 8].

Формулювання цілей статті (постановка завдання). Розробити засади та оцінити функціональні можливості системи відстеження потенційних небезпек в АПК, що дозволить охопити єдиним інформаційним полем на базі сучасних комп'ютерних технологій суб'єкти галузевої системи управління охороною праці та підвищити її ефективність.

Основна частина. Інформація про виробничі нещасні випадки та професійні захворювання для розроблення пріоритетних напрямків профілактики виробничого травматизму і професійної захворюваності, оцінення виробничих (професійних) ризиків. Підвищення оперативності та повноти отримання інформації з питань охорони праці суб'єктами галузевої управлінської вертикалі та забезпечення зворотного надходження на місця ухвалених рішень та запропонованих працеохоронних заходів буде мати соціально-економічний ефект, який виявиться у покращанні стану охорони праці в АПК.

Ефективність організаційного управління охороною праці у галузі на державному, обласному та районному рівнях суттєво залежить від можливості органа управління безперервно відслідковувати поточний стан безпеки праці на виробництві, аналізувати його, прогнозувати тенденції змін та відповідно наявним ситуаціям планувати свою діяльність щодо них.

Під системою відстеження потенційних небезпек (СВПН) в

АПК потрібно розглядати сукупність засобів і заходів, що забезпечують отримання даних про небезпечні та шкідливі умови праці на робочих місцях, аналіз виявлених причин випадків виробничого травматизму і професійних захворювань (зокрема, згідно з актами розслідування), дієвість вироблених з врахуванням значущості небезпек управлінських рішень, спрямованих на створення безпечних умов праці у аграрному виробництві.

До *об'єктів управління* СВПН в АПК належать: – виробничі процеси, мобільні машини та агрегати, технологічне устаткування, будівлі, споруди, територія підприємств, робочі місця; – умови праці, психофізіологічні чинники, висновки медоглядів працівників, рівень їх навченості з питань охорони праці; – джерела травмування, виробничі небезпеки, їх причини.

Суб'єктами управління СВПН в АПК є:

 на галузевому рівні – підрозділи охорони праці Міністерства аграрної політики та продовольства України та державної сільськогосподарської інспекції України;

– на регіональному рівні – служби охорони праці обласних та районних управлінь агропромислового розвитку (АПР) державних адміністрацій;

 на рівні підприємств та їх об'єднань – керівники підприємств (роботодавці) та служби охорони праці підприємств.

Серед актуальних завдань СВПН в АПК потрібно зазначити:

– облік, аналіз, оцінення стану умов і безпеки праці;

 створення комп'ютерної бази даних про потенційні виробничі небезпеки та виробничі ризики у галузевій вертикалі управління охорони праці;

– участь всіх працівників щодо виявлення виробничих небезпек, шкідливостей та незадовільних умов праці на робочих місцях;

– прогнозування ймовірності настання нещасних випадків на робочих місцях та важкості їх наслідків.

Для цього у СВПН в АПК виділяють кілька *модулів*:

– збирання даних про наявні небезпеки та причини нещасних випадків на підприємствах галузі;

 оцінення достовірності отриманих даних про потенційні небезпеки та виробничі ризики;

 наповнення галузевої бази даних про причини виробничого травматизму та професійної захворюваності;

– аналіз причин травматизму (виробничих ризиків0 та прогнозування рівнів травматизму;

– розроблення обґрунтованих заходів для запобігання травмам і хворобам на підприємствах АПК.

Працеохоронний моніторинг в АПК має базуватися на таких заcadax:

- об'єктивність отриманих даних щодо причин, обставин та умов нещасних випадків та професійних захворювань;

- незалежність початкової інформації, захист її від суб'єктивної інтерпретації особами, які збирають (передають) інформацію. Можна досягти чіткістю і визначеністю кількісних та якісних параметрів;

- системність і неперервність працеохоронного контролю на об'єктах АПК та аналіз поточної інформації для подальшого планування заходів з охорони праці;

- інформаційне забезпечення працівників щодо наявності травмувальних і шкідливих виробничих чинників (ризиків) та заходів щодо зменшення їх впливу (чи усунення).

Початкова інформація СВПН в АПК має складатися з: характеристики потенційних небезпек (виробничих ризиків) та методології виявлення наявних шкідливих і небезпечних виробничих чинників на робочих місцях; даних про основні та супутні причини нещасних випадків та професійних хвороб; методів оцінення та прогнозування можливих наслідків.

Нині основними задачами щодо розроблення і впровадження СВПН в АПК є:

1. Створити галузеву інформаційну базу даних потенційних виробничих небезпек (ризиків), як складову галузевої комп'ютерної управлінської мережі «підприємство – район – область – Міністерство аграрної політики та продовольства України», що дозволить посадовим особам, що відповідають за стан охорони праці, оперативно

Машини і засоби механізації сільськогосподарського виробництва

отримувати та враховувати у роботі працеохоронну інформацію з різних джерел її утворення.

2. Обґрунтувати класифікацію сільськогосподарських робіт щодо небезпеки настання аварійних ситуацій та нещасних випадків на виробництві на основі концепції прийнятного (допустимого) ризику.

3. Розробити рекомендації щодо покращення працеохоронної роботи у галузі на основі аналізу науково сформованої бази причин виробничого травматизму та професійної захворюваності в АПК.

Вказані задачі можуть бути реалізовані у разі комплексного використання правового, організаційного, соціально-економічного, інформаційного та кадрового напрямів функціонування галузевої системи управління охороною праці.

Структурну схему отримання інформації у рамках СВПН в АПК наведено на рис.1.

Нині в АПК виділяють такі рівні управління охороною праці: Міністерство аграрної політики і продовольства України – Державна сільськогосподарська інспекція – головні управління АПР облдержадміністрацій – головні управління АПР райдержадміністрацій – підприємства АПК.



Рис. 1. Структурна схема отримання інформації про стан охорони праці та виробничі небезпеки у СВПН в АПК

Машини і засоби механізації сільськогосподарського виробництва

Разом з тим, перебудови контрольно-наглядових працеохоронних органів у сільському господарстві на районному і обласному рівнях ще не сталося. Спеціалістам з охорони праці районних і обласних управлінь АПР необхідно передати інспекційні функції.

Впровадження зазначеної системи на підприємствах галузі та у галузевій управлінській вертикалі має відбуватися поетапно. Протягом періоду впровадження необхідно накопичити статистичну інформацію, що дозволить спрогнозувати динаміку виробничого травматизму та професійної захворюваності, визначити джерела небезпек на підприємствах АПК, найбільш травмонебезпечні виробничі процеси та робочі місця, встановити невідповідності умов праці вимогам чинних нормативно-правових актів з охорони праці. Критерієм працездатності СВПН має стати соціально-економічна ефективність розроблених працеохоронних заходів та зниження рівнів виробничого травматизму та професійної захворюваності.

Висновки. Запропоновано функціональну модель системи відстеження потенційних небезпек та виробничих ризиків в АПК та основні етапи її впровадження на підприємствах аграрного сектору економіки.

Література:

1. Гогіташвілі Г.Г. Оцінювання професійного ризику в галузях сільськогосподарського виробництва України / Г.Г. Гогіташвілі, В.Ф. Камінський, В.М. Лапін та ін. // Вісник аграрної науки, 2010. – № 8. – С. 53-55.

2. Статистичний бюлетень «Травматизм на виробництві у 2012 році». – К.: Державна служба статистики України, 2013. – 150 с.

3. Шевченко О.О., Гаврилюк В.І., Войналович О.В. Аналіз стану та актуальні задачі охорони праці в аграрному виробництві // Матеріали тез Міжнародної науково-практичної конференції «Інноваційні агротехнології в умовах глобального потепління» 4-6 червня 2009 р. / За ред. проф. В.М. Кюрчева. – Мелітополь: ТДАТУ, 2009. – С. 373-376.

4. Подобєд І.М. Виявлення потенційних небезпек, як складова зниження виробничого травматизму та професійних захворювань в АПК // Проблеми охорони праці в Україні: зб. наук. праць ННДІОП, 2006. – Вип. 12. – С. 17-24.

5. Войналович О.В Методи оцінення виробничого ризику на механізованих роботах у сільському господарстві / О.В.Войналович, М.М.Мотрич, В.Є. Кірдань // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства ім. П. Василенка, – 2011. – Вип. 107. – Т. 2. – С. 257-263.

6. Дубровін В.О. Професійний ризик на механізованих процесах в АПК та напрями його зниження / В.О. Дубровін, О.В. Войналович, О.А. Гнатюк, В.Є. Кірдань, М.М. Мотрич // Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія «Техніка і енергетика АПК». – К., 2010. – Вип. 144, ч. 5. – С. 13– 19.

7. *Масюкевич О.М.* Методологія аналізу та оцінки професійного ризику залежно від причин його виникнення / О.М. Масюкевич // Проблеми охорони праці в Україні: Зб. наук. праць. – К.: ДУ «ННДІ-ПБОП», 2011. – № 21. – 10-16.

8. Лесенко Г.Г., Цибульська О.В., Непогодьєв С.В. До питання оцінки ефективності функціонування системи управління охороною праці на підприємстві / Г.Г. Лесенко, О.В. Цибульська, С.В. Непогодьєв // Проблеми охорони праці в Україні. Зб. наук. праць. – К.: ДУ «ННДІПБОП», 2011. – № 20. С. 129-139.

ОТРАСЛЕВАЯ СИСТЕМА МОНИТОРИНГА ОТЕНЦИАЛЬНЫХ ОПАСНОСТЕЙ И ПРОИЗВОДСТВЕННЫХ РИСКОВ В АПК

Клиценко Г.Г.

Аннотация – предложена функциональная модель системы мониторинга потенциальных опасностей и производственных рисков в АПК и рассмотрены основные этапы ее внедрения на предприятиях и учреждениях аграрного сектора экономики.

BRANCH SYSTEM OF THE MONITORING OF POTENTIAL DANGERS AND PRODUCTION RISKS IN THE AGRO-INDUSTRIAL COMPLEX

G. Klitsenko

Summary

A functional model of the system of monitoring of potential dangers in the agro-industrial complex is proposed and main stages of its introduction at companies and enterprises of the agrarian sector of economy are considered. УДК [669-131:669.14]:620.178.3

КІНЕТИЧНІ ДІАГРАМИ РУЙНУВАННЯ МАРГАНЦЕВИСТИХ СТАЛЕЙ

Буніна Л. М., к.т.н. *Таврійський державний агротехнологічний університет* Тел. (0619) 42-13-54

Анотація — наведено дослідження багатоциклової витривалості кованих марганцевистих сталей. Показано, що комплексне розкислення сталі алюмінієм та фероцерієм підвищує опір руйнування при багатоцикловому навантаженні.

Ключові слова – кована сталь, неметалеві включення, кінетичні діаграми руйнування.

Постановка проблеми. Металургійні комбінати України, крім основних цехів, мають у своєму складі ремонтно-механічні бази (заводи), головною задачею яких є виготовлення змінних деталей металургійного обладнання. До складу ремонтно-механічних заводів входять цехи: ковальський, ливарний, термічний, механічний та інш. Характерною особливістю роботи цих цехів є індивідуальний та дрібносерійний характер виробництва, що сприяє браку заготовок (зливків, поковок та виливків) та зниженню якості деталей, що з них отримуються. Аналіз причин браку готових деталей металургійного обладнання показав, що основними причинами браку були: 1) «гарячі» та «холодні» тріщини; 2) крихкі руйнування внаслідок низької пластичності та в'язкості сталі; 3) втомні руйнування; 4) прискорене руйнування внаслідок недостатньої зносостійкості.

Одним з методів зниження браку та підвищення конструктивної міцності (показників міцності, надійності та довговічності) сталі є керування природою неметалевих включень шляхом модифікування сталі невеликими добавками лігатур на основі рідкоземельних (P3M) металів. Вони мають високу спорідненість до розчинених у сталі домішок сірки кисню, азоту і водню. Рідкоземельні метали сприяють відокремленню сульфідної або оксисульфідної фази на ранніх стадіях при кристалізації металу. При цьому сульфіди (оксисульфіди) мають глобулярну форму, що знижує їхній негативний вплив на властивості металу.

Аналіз останніх досліджень. Опір кованих сталей руйнуванню

[©] Буніна Л. М.

Машини і засоби механізації сільськогосподарського виробництва

при циклічних навантаженнях є одним з факторів, які визначають довговічність виготовлених з неї виробів. У теперішній час для опису поведінки сплавів, працюючих у таких умовах, широко застосовуються методи лінійної механіки руйнування, які розглядають коефіцієнт інтенсивності напруг (КІН) як основний фактор, який контролює швидкість росту втомних тріщин. Кінетичні діаграми втомного руйнування надають інформацію про опір матеріалу поширенню тріщини в залежності від умов навантажування. Згідно до багатьох літературних джерел, форма неметалевих включень грає визначну роль в процесах зародження втомних тріщин і руйнуванні залізовуглецевих сплавів при циклічному навантаженні [1–3]. Проте ці роботи не в повному обсязі досліджують процес руйнування кованих сталей.

Формулювання цілей статті. Метою роботи є аналіз вивчення впливу модифікування алюмінієм та фероцерієм у порівнянні з розкисленням алюмінієм сталей з низьким (0,09%) та середнім (0,40%) вмістом вуглецю з урахуванням їхньої технологічної текстури на багатоциклову витривалість кованої сталі, бо кінцеве розкислення (модифікування) є найбільш технологічним і економічним методом керування процесами структуроутворення сталі, що сприяє підвищенню конструктивної міцності деталей металургійного обладнання, що отримують методом вільного кування.

Основна частина. Сталі марок 09Г та 50Г виплавляли у 250-кг індукційній печі з кислою футеровкою. Склад сталі наведено у таблиці 1. Плавку випускали у два ковша. У перший ківш, нагрітий до 700°С, випускали 100 кг металу, розкислюючи його при цьому алюмінієм, який присаджували на дно ковша у кількості 0,15%. У другому ковші плавку масою 100 кг розкисляли алюмінієм у кількості 0,15% та фероцерієм у кількості 0,15%. Зі сталі кожного ковша відливали два зливка, масою 50 кг. Зливки піддавати куванню на ковальському молоті після охолодження у формі та нагріву до 1200°С. Отримані пластини перерізом 25×140 мм розрізувались за допомогою абразивного круга на заготовки, з яких виготовлялись зразки, які досліджувались після відповідної термічної обробки. Досліджувані сталі проходили наступні режими термічної обробки: нормалізація (сталь 09Г), гартування у маслі з високим (500°С) відпуском (сталь 50Г).

Критерії циклічної тріщиностійкості визначали згідно [4] на компактних прямокутних зразках з боковою тріщиною для досліджень на позацентровий розтяг К–Б–РВ (К – позначення форми зразка – квадратний; Б – позначення розташування тріщини – однобічна наскрізна; РВ – позначення виду деформації при навантажуванні – розтяг позацентровий) типу 3 (базовий розмір W=48 мм, товщина 7...8 мм) при частоті циклічного навантажування 10...15 Гц та коефіцієнту асиметрії R=0,05.

Марка	Масова доля, %						
сталі	С	Mn	Si	S	Р	Al	P3M
09Г	0,08	0,87	0,16	0,024	0,032	0,057	0,044
50Г	0,48	0,89	0,17	0,022	0,032	0,062	0,059

Таблиця 1 – Хімічний склад сталей дослідних плавок

Будували залежність швидкості росту втомної тріщини від розмаху коефіцієнту інтенсивності напруг ΔК.

Характеристиками циклічної тріщиностійкості матеріалів були обрані величини: розмах коефіцієнту інтенсивності напруг $\Delta K_{th} = \Delta K_{10}^{-9} - у$ низько-, $\Delta K^* = \Delta K_{10}^{-7} - у$ середньо-, $\Delta K_{fc} = \Delta K_{5\cdot 10}^{-5} - у$ високоамплітудних зонах діаграми при швидкості поширення тріщини, рівної 10⁻⁹, 10⁻⁷ и 5·10⁻⁵ м/цикл відповідно.

Наведені на рис. 1 результати досліджень вказують на те, що в дослідних сталях 09Г и 50Г при низькоамплітудних навантаженнях, незначно перевищуючих порогові значення КІН ΔK_{th} (при $\Delta K \leq \Delta K_{th}$ субкритичний зріст тріщин не відбувається), швидкість зросту тріщин практично однакова.

У високоамплітудній області діаграми спостерігається значна різниця у швидкості зросту втомних тріщин d_a/d_N в залежності від складу та технології розкислення сталей. Різниця у величині $\Delta K \le \Delta K_{th}$, яка відповідає переходу від втомного зросту тріщини до спонтанного руйнування зразка, для варіантів 11 и 42 (табл. 2) досягає 25 МПа·м^{1/2} або 38,5%.

Марка сталі, розкис- лення	Позначення	Тип зразка		
	11Пр	поздовжній		
071, AI	11П	поперечний		
00Γ A1 \downarrow E ₂ C ₂	12Пр	поздовжній		
091, A1 + FeCe	12П	поперечний		
5 0E	41Пр	поздовжній		
501	41Π	поперечний		
$50\Gamma \Lambda 1 + F_0C_0$	42 <u>П</u> р	поздовжній		
JUI, AI + FECE	42Π	поперечний		

Таблиця 2 – Марка сталі, тип зразка та позначення

Комплексне розкислення сталі 09Г, яке забезпечує глобуляризацію неметалевих включень, привело до підвищення ΔK_{fc} 3 60 до 80 МПа·м^{1/2} або на 33%. Для сталі 50Г зміна ΔK_{fc} була менш значною та склала 18%. Таким чином, отримані результати дозволяють затвер-

Машини і засоби механізації сільськогосподарського виробництва

джувати про суттєвий вплив неметалевих включень на опір сталі втомному руйнуванню.

На рис. 2 наведені фрактограми втомних зламів сталей 09Г и 50Г. Для поздовжніх зразків сталі 09Г характерні типові втомні борозенки (рис. 2, а). На поперечних зламах зразків низьковуглецевої сталі 09Г з алюмінієм спостерігаються сколювання металу, вторинні тріщини (див. рис. 2, б). Вторинні тріщини розташовуються перпендикулярно напряму поширення зламу. Одна з вторинних тріщин пройшла скрізь сульфідне включення. Втомних борозенок дуже менше та розмір їх більш широкий, чім на поздовжніх зразках. Спостерігається мікророзтріскування матриці сталі з проявом в цих зонах неметалевих включень. При розкисленні алюмінієм та фероцерієм в сталі 09Г спостерігається втомні борозенки як в поздовжніх, так і в поперечних зразках (рис. 2, в, г). На поперечному зразку видно, що церієве включення розкололось у процесі руйнування (див. рис. 2, г).



Рис. 1. Кінетичні діаграми втомного руйнування сталей 09Г (а) та 50Г (б)

У зламах сталей 50Г після розкислення алюмінієм у поздовжніх зразках спостерігається строчечно–ямковий злам з характерними втомними борозенками (рис. 2, д). У зламах поперечних зразків спостерігаються грубі вторинні тріщини та витягнуті ділянки скольного характеру, які орієнтовані по текстурі сталі, чого не виявлено на поздовжніх зразках, що пояснює негативний вплив текстури на циклічну в'язкість руйнування (див. рис. 2).

Машини і засоби механізації сільськогосподарського виробництва





Висновки. При розкисленні сталі для ковальських зливків алюмінієм і фероцерієм підвищується опір руйнуванню при циклічних навантаженнях виготовлених зі зливків деталей металургійного обладнання. Література:

1. *Анофрієв В.Г.* Дефекти залізничних коліс: монографія / І.О. Вакуленко, В.Г. Анофрієв, М.М. Грищенко, О.М. Перков – Дніпропетровськ.: Видавництво Маковецький Ю.В., 2009. – 112 с.

2. *Куслицкий А.Б.* Неметаллические включения и усталость стали / А.Б. Куслицкий – К.: Техника, 1976. – 128 с.

3. *Murakami Y*. Metalfatigue: effects of small defects and nonmetallic inclusions / Y. Muracami. – Elsevier Science, 2002. – 380 p.

4. Механика разрушения и прочность материалов: справочное пособие: в 4 т. / Под общ. ред. В.В Панасюка. – К.: Наукова думка, 1988–1990.- Т.4: Усталостная и циклическая трещиностойкость конструкционных материалов / О.Н. Романив. [и др.] – К., 1990. – 680 с.

КИНЕТИЧЕСКИЕ ДИАГРАММЫ РАЗРУШЕНИЯ МАРГАНЦЕВИСТЫХ СТАЛЕЙ

Бунина Л.Н.

Аннотация – приведено исследование многоцикловой выносливости марганцовистых кованых сталей. Показано, что комплексное раскисление стали алюминием и ферроцерием уменьшает анизотропию свойств.

THE KINETIC DIAGRAMS OF MANGANESE STEELS FRACTURE

L. Bunina

Summary

The high cycle endurance of manganese steels for forging is investigated. It is shown that deoxidation of steel by aluminium and ferrocerium reducs the anisotropy of properties. УДК 631.171.075.4

ВПЛИВ ТЕХНОЛОГІЧНИХ ПАРАМЕТРІВ ПРОДУКТИВНОСТІ ТВАРИН НА ПІДВИЩЕННЯ КОНКУРЕНТОСПРОМОЖНОСТІ ГАЛУЗІ СВИНАРСТВА

Болтянський О. В., к.т.н., Болтянська Н. І., к.т.н. *Таврійський державний агротехнологічний університет* Тел. +38 (0619) 42-05-70, e-mail: natali.28@inbox.ru

Анотація – у статті розглянуто вплив технологічних параметрів продуктивності тварин, що закладаються при будівництві нових свинарських підприємств, на підвищення конкурентоспроможності галузі свинарства.

Ключові слова – виробництво сільськогосподарської продукції, свинарство, тваринництво, система гібридизації, змішані корми, механізація і автоматизація виробничого процесу.

Постановка проблеми. Україна має значний природний потенціал, завдяки чому здатна не лише забезпечити власні потреби в основних продуктах харчування рослинного і тваринного походження, але і стати експортером високоякісної, конкурентоспроможної, біологічно чистої продукції [1-3].

Проте, упродовж останніх років в Україні відбувся катастрофічний занепад тваринництва в цілому і, зокрема, свинарства як однієї з основних складових галузі. За період 1991 - 2012 років в усіх категоріях господарств поголів'я свиней скоротилося на 12,1 млн. або в 2,6 рази, (з 19,4 млн. до 7,3 млн.) переважно за рахунок стрімкого скорочення поголів'я свиней в сільськогосподарських підприємствах - на 11,8 млн. або 6,2 разу [1-5].

В результаті стрімкого скорочення поголів'я великої рогатої худоби, птахів та ін., споживання м'яса і м'ясопродуктів зменшилося з 68,2 кг в 1990 році до 34,5 кг в 2012 році, тобто майже в 2 рази. У структурі споживання м'яса свинина складає найбільшу частину -41% [6].

Аналіз останніх досліджень. Занепад тваринництва в цілому і, зокрема, свинарства як однієї з основних складових галузі пояснюється незацікавленістю товаровиробників в розвитку тваринництва в результаті його збитковості, оскільки собівартість продукції в 2,3 рази перевищує її реалізаційну ціну [1,3,7].

[©] Болтянський О. В., Болтянська Н. І.

З таким висновком можна погодитися відносно реформованих сільськогосподарських підприємств, проте він мало торкається приватного сектора, де знаходиться 70% загального поголів'я свиней, причому ця частина протягом останніх 14 років істотно не змінюється. Темп скорочення поголів'я свиней в сільськогосподарських підприємствах залишаються вищим, в порівнянні, з особистими господарствами населення, а співвідношення між поголів'ям свиней, які містяться в господарствах населення і сільгосппідприємствах залишається незмінним - приблизно 70:30. Причому, в окремих областях (Чернівецька, Львівська, Тернопільська, Івано-Франківська, Рівненська) чисельність поголів'я свиней в господарствах населення складає від 85 до 90%.

При таких обставинах стає очевидним, що відновити чисельність поголів'я тварин і збільшити обсяги виробництва свинини в найкоротший строк можливо шляхом першочергового забезпечення господарств населення племінним, високопродуктивним ремонтним молодняком, збалансованими повнораціонними комбікормами і озброївши сільського хазяїна новітніми технологіями утримання і догляду за тваринами [8-11].

Формулювання цілей статті (постановка завдання). Визначити вплив технологічних параметрів продуктивності тваринних нових свинарських підприємств, що закладаються при будівництві, на підвищення конкурентоспроможності галузі свинарства.

Основна частина. Успішний розвиток галузі свинарства і конкурентоспроможність її продукції залежать від ряду найважливіших чинників, серед яких відмітимо:

- рівень селекційно-генетичної роботи;
- технологія виробництва;
- організація кормової бази і годівлі тварин з урахуванням сучасних знань фізіології живлення свиней.
- високий рівень ветеринарної і зоогігієнічної культури на свинарських підприємствах.

Слід зазначити, що нині рівень селекційно-генетичних робіт і технології, вживані в товарному свинарстві, не завжди відповідають поставленим завданням.

Продуктивність маткового стада в українських племінних господарствах поступається показникам провідних наукових свинарських центрів світу і складають 70...75% від їх рівня у кращому разі. Істотно більше ми витрачаємо кормів на 1 кг приросту живої маси, майже в 2 рази вище відхід тварин [8,12].

Недостатньо використовується в загальній системі виробництва свинини усім відомий спосіб підвищення продуктивності тварин - гібридизація. Доля гібридного молодняка нині в Україні не перевищує 65%, тоді як за кордоном практично усе відгодівельне поголів'я отримують керуючись прийнятими схемами багатоступінчастої гібридизації.

У 2005 році була запропонована і обґрунтована пірамідальна система виробництва свинини. У основі цієї системи пропонувалося створювати нуклеуси - селекційно-генетичні центри, призначені для роботи із створення нових і вдосконалення існуючих порід і ліній свиней. Ці тварини повинні використовуватися як форми прародителів для отримання проміжних гібридів. Наступною ланкою піраміди передбачалися центри гібридизація, яка на базі форм прародителів виробляла б гібридне поголів'я батьківського стада товарних репродукторів. На товарних же репродукторах повинна здійснюватися завершальна стадія гібридизації з отриманням дво-, три, і чотирипорідних гібридів для відгодівлі. Встановлено, що дво-, трипорідні гібриди ландрасів з матками великої білої породи за відгодівельними і м'ясними показниками значно випереджають чистопорідних тварин. Нині в Україні діють 19 племінних репродукторів по розведенню свиней породи ландрас, у тому числі 4 з них - в Чернівецькій області. Свині породи ландрас - одна з кращих серед заводських порід світу за відгодівельними і м'ясними показниками. В порівнянні з великою білою породою середньодобові прирости ландрасів більше на 11,4...17,9%, витрати корму на 1 кг приросту менше на 14,7.19,4 %, забійних кондицій вони досягають на 20...25 днів раніше, на 12...20% краще використовують азотисту частину корму [12-14].

Як правило, власники свинарських підприємств, що знову будуються, вважають за краще імпортувати племінну худобу, а не купувати її у вітчизняних племінних заводів і репродукторів. В першу чергу це пояснюється необхідністю мінімізувати капітальні вкладення в будівництво і технічне оснащення ферм і комплексів.

Високопродуктивні тварини зарубіжної селекції порівняно з вітчизняними здатні забезпечувати виробництво більшої кількості продукції за коротший технологічний цикл. Це знижує потребу в скотомісцях для одноразової постановки тварин, а отже сприяє значній економії загальної площі забудови комплексу і устаткування.

Порівняння результативності використання тварин з різних селекційних центрів Європи і України при виробництві свинини з розрахунку на 1300 основних маток показує, що в Голландії від них отримують 28000 голів відгодованих свиней в рік живою масою 110 кг, в Данію - 35000 голів, в Україні - по середніх господарствах - 19000 голів в рік, що менше зарубіжних аналогів на 47 і 85 % відповідно.

Порівняння технологічних параметрів продуктивності тваринних, використовуваних різними компаніями, нових свинарських підприємств, що закладаються при будівництві, приведені в таблиці 1.

Таблиця 1- Рівень технологічних параметрів продуктивності тваринних, використовуваних при проектуванні свинарських підприємств

N⁰	Найменування	Данія	Австрія	Канада	Гол-	Німеч-	Україна
п/п	показників фірм				ландія	чина	
		Егеберг	Шауер	ФіЖиСі	Поркон	Біг	Середні
		-			-	Дачмен	показники
1	2	3	4	5	6	7	8
1	Число опоро-	2,48	2,48	2,36	2,37	2,45	2,0
	сів в рік на						
	одну свинома-						
	тку						
2	Підсосний	26	28	28	27	28	35.45
	періол. лнів						
3	Прохолост. %	15	25	15	20	20	30
4	Поросят в	13	11	11	12	11	10.6
	onopoci ur	15		11	12		10,0
5	Живих поро	12	11	10	11	10	9.4
5	живих поро-	12	11	10	11	10	9,4
6		0	0	10	0	10	12
0	втрати поро-	8	ð	10	9	10	12
	сят в підсос-						
	нии період, %	4=0	7 00	4=0	100	4.50	• • • •
7	Середній	470	580	470	420	450	280
	приріст поро-						
	сяти на доро-						
	щенні, гр.						
8	Тривалість	77	94	77	77	84	60
	дорощення від						
	народження,						
	днів						
9	Втрати поро-	2	6	1,5	4	3	6,0
	сят на доро-			,			,
	шенні %						
10	Вага поросят	31.3	50	30	25	29.1	179
10	при переве-	51,5	20	50	20	27,1	17,5
	при переве						
11	Годівлю, кі	072	790	760	800	725	279
11	Середни	912	/80	/00	800	123	328
	сяти на відго-						
	дівлі, гр.				-		
1	2	3	4	5	6	7	8

Машини і засоби механізації сільськогосподарського виробництва

12	Втрати поро-	2	0	2	3	1	4
	сят на відгоді-						
	влі, %						
13	Тривалість	81	77	105	112	120	280
	відгодівлі до						
	110 кг, днів						
14	Сумарна три-	158	171	182	189	204	340
	валість відго-						
	дівлі від опо-						
	росу до забою,						
	днів						
15	Кількість по-	26,1	23,4	20,4	21,9	21,0	18,2
	росят знятих з						
	відгодівлі на 1						
	свиноматку в						
	рік						

Як видно з таблиці 1, врахований технологічний відхід молодняка від народження до здачі на м'ясокомбінат в середньому по Україні складає 22%, а приріст живої маси на відгодівлі - 328 г в добу при середній тривалості відгодівлі 280 днів. Ці показники у зарубіжних виробників варіюють від 12 до 14% і 720...970 г/добу відповідно.

Істотно понижені за кордоном норми площ для тварин. Так, за технологією виробництва свинини ряду європейських компаній норма площі на 1 умовну свиноматку з шлейфом складає близько 13,2 м². Вітчизняні технології у поєднанні з тваринами вітчизняної селекції вимагають близько 22...25 м². Необхідність проведення досліджень цих нормативів є беззаперечною.

Поширена думка про негативний вплив систематичного освіження крові новостворюваних і вже існуючих стад свиней племінними тваринами з-за кордону. Проте, аналіз численних проектованих об'єктів показує, що питома вага витрат на імпорт племінних тварин при первинному комплектуванні стада складає 4...5% від загальних капіталовкладень. Надалі, при повному освоєнні потужностей підприємства, щорічний ремонт стада складатиме близько 5% від поточних витрат на виробництво продукції.

Практика розробки різних проектів по зарубіжних технологіях і селекції дозволила виявити ряд чинників впливу продуктивності тварин на капітальні вкладення і експлуатаційні витрати.

У сучасних технологіях промислового виробництва свинини найбільш дорогими є цехи для утримання свиноматок, особливо цех опоросу і підсосного періоду. Доля їх вартості в загальному об'ємі інвестиційних витрат досягає 60%. Експлуатаційні витрати в 2...2,5 рази

247

вище, ніж на ділянках дорощення і відгодівлі. Вартість устаткування одного скотомісця для утримання свиноматки з підсосними поросятами перевищує 1500 євро. Тому вдосконаленню систем утримання основного стада свиноматок необхідно приділяти особливу увагу. Вітчизняне устаткування для утримання свиноматок громіздке, матеріаломістке, не стійко до корозії.

Пропоновані зарубіжні технології утримання маткового стада нерідко мають на увазі фіксоване утримання свиноматок упродовж всього циклу відтворення. Наслідком цього є укорочений термін господарського використання тварин, який не перевищує 3...4 опороси. Інтенсивний ремонт маткового стада, що досягає 40...50% в рік, веде до різкого зростання витрат на ремонтний молодняк [15].

У 2003 році був ухвалений загальноєвропейський закон по охороні здоров'я домашніх тварин, який передбачає обов'язковий моціон свиноматок в другому періоді поросності (від 30 до 110 днів поросності).

Нині перспективними напрямами в області проектування свинарських ферм і комплексів є потоково-турове виробництво, при якому забезпечується принцип "порожньо-зайнято" з метою дезінфекції приміщень. При цьому необхідно забезпечувати роботу системи опалювання і вентиляції в кожному боксі індивідуально [16].

Сучасні технології передбачають утримання свиноматок після відбирання від поросят в групових верстатах для відпочинку і виявлення охоти. Для цього передбачається 2-3 верстати для кабанівпробників. Запліднення проводять двічі, після чого свиноматок переводять в секції першого періоду поросності на 28...30 днів. У цих приміщеннях свиноматок містять в індивідуальних верстатах з фіксацією до підтвердження поросності. Годівля може бути сухим або вологим кормом. Системи нормованої роздачі корму автоматизовані і здійснюються за допомогою індивідуальних дозаторів.

Після підтвердження поросності свиноматок переводять в приміщення поросного періоду. Існує декілька технологій утримання свиноматок в цей період, орієнтовно 77 днів. Свиноматок містять в індивідуальних верстатах з фіксацією, при цьому полегшується догляд і контроль за свиноматкою, але свиноматка нерухома увесь період і термін її продуктивного життя скорочується. Поширений груповий спосіб утримання свиноматок до 12 голів в одному верстаті з системою нормованої годівлі, проте не виключається травмування свиноматок і незручно проводити огляд і профілактичні заходи. Найбільше поширення отримує спосіб утримання свиноматок у верстатах з вільним входом і виходом, що забезпечує комфортні умови утримання і природний моціон, це зміцнює м'язи опорно-рухової системи, збільшує кількість і якість живонароджених поросят. Це найбільш м'який і ефективний спосіб утримання, але вимагає збільшення капітальних витрат при будівництві або реконструкції. Верстати забезпечують вільний вхід і вихід свиноматки, а також забезпечені дозаторами нормованої годівлі.

За 5 днів до опоросу свиноматок переводять в приміщення для опоросу. Свиноматки заздалегідь проходять санітарну обробку в спеціальному приміщенні. Гарні показники в опоросі - це 12...14 поросят. У середньому, живих при відбиранні повинно бути не менше 10 поросят. Свиноматка годує поросят молоком протягом усього підсосного періоду 26...28 днів. За тиждень до відбирання поросят починають підгодовувати спеціальним комбікормом. Підсосних свиноматок з поросятами містять в уніфікованому верстатному устаткуванні з верстатом, що трансформується, і берложкою для поросят з інфрачервоним обігрівом і лінією нормованої годівлі свиноматок. Системи сухої годівлі передбачають подачу корму по індивідуальній нормі, при цьому ніпельна напувалка розташовується безпосередньо в годівниці і свиноматка може сама регулювати вологість корму. Рекомендується передбачати підігрівання підлоги в зоні розміщення поросят в берложці, що підвищує їх збереження.

У віці 26...28 днів поросят переводять в приміщення дорощення, а свиноматок повертають в приміщення для запліднення. У приміщеннях для дорощення поросят містять в індивідуальних верстатах по 25...35 голів, від 2...3 опоросів. Годівля сухим кормом "уволю" здійснюється автоматичними годівницями системою автоматичної подачі корму. Порося гойдає дзвін годівниці і корм дозовано висипається з бункера. Процес годівлі супроводжується грою і споживання корму збільшується, що супроводжується підвищенням приростів. У верстатах влаштовують навіс-берложку з підігріванням підлоги, створюють локальну зону відпочинку поросят на теплій підлозі. Це підвищує збереження і прирости, а також дозволяє значно економити енергетичні ресурси на опалювання приміщень в зимовий період. Досягших ваги 20 кг поросят переводять в приміщення другого періоду дорощення, що дозволяє забезпечувати краще збереження і спрощує систему годівлі.

Досягших ваги 50 кг поросят переводять в приміщення відгодівлі. При відгодівлі застосовується "суха" годівля із застосуванням автоматичних годівниць за технологією годівлі "уволю" з автоматичною роздачею корму. Є можливість збільшення поголів'я в існуючих приміщеннях на 25...50% за рахунок застосування нових здвоєних годівниць на 70 голів, що знижує витрати на реконструкцію і збільшує виробництво м'яса. Переведення на годівлю "уволю" дозволяє підвищити середньодобові прирости до 900...1000. Понизити витрату кормів з 5,6 кг до 2,3...2,9 кг на 1 кг приросту. Висновки. Узагальнення вищевикладеного дозволило сформулювати ряд основних принципів, дотримання яких при проектуванні забезпечує максимально ефективне виробництво свинини:

1. Пірамідальність системи розведення свиней, яка передбачає чітку спеціалізацію господарств на селекційно-генетичні центри (нуклеуси), репродукторні і відгодівельні комплекси. При цьому дотримується односторонній рух поголів'я: племінне ядро (нуклеус) - племінні репродуктори - товарні репродуктори - відгодівельні господарства.

2. Отримання товарної продукції на базі систем гібридизації, що дає можливість отримати значну надбавку в продуктивності свиней за рахунок реалізації ефекту гетерозису - переваги потомства над батьківськими формами за продуктивними якостями.

3. При проектуванні селекційно-генетичних центрів в обов'язковому порядку передбачається створення елеверів - контрольновипробних станцій для вирощування висококласних кабаніввиробників. Досвід зарубіжних селекційно-генетичних центрів свідчить про високу ефективність елеверів як системи вирощування кабанів-виробників, де успішно застосовуються сучасні методи популяційної генетики і маркерної селекції.

4 Організація технологічного процесу з можливістю роботи тваринницьких приміщень за принципом "порожньо-зайнято", який передбачає створення умов для проведення регулярної дезінфекції і проведенню ремонту технологічного устаткування без збитку здоров'ю тварин.

5 Забезпечення індивідуально-вигульного утримання свиноматок другої половини поросності (від 30 до 110 днів).

6 Забезпечення однорідності і постійності технологічних груп при їх переміщенні з однієї технологічної ділянки на іншій, що значно знижує негативну дію стресових чинників.

Література:

1. Нечаев, В. Разработка направлений инновационного развития животноводства / В.Нечаев, Е. Артемова, С.Фетисов // Экономика сельского хозяйства России. - 2009. - № 12. - С. 38-48.

2. Можаев, Е.Е. Роль науки в инновационных процессах АПК и производственная подготовка кадров / Е.Е. Можаев // Механизация и электрификация сельского хозяйства.– 2005. – №6. – С.2–4.

3. *Кожамуратов, Н. Ж.* Эффективность производства продукции и снижение трудовых затрат в животноводстве / *Н. Ж. Кожамуратов* // Аграрная наука. - 2009. - № 11. - С. 20-22.

4. AGRORU.COM - торговая система: [Електорнний ресурс].-Режим доступу: http://www.agroru.com/doska/647216.htm. 5. Макарцев, Н.Г. Технология производства и переработки животноводческой продукции.- Н.Г. Макарцев. Калуга: «Манускрипт», 2005.

6. *Смирнова, В.* Конкурентоспособность продукции свиноводства в условиях роста цен на зерно / *В. Смирнова* // АПК: экономика, управление. - 2009. - № 3. - С. 55-59.

7. Кольга, Д.Ф. Методика расчета и проектирования генеральных планов животноводческих ферм и комплексов: методические указания / Д.Ф. Кольга [и др.]. - Минск: БГАТУ, 2010. - 72 с.

8. Седов, Ю. Д. Свиньи: разведение, содержание, уход / Ю. Д. Седов. - Ростов н/Д : Феникс, 2008. - 189 с.

9. Скляр, О. Г. Механізація технологічних процесів у тваринництві: навч. посібник/ О.Г.Скляр, Н.І.Болтянська. – Мелітополь: Колор Принт, 2012. – 720 с.

10. Вагин, Ю.Т. Техническое обеспечение в животноводстве: Курсовое и дипломное проектирование / Ю.Т. Вагин [и др.]. - Минск: Техноперспектива, 2007. - 546 с.

11. Карташов, Л.П. Методы расчета биологических и технических параметров системы "человек-машина-животное": учебное пособие / Л.П. Карташов. – Оренбург : Изд-во Центр ОГАУ, 2007. – 152 с.

12. Середин, В.А. Проблема интенсификации воспроизводства в животноводстве / В.А. Середин [и др.] // Аграрная Россия. - 2008. - № 4. - С. 16-39.

13. Зайцев, В.В. Влияние генотипа на мясную продуктивность и естественную резистентность свиней / В.В. Зайцев, М.М. Серых, Л.М. Зайцева // Аграрная наука. - 2009. - № 11. - С. 22-24.

14. Петров, Г.А. Убойные и мясные качества свиней отечественной и западной селекции / Г.А. Петров [и др.] // Аграрная наука. -2009. - № 5. - С. 26-27.

15. Кольга, Д.Ф. Методика расчета и проектирования генеральных планов животноводческих ферм и комплексов: методические указания / Д.Ф. Кольга [и др.]. - Минск: БГАТУ, 2010. - 72 с.

16. Кольга Д.Ф. Генеральные планы животноводческих и птицеводческих предприятий: методические указания к расчету и проектированию / Д.Ф. Кольга [и др.]. - Минск: БГАТУ, 2008. -72 с.

ВЛИЯНИЕ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ПРОДУКТИВНОСТИ ЖИВОТНЫХ НА ПОВЫШЕНИЕ КОНКУРЕНТОСПОСОБНОСТИ ОТРАСЛИ СВИНОВОДСТВА

Болтянский О.В., Болтянская Н.И.

Аннотация – в статье рассмотрено влияние технологических параметров продуктивности животных, закладываемых при строительстве новых свиноводческих предприятий, на повышение конкурентоспособности отрасли свиноводства.

INFLUENCE OF TECHNOLOGICAL PARAMETERS OF THE PRODUCTIVITY OF ANIMALS ON INCREASE OF COMPETITIVENESS OF THE INDUSTRY OF PIG BREEDING

O. Boltyanskiy, N. Boltyanskaya

Summary

Influence of technological parameters of the productivity of animal, assum at building new pig breeding enterprises on the increase of competitiveness of the industry of pig breeding is considered in a paper.
УДК 631.3

АНАЛІЗ ШЛЯХІВ ПІДВИЩЕННЯ НАДІЙНОСТІ КОМПЛЕКСНОГО ПОСІВНОГО МАШИННО-ТРАКТОРНОГО АГРЕГАТУ

Кишко М. Л., інженер, Болтянський Б. В., к.т.н., Болтянський О. В., к.т.н. *Таврійський державний агротехнологічний університет* Тел. (0619) 42-04-42

Анотація – у статті розглядаються можливі шляхи підвищення ефективності використання посівних машиннотракторних агрегатів.

Ключові слова – машинно-тракторний парк, ефективність використання, надійність, машинно-тракторний агрегат, показники.

Постановка проблеми. На полях України працюють прості, комбіновані та комплексні агрегати. За останній час все більше уваги приділяється використанню комплексних та комбінованих широкозахватних агрегатів.

Аналіз стану справ з використання техніки засвідчує, що при збільшенні терміну служби машин, як правило, зменшується сезонна продуктивність, підвищуються витрати паливо-мастильних матеріалів, праці, запасних частин, підвищуються загальні витрати на підтримку техніки в працездатному стані. Темпи зниження наробітку тим більші, чим більшій термін експлуатації машини. В порівнянні з другим – третім роком експлуатації техніки, до закінчення її амортизаційного періоду річний наробіток зменшується на 20...40% в залежності від типу і функціонального призначення машини.

Ресурс наявного машинно-тракторного парку (МТП) зношений на 60...70%, а це, в свою чергу, призводить до росту сумарних витрат на підтримання техніки у працездатному стані, які до кінця амортизаційного терміну у 1,5...2 рази перевищують її балансову вартість [1].

Придбання нової техніки в умовах економічної кризи для більшості господарств практично нереально через фінансові труднощі.

Аналіз останніх досліджень. Аграрна реформа, що проводиться в Україні протягом багатьох років, проходить дуже складно і на фоні кризових явищ. Скоротилось оновлення машинно-тракторного парку і

[©] Кишко М. Л., Болтянський Б. В., Болтянський О. В.

Машини і засоби механізації сільськогосподарського виробництва

його кількісного складу порівняно з 1990 роком: тракторів в 2,8 рази, зернозбиральних комбайнів в 3,6 рази [1].

Такий стан справ призвів до того, що сільськогосподарське виробництво характеризується гострим дефіцитом машин, низьким рівнем їх експлуатації і серйозними недоліками в сфері виробництва, ростом собівартості продукції.

Виходом із ситуації, що склалася, є пошук шляхів покращення використання техніки.

Відомо, що продуктивність машин залежить від їх надійності, тобто властивості виконувати задані функції, зберігаючи експлуатаційні показники у встановленому діапазоні протягом необхідного часу за даних виробничих умов. Різноманіття умов експлуатації істотно знижує надійність і ефективність використання машинно-тракторних агрегатів (МТА). При експлуатації машин виникають несправності і відмови, що пояснюються порушенням правил експлуатації, зносом деталей, несвоєчасним проведенням технічного обслуговування, порушенням техніки безпеки тощо.

Формулювання цілей статті (постановка завдання). З точки зору продуктивності необхідно підвищити безвідмовність і коефіцієнт технічної готовності техніки, що експлуатується у господарствах агропромислового комплексу.

Основна частина. Агротехнічні операції, як правило, виконуються за допомогою МТА. В агрегаті з трактором працюють причіпні, напівпричіпні або начіпні сільськогосподарські машини. Оскільки відмова в роботі будь-якої машини призводить до відмови агрегату в цілому, ймовірність безвідмовної роботи агрегату визначиться, як добуток ймовірності безвідмовної роботи машин, що входять до складу агрегату.

Таким чином, ймовірність безвідмовної роботи МТА завжди менша ймовірності безвідмовної роботи будь-якої машини, які складають цей агрегат і зменшується із збільшенням числа машин в агрегаті. Особливо це стосується комплексних та комбінованих агрегатів, що виконують дві і більше технологічних операцій одночасно.

Ймовірність безвідмовної роботи МТА при послідовному з'єднанні його складових визначається, як добуток ймовірностей безвідмовної роботи цих складових [2]:

$$P_{azp.}(t) = P_1(t) \cdot P_2(t) \dots P_n(t) = \prod_{i=1}^n P_i(t), \qquad (1)$$

де $P_1(t), P_2(t)...P_n(t)$ - ймовірність безвідмовної роботи складових агрегату, відповідно, за час t; n – кількість складових агрегату.

Ймовірність відмови МТА за час *t* визначається:

$$Q_{ap} = 1 - P_{ap}(t) . \tag{2}$$

При однаковій ймовірності безвідмовної роботи складових агрегату рівняння (2) приймає вигляд:

$$P_{ap}(t) = P_i^n(t) \,. \tag{3}$$

Якщо відмови складових МТА співвідносяться з експоненціальним законом розподілу ймовірностей, то:

$$P_1(t) = e^{-\lambda_1(t)}; P_2(t) = e^{-\lambda_2(t)} \dots, \qquad (4)$$

тоді ймовірність безвідмовної роботи МТА за час *t*:

$$P_{app}(t) = \prod_{i=1}^{n} e^{-\lambda_i(t)} = e^{-(\lambda_1 + \lambda_{2+\dots}, \lambda_n)(t)} = e^{-\lambda_0 t}.$$
 (5)

Параметр потоку відмов у цьому випадку буде рівним λ_0 , тому що:

$$\lambda_0 = \sum_{i=1}^n \lambda_i \ . \tag{6}$$

Ймовірність відмов системи МТА при простих потоках відмов визначається:

$$Q_{arp} = 1 - e^{-\sum_{i=1}^{n} \lambda_i(t)}.$$
 (7)

Час наробітку на відмову:

$$T_{ii\partial} = \frac{1}{\sum_{i=1}^{n} \lambda_i},$$
(8)

де $\sum_{i=1}^{n} \lambda_i$ – параметр потоку відмов.

Між рівнем безвідмовності і кількістю відмов існує кореляційний зв'язок: чим вище надійність, тим менше кількість відмов та витрати часу на відновлення працездатності.

Рівень надійності комплексного агрегату визначає надійність його складових, а відтак і ефективність його використання. При ви-

значенні рівня надійності комплексного агрегату необхідно враховувати зміни експлуатаційно-технічних характеристик складових комплексного агрегату в різних умовах.

В таблиці 1 наведені техніко-експлуатаційні показники посівного комплексу, що використовується в приватному підприємстві «Могучий» Мелітопольського району Запорізької області.

Таблиця 1 – Склад і експлуатаційно-технічні показники посівного комплексу

			Середній час
Елемент посівного комплексу	Кількість	Наробіток на	на відновлен-
	машин в	відмову, год.,	ня працездат-
	агрегаті	t_{pi}	ності, год.,
			t _{si}
Трактор	1	198	6,8
Сівалка	1 (3 секції)	100	2,7
Культиватор	1 (3 секції)	120	2,5
Зчіпка	1	90	0,9
Бункер-	1	125	25
завантажувач	1	123	5,5
Борона	12	90	0,4

Коефіцієнт готовності машин, що складають комплексний агрегат, визначається по формулі:

$$K_{\Gamma} = \lim_{t \to \infty} \frac{t_p(t)}{t} = \left[1 + \sum_{i=1}^n \frac{t_{ei}}{t_{pi}} \right],\tag{9}$$

де t_{pi} , t_{ei} – сумарний час, відповідно, роботи і відновлення працездатності *i*-ої машини агрегату, n – кількість машин в агрегаті.

Цей коефіцієнт складає для: трактора – 0,97; культиватора – 0,94; сівалки – 0,93; зчіпки – 0,99; борони – 0,99; бункеразавантажувача – 0,97.

Долю часу, впродовж якого агрегат знаходиться в працездатному стані, оцінюємо коефіцієнтом готовності: K_{Γ} =0,81.

Середню долю часу, протягом якого агрегат буде в стані відмови через відмову кожної складової, визначаємо по формулі:

$$\bar{t}_{ei} = K_{\Gamma} \cdot \frac{t_{ei}}{t_{pi}}.$$
(10)

Машини і засоби механізації сільськогосподарського виробництва

Доля часу простою агрегату із-за відмови: трактора – 0,029; культиватора – 0,051; сівалки – 0,061; бункера-завантажувача – 0,023; зчіпки – 0,09; борони – 0,004.

Найслабшим ланцюгом в складі комплексного агрегату є сівалка і культиватор, доля простою яких, відповідно, складає 0,061 і 0,051.

Середній час безвідмовної роботи агрегату складе:

$$\bar{t_p} = \left[\sum_{i=1}^{n} \frac{1}{t_{pi}}\right]^{-1}.$$
(11)

Підставивши в цю формулу значення величин, отримаємо:

Середній час простою агрегату із-за відмови його працездатності визначаємо по формулі:

$$\bar{t}_{s} = \bar{t}_{p} \sum_{i=1}^{n} \frac{t_{si}}{t_{pi}}.$$
(12)

Підставивши в формулу значення величин, отримаємо:

Отже, середній час безвідмовної роботи комплексного посівного агрегату складе 4,59 год., а на відновлення його працездатності при виникненні відмови потрібно, у середньому, витратити 1,1 год.

Зменшити частку долі часу на відновлення працездатності МТА можливо за умови скорочення часу на пошук, придбання і доставку запасних частин, що можливо тільки при налагодженій роботі інженерної господарства.

В період виконання напружених сільськогосподарських робіт, до яких відноситься і посів, необхідно організувати роботу ланки ремонтно-технічного обслуговування з обов'язковим включенням до неї пересувної ремонтної майстерні

Висновки. Для збільшення часу роботи агрегату до відмови слід звернути увагу на ретельну підготовку найбільш вразливих складових агрегату - сівалку та культиватор.

Скоротити час на відновлення працездатності агрегату можливо при наступних умовах: створення ланки по ремонту та технічному обслуговуванню техніки в період напружених робіт; наявності якісних запасних частин, організації належним чином інженерної та диспетчерської служби; створення сприятливих умов праці механізаторів; моральне та матеріальне стимулювання їх праці.

Література:

1. Наявність сільськогосподарської техніки та енергетичних потужностей у сільському господарстві у 2012 році: стат. бюлетень. – К.: Державна служба статистики України, 2013. – 32 с.

2. Погорелый Л.В. Научные основы повышения производительности сельскохозяйственной техники / Л. В. Погорелый [и др.].-К.: Урожай, 1989. – 237 с.

3. Зангиев А.А. Практикум по эксплуатации машиннотракторного парка / А. А. Зангиев, А.Н. Скороходов.- М.: Колос, 2006.-316 с.

4. Прибытков П.Ф. Безотказность уборочных агрегатов и комплексов / П.Ф. Прибытков, В.Ф. Скробач. - Л.: Агропромиздат, 1987.-201 с.

АНАЛИЗ ПУТЕЙ ПОВЫШЕНИЯ НАДЕЖНОСТИ КОМПЛЕКСНОГО ПОСЕВНОГО МАШИННО-ТРАКТОРНОГО АГРЕГАТА

Кишко Н.Л., Болтянский Б.В., Болтянский О.В.

Аннотация – рассмотрены возможные пути повышения эффективности и использования посевных машинно-тракторных агрегатов.

ANALYSIS OF WAYS TO ENHANCE RELIABILITY OF THE INTEGRATED SOWING TRACTOR UNIT

N. Kishko, B. Boltyanskiy, O. Boltyanskiy

Summary

Possible ways to improve the efficiency of usage of sowing tractor-tool units are considered. УДК 629.3.014.2

КОНСТРУКТИВНА РЕАЛІЗАЦІЯ ПЕРСПЕКТИВНИХ РУЛЬОВИХ КЕРУВАНЬ МОБІЛЬНИХ МАШИН

Петров В. О., к.т.н., Бондар А. М., к.т.н., Петров А. В., інж. *Таврійський державний агротехнологічний університет* Тел. (0619) 42-57-97

Анотація – робота присвячена реалізації нових типів керування напрямом руху мобільних машин. Пропонується ряд конструктивних рішень рульових приводів для відомих типів шасі. Показано перспективність електромеханічних підсилювачів керма (ЕМПР) і можливість їх використання як асинхронного сервоприводу.

Ключові слова – людина-оператор, об'єкт управління, об'ємно-гідравлічне рульове управління (ОГРУ), електромеханічний підсилювач рульового керування (ЕМПР), сервопривод, автовихід із занесення, добротність.

Постановка проблеми. Традиційні системи рульового керування мобільних машин досить прості, але спосіб управління об'єктом, який є інтегратором зі змінною швидкістю накопичення, досить складний і перешкоджає оператору точно і швидко управляти напрямом руху машини. Основні недоліки цих систем:

- із зростанням швидкості чутливість керма лінійно наростає, помилка відстеження зростає квадратично і на підвищених швидкостях система працює на межі стійкості. Спроба понизити чутливість за рахунок передатного відношення рульового приводу різко погіршує маневреність машини.

- час реакції водія лежить в межах 0,5 - 2,5 с., що обумовлено складністю прогнозування "поведінки" інтегратора [1].

Є необхідність конструктивного втілення нових з урахуванням тенденцій розвитку і використання компонентів сучасних систем рульових керувань.

На сьогодні намічені два перспективні шляхи розвитку рульових приводів: забезпечення постійної чутливості рульового керування; спосіб управління по положенню.

Актуальною є проблема поліпшення керованості мобільних машин. Вчені: Гельфенбейн С.П., Петров В.А., які займалися цією про-

[©] Петров В. О., Бондар А. М., Петров А. В.

Машини і засоби механізації сільськогосподарського виробництва

блемою, вказували на перспективний спосіб управління "по положенню" [1,2]. Проте технічного рішення запропоновано не було, тому що у рамках механічної схеми це занадто складно. Відомо, що людинаоператор найлегше і точно здійснює операції спостереження за відхиленням контрольованого параметра при управлінні по положенню [1]. В цьому випадку об'єкт управління є простим підсилювачем, де положення керма визначає напрям руху мобільної машини.

Попередній аналіз переваг такого способу управління було наведено в роботі [2], де була застосована методика інтерактивного моделювання.

Аналіз останніх досліджень. Аналіз традиційних систем управління руху мобільних машин показує, що вони, як об'єкт управління, є інтегратором зі змінними параметрами. Можна запропонувати більш ергономічний спосіб управління мобільними машинами, в рульове управління яких вбудована диференціююча ланка. Практично це означає, що напрям руху машини має бути пов'язаний з положенням рульового колеса.

Для оцінки керованості нових типів рульових управлінь (РУ) були проведені дослідження, вони показали наступне:

- РУ по положенню забезпечує на порядок більш високу точність відслідковування траєкторії руху і дає можливість понизити передаточне відношення рульового приводу, а також поліпшити автовихід із заносу;

- спрощення управління в цьому випадку знижує час реакції водія удвічі, на порядок збільшує точність відстежування траєкторії [4].

На рисунках 1 і 2 приведені залежності добротності від швидкості і передаточного відношення рульових керувань (РК; добротність це відношення швидкості руху до середньоквадратичної помилки відслідковування траєкторії) [1].



------ - добротність керування для традиційного РК;

- добротність керування по положенню та з постійною чутливістю

Рис. 1. Залежність добротності РК від передатного відношення

Слід зазначити, що добротність системи управління по положенню із зростанням швидкості залишається постійною, помилка відслідковування траєкторії росте лінійно, а не квадратично, як у традиційного РК.

Машини і засоби механізації сільськогосподарського виробництва



Рис. 2. Залежність добротності від швидкості руху транспортного засобу (км/год)

Аналогічні дослідження для рульового управління з постійною чутливістю показали подібні результати.

Формулювання цілей статті (постановка завдання). Метою статті є реалізація перспективних напрямів розвитку рульових керувань: постійной чутливості і по положенню для відомих типів шасі мобільних машин.

Основна частина. Для гусеничних машин, напрям руху яких визначається кінематичною узгодженістю рушіїв лівого і правого борту шасі, реалізація способу управління по положенню вирішується до-



сить просто. Для цього у відому схему управління треба внести наступні зміни: замість гальмівних фрикціонів, пов'язаних з планетарним механізмом, встановити шестерні і замкнути їх через кінематичний ланцюг, пов'язаний з объемно-гидравлическим рульовим управлінням, як це показано на рис. 3.

Рис. 3. Схема реалізації засобу управління по положенню для гусеничних шасі

Пристрій працює таким чином: при нерухомому рульовому колесі гусенична машина рухається прямо при тому, що права і ліва гусениці рухаються погоджено, поворот рульового колеса, незалежно від режиму руху, викликає відповідний "забіг" правої гусениці відносно лівої, що викликає відповідний поворот транспортного засобу [3].

Недоліки цієї схеми очевидні: досить висока складність механічної частини, дуже велика потужність ОГРУ, оскільки поворот здійснюється за його рахунок.

Завдання реалізації управління по положенню для колісних машин значно складніше. Це пов'язано з тим, що в колісних машин синхронний поворот машини і рульового колеса принципово неможливий.

Для того, щоб вирішити це завдання пропонується наступний підхід:

1. У будь-який момент часу водій за допомогою керма задає напрям керованих коліс в просторі.

2. При нерухомому кермі система управління забезпечує рух машини за керованими колесами подібно при цьому відбувається самоповернення системи управління в нейтральне положення під час пересування транспортного засобу.

Очевидно, що система управління повинна утримувати два незалежні канали управління [5, 6]. По першому каналу відбувається завдання положення направляючих елементів ходової частини (керованих коліс, передній візок шарнірно зчленованої машини). По другому здійснюється самоповернення системи в нейтральне положення без зміни положення направляючих елементів на місцевості, при цьому використовується інформація з двох вимірювальних перетворювачів:

1. Кута відхилення положення направляючих елементів ходової частини (керованих коліс, передній візок шарнірно зчленованої машини) α від нейтрального положення;

2. Переміщення транспортного засобу (одометр).

Рівняння зв'язку кінематичних параметрів і параметрів руху виражаються залежністю (1), а схеми представлені на рисунку 4.

$$\Delta \alpha = -\frac{\Delta X}{L} \cdot \sin(\alpha); \quad tg\left(\frac{\alpha}{2}\right) = tg\left(\frac{\alpha_0}{2}\right) \cdot e^{-\frac{X}{L}}.$$
$$\Delta \alpha = -\frac{\Delta Y}{L} \cdot tg(\alpha); \quad \sin(\alpha) = \sin(\alpha_0) \cdot e^{-\frac{Y}{L}}.$$



Рис. 4. Схема виходу з повороту колісних шасі при нерухомому рульовому колесі:

а) шасі з передніми керованими колісами;

б) шарнірно зчленованих колісних шасі.

Другий шлях полягає у використанні автопілота. Для його реалізації достатньо використати один вимірювальний перетворювач положення в просторі (гіроскоп).

Машини і засоби механізації сільськогосподарського виробництва

Досить точний автопілот включає гіроскоп. Сучасні електронні компоненти недорогі, надійні, економічні і досить точні. Наприклад, є трьохосьовий гіроскоп L3G4200D/DH з цифровим виходом (рис. 5).



Рис. 5. Трьохосьовий гіроскоп L3G4200D/DH з цифровим виходом

Завдяки малим розмірам і низькому споживаному струму, трьохосьові гіроскопи L3G4200D/DH можуть застосовуватися в системах позиціонування.

Для важких машин з ОГРУ управління по положенню може бути реалізоване в системах з вільним золотником. Другий незалежний канал управління організовується за рахунок введення додаткового насоса дозатора пов'язаного з гіроскопом. Двоканальна схема рульового управління приведена на рисунку 6.



Рис. 6. Двоконтурне об'ємногідравлічне рульове керування зі вбудованим стежачим приводом

Насос 1, пов'язаний з рульовим колесом 3, задає положення направляючих елементів ходової частини (керованих ко-

ліс, передньої вісі шарнірно зчленованої машини) на місцевості. Насос 2, пов'язаний з гіроскопом, забезпечує незмінність положення направляючих елементів ходової частини (керованих коліс, передньої вісі шарнірно зчленованої машини) під час повернення в нейтральне положення при нерухомому рульовому колесі.

Для легких колісних машин запропоноване спрощене технічне рішення [6] (рис. 7).



Машини і засоби механізації сільськогосподарського виробництва

Модернізована рульова колонка дозволяє здійснити управління по положенню. Диференціальний механізм забезпечує властивості двоканального рульового управління. Виконуючий механізм стабілізуючої системи (крокові двигуни незначної потужності до 300 Вт) здійснює поворот керованих коліс, згідно з рівнянням (1). Керуючий сигнал для крокового двигуна можна безпосередньо отримати з гіроскопа.

Цей шлях реалізації способу управління (по положенню) мобільною машиною, в порівнянні з першим, є переважним при русі на слизькій дорозі, оскільки забезпечує "автовихід" із заносу.

Недоліками таких рішень є те, що коригувальна дія вводиться в систему управління паралельно за допомогою специфічного енергонасиченого сигналу (насос-дозатор, кроковий привод). Правильніший підхід полягає у формуванні комплексного сигналу управління до стадії посилення, що дозволить використати стандартний підсилювач. На цьому етапі розвитку транспортного машинобудування провідні світові виробники транспорту, як правило, випускали машини, обладнані гідропідсилювачами рульового керування. Проте останніми роками гідропідсилювачі все частіше стали замінюватися електропідсилювачами.

Електромеханічний підсилювач рульового управління - абсолютно новий напрям в рульовому керуванні колісних машин і буде основним при розробці і оснащенні нових перспективних моделей. Поява електропідсилювача усуває необхідність в насосі гідропідсилювача, шлангах, гідравлічних рідинах, приводному ремені і шківі на двигуні. В результаті рульовий привод з електричним підсилювачем економить енергію і покращує екологію довкілля, і в той же час, в порівнянні з гідропідсилювачем, має ряд переваг:

- спрощене налаштування;
- адаптивність в компонуванні;
- незалежне від двигуна рульове управління;

Пропонується реалізація багатоканального рульового управління на базі ЕМПР. Аналіз конструкції показав, що є технічна можливість його перетворення в асинхронний сервопривод. Для цього слід ввести додатковий блок управління, оснащений групою датчиків контролю режиму руху і позиціонування транспортного засобу і також автономним задатчиком дії. Цей додатковий надблок управління використовує у своїй роботі сигнали серійних датчиків:

- крутного моменту;
- положення ротора;
- швидкості транспортного засобу.

Перетворена схема має вигляд, що пояснений на рис. 8.



Рис. 8. Перетворена схема сервоприводу на базі ЕМПР

Використання ЕМПР як асинхронного сервоприводу дозволяє організувати два різновиди керування (з постійною чутливістю і по положенню).

Висновки.

1. Реалізація управління з постійною чутливістю і по положенню можлива на основі багатоканальних систем управління.

2. Використання ЕМПР за схемою сервоприводу, у поєднанні з надсистемой управління дозволить значно поліпшити керованість транспортних засобів. Завдяки появі сучасних електромеханічних компонентів з'явилася можливість для втілення теранавігації.

3. На порядок підвищується точність відстежування траєкторії, а також:

- знижується час реакції водія;

- при використанні автопілота в другому каналі управління забезпечується автовихід із занесення;

- принцип постійної чутливості рульового керування забезпечує стійкість прямолінійного руху і маневреність мобільної машини.

Література:

1. *Гельфенбейн С.* Терранавигация / *С. Гельфенбейн.* – М.: Колос, 1981. – 207 с.

2. Петров В. А. Улучшение управляемости сельскохозяйственных машинно-тракторных агрегатов: дис. канд. техн. наук / В. А. Петров.- М. 1989.- 178 с.

3. Пат. 35247 Україна, МКИ⁷ В62D1/18. Рульове керування по положенню гусеничним транспортним засобом / *Петров В.А., Петров А.В., М.М. Луб'яний* // Опубл. 10.09.2008, бюл.№17.

Машини і засоби механізації сільськогосподарського виробництва

4. Петров А. В. Впровадження керування «по положенню» в конструкціях рульових управлінь мобільних машин / А. В. Петров // Вісник Дніпропетровського державного аграрного університету. – Дніпропетровськ, 2009.- Спецвипуск №2-09. – С. 271-273.

5. Пат. 34001 Україна, МКИ⁷ В62D1/18. Двоканальне рульове керування транспортного засобу з підсилювачем/ *В. О. Петров*, [та ін.]. - № 200801763; заявл. 11.02.08; опубл. 25.07.08, бюл. №14.

6. Пат. 9846 Україна, МКИ⁷ В62D1/18. Рульова колонка транспортного засобу / В. О. Петров [та ін.] (Україна). - №200503317; заявл. 04.11.05; опубл. 17.10.05, бюл. №10.

7. Пат. на твір №48695, Україна. Симулятор руху машиннотракторного агрегату (МТА): комп'ютерна програма / А. М. Бондар, А. В. Петров; ТДАТУ. – К.: Державна служба інтел. власності України. – 2013.10.04.

КОНСТРУКТИВНАЯ РЕАЛИЗАЦИЯ ПЕРСПЕКТИВНЫХ РУЛЕВЫХ УПРАВЛЕНИЙ МОБИЛЬНЫХ МАШИН

Петров В.О., Бондарь А.Н., Петров А.В.

Аннотация – работа посвящена реализации новых типов управления направлением движения мобильных машин. Предлагается ряд конструктивных решений рулевых приводов для известных типов шасси. Показаны перспективность электромеханического усилителя рулевого управления и возможность их использования как асинхронного сервопривода.

STRUCTURAL REALIZATION OF PERSPECTIVE STEERING MANAGEMENTS OF MOBILE MACHINES

O. Petrov, A. Bondar, A. Petrov

Summary

A paper considers realization of new types of the management of direction of the motion of mobile machines. Several designs of steering drives for well-known types of chassis are proposed. Perspective of an electromechanic steering assist unit and possibility of its using as an asynchronous servodrive are shown. УДК 631.362:53

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ РАССЛОЕНИЯ ПСЕВДООЖИЖЕННОЙ ЗЕРНОВОЙ СМЕСИ НА ВОЗДУХОПРОНИЦАЕМОЙ СКАТНОЙ ПЛОСКОСТИ ТИПА «ЧЕШУЙЧАТОЕ» РЕШЕТО

Харченко С. А., к.т.н., Борщ Ю. П., асп.^{*} Харьковский национальный технический университет сельского хозяйства имени Петра Василенко Тел. (057) 732-86-40

Аннотация – получена математическая модель процесса расслоения зерновой смеси, которая движется по наклонной воздухопроницаемой поверхности типа «чешуйчатое» решето. В модели учтены конструктивные параметры чешуйчатой поверхности, подача зернового материала и воздушного потока.

Ключевые слова – математическая модель, зерновая смесь, решето.

Постановка проблемы. В результате исследований предложен способ повышения эффективности пневмосепарирования [1], который заключается в предварительном расслоении зерновых смесей (3С) при помощи воздухопроницаемой чешуйчатой поверхности. Для построения модели динамики зерновой смеси в разработанном пневмосепарирующем устройстве рационально использовать гидродинамические аналогии с движением несжимаемой неньютоновской жидкости.

Анализ последних исследований. В результате исследований предложен подход к моделированию динамики псевдоожиженных зерновых смесей, который учитывает гидродинамические аналогии с движением несжимаемой неньютоновской жидкости, реологический закон, условия на свободной и на скатной поверхности [2].

Формулирование целей статьи (постановка задания). Обосновать математическую модель процесса расслоения зерновой смеси, которая движется по наклонной воздухопроницаемой поверхности типа «чешуйчатое» решето, с учетом конструктивно-технологических параметров чешуйчатой поверхности пневмосепарирующего устройства.

Основная часть. Для исследований принимаем чешуйчатую по-

[©] Харченко С. А., Борщ Ю. П.

^{*}Научный руководитель - к.т.н., доц. Харченко С. А. Машини і засоби механізації сільськогосподарського виробництва

верхность и направление подачи воздушного потока (рис.1). При движении зерновой смеси по такой скатной поверхности слой испытывает вибрацию, что приводит к уменьшению его эффективной вязкости [3].



Рис. 1. Схема подачи псевдоожижающего воздуха

Вязкость уменьшается при увеличении амплитуды колебаний, которая определяется высотой "чешуек", их частоты, которая зависит от расстояния между "чешуйками" и скорости движения зернового слоя [4]. Поэтому целесообразно стремиться к увеличению отношения высоты "чешуек" к расстоянию между ними. С другой стороны, для исключения появления застойных зон в потоке расстояние между "чешуйками" не было слишком большим. Поэтому близкой к оптимальной будет структура "чешуйчатой" поверхности, у которой соотношение между высотой "чешуек" и расстоянием между ними близко к равенству:

$$\frac{a}{l} \leq \frac{tg\theta - k_{tr}}{1 + k_{tr} \cdot tg\theta},$$

где k_{tr} - коэффициент трения зерновой смеси о скатную поверхность, *a* - высота, *l* - расстояние между "чешуйками", θ - угол наклона поверхности.

Учитывая [5] значения величины коэффициента трения для разных зерновых культур получим, что для пшеницы $\frac{a}{l} \approx 0,1 \div 0,15$, для кукурузы и подсолнечника $\frac{a}{l} \approx 0,30 \div 0,35$. Для этих культур высота "чешуек" может быть несколько больше, чем для пшеницы. Заметим, что в примененной конструкции это отношение $\frac{a}{l} \approx 0,08$, что весьма близко к оптимальному [6].

Так как количество частиц примесей относительно невелико, то, очевидно, можно пренебречь их взаимодействием друг с другом. Направим ось x вдоль скатной поверхности, а ось y – перпендикулярно ей и запишем уравнение Ланжевена движения частицы примесей под действием гравитации, Архимедовой силы и силы вязкого сопротивления [7]:

$$\begin{cases} \frac{d^{2}x}{dt^{2}} = \frac{18\mu_{0}}{\rho_{p}d_{p}^{2}} \left[u - \frac{dx}{dt} \right] + \left(1 - \frac{\rho}{\rho_{p}} \right) \cos\theta \\ \frac{d^{2}y}{dt^{2}} = \frac{18\mu_{0}}{\rho_{p}d_{p}^{2}} \left[-\frac{dy}{dt} \right] + \left(1 - \frac{\rho}{\rho_{p}} \right) g\sin\theta \end{cases}$$
(1)

где d_p – эквивалентный диаметр частицы примесей ЗС; ρ , ρ_p - плотность частиц ЗС и частицы примесей, соответственно;

µ₀ - вязкость псевдоожиженного слоя при малых скоростях сдвига (в соответствии с принятой реологической моделью при малых скоростях зерновой поток ведет себя как ньютоновская жидкость).

Так как длина скоростной релаксации частиц примесей мала, то можно считать, что они двигаются со средней скоростью, определяемой из условия баланса действующих на частицу сил, т.е. "легкие" частицы примесей "всплывают", двигаясь по вертикали и при этом смещаются за счет увлечения их движущимся псевдоожиженным зерновым слоем.

Тогда уравнение Ланжевена (15) можно переписать в виде

$$\begin{cases} \frac{dx}{dt} = u - w \sin \theta \\ \frac{dy}{dt} = w \cos \theta \end{cases}, \qquad (2)$$

где w - скорость "всплывания" частиц примесей, а u = u(y) - скорость движения зернового слоя [1]. Интегрированием системы (2) получим уравнение траекторий движения частиц примесей в зерновом слое

$$x = x_0 + \frac{1}{w\cos\theta} \int_{y_0}^{y} u(y) dy - tg\theta \cdot (y - y_0), \qquad (3)$$

где x_0, y_0 - координаты частицы примесей в начальный момент времени.

Подставив теперь в (3) полученные ранее [1] выражения для скорости зернового потока, запишем (3) в виде:

$$\begin{aligned} x - x_{0} &= -tg\theta \cdot (y - y_{0}) - \frac{1}{w\cos\theta} \frac{\mu_{0}}{4\mu_{\infty}} (y^{2} - y_{0}^{2}) + \\ &+ \frac{2}{3w} \sqrt{\frac{\rho g \cdot tg\theta}{\mu_{\infty}}} \Biggl[\Biggl(\frac{\mu_{0}^{2}}{4\mu_{\infty}\rho g\sin\theta} + H \Biggr)^{\frac{3}{2}} y + \frac{2}{5} \Biggl(\frac{\mu_{0}^{2}}{4\mu_{\infty}\rho g\sin\theta} + (H - y) \Biggr)^{\frac{5}{2}} \Biggr] - \\ &- \frac{2}{3w} \sqrt{\frac{\rho g \cdot tg\theta}{\mu_{\infty}}} \Biggl[\Biggl(\frac{\mu_{0}^{2}}{4\mu_{\infty}\rho g\sin\theta} + H \Biggr)^{\frac{3}{2}} y_{0} + \frac{2}{5} \Biggl(\frac{\mu_{0}^{2}}{4\mu_{\infty}\rho g\sin\theta} + (H - y_{0}) \Biggr)^{\frac{5}{2}} \Biggr] + \\ &+ \frac{\beta}{w\cos} \cdot \frac{-\mu_{0} + \sqrt{\mu_{0}^{2} + 4\mu_{\infty}\rho gH\sin\theta}}{2\mu_{\infty}} \cdot (y - y_{0}). \end{aligned}$$

Так как скорость зернового потока в основном определяется значением μ_{∞} [1], то выражение (4) можно упростить:

$$x - x_{0} = -tg\theta \cdot (y - y_{0}) + \frac{1}{w\cos\theta} \sqrt{\frac{\rho gH\sin\theta}{\mu_{\infty}}} \left\{ \beta(y - y_{0}) + \frac{2H}{3} \left[(y - y_{0}) + \frac{2}{5} \left(1 - \frac{y}{H} \right)^{\frac{5}{2}} - \frac{2}{5} \left(1 - \frac{y_{0}}{H} \right)^{\frac{5}{2}} \right] \right\}.$$
(5)

Из (19) получим, что частица примесей, находившаяся в начальный момент времени внизу зернового слоя, в конце движения по скатной поверхности поднимется на высоту h, которую можно найти из уравнения

$$L = -tg\theta \cdot h + \frac{1}{w\cos\theta} \sqrt{\frac{\rho gH\sin\theta}{\mu_{\infty}}} \left\{ \beta h + \frac{2H}{3} \left[h + \frac{2}{5} \left(1 - \frac{h}{H} \right)^{\frac{5}{2}} - \frac{2}{5} \right] \right\}, \quad (6)$$

где x = L длина скатной поверхности.

Уравнение (6) нелинейно и определение величины *h* может быть проведено численными методами, в частности – методом итераций. Однако, для получения приближенного аналитического выражения можно ограничиться усредненной скоростью движения зернового слоя.

Тогда

$$h \approx \frac{w\cos\theta}{\overline{u} - w\sin\theta} L,\tag{7}$$

где $\overline{u} = \frac{1}{H} \int_{0}^{H} u(y) dy \approx \sqrt{\frac{\rho g H \sin \theta}{\mu_{\infty}}} \left[\beta + \frac{2}{5} H \right]$ - средняя по сечению скорость

движения зернового слоя [1].

На рисунке 2 представлены траектории частиц примесей в слое зерновой смеси, которая движется по скатной чешуйчастой поверхности. Из рисунка видно, что движение частиц примесей внутри слоя зависит от их плотности. При плотности 100-200 кг/м³ координаты частиц примесей повышаются на 10-15% по сравнению с частицами плотности 600 кг/м³, по мере движения по чешуйчатой поверхности.



Рис. 2. Траектории движения частиц примесей по скатной воздухопроницаемой чешуйчатой поверхности, при скорости воздушного потока 3 м/с; *d*_p=0,002 м

Степень расслоения псевдоожиженной зерновой смеси на скатной поверхности удобно характеризовать коэффициентом расслоения k_r , который определяется для того или иного вида примесей и равен отношению толщины слоя, свободной от примесей соответствующей фракции, к суммарной толщине зернового слоя. Этот коэффициент, очевидно, растет по мере удлинения скатной поверхности и существенно зависит как от размеров частиц примеси, так и от их плотности и скорости продувки слоя воздухом (рис.3, 4). Заметим, что коэффициент расслоения мало зависит от угла наклона скатной поверхности.

Исследования проводились для зернового потока, насыпная плотность $750 \frac{\kappa^2}{M^3}$, расчетное значение вязкости потока $\mu_0 = 0,1 \,\Pi a \cdot c$, $\mu_{\infty} = 0,1 \,\Pi a \cdot c^2$, эквивалентный диаметр примесей $d_p = 0,002 \,\text{м}$, плотность частиц примесей $\rho_p = 100{\text{-}}600 \,\text{кг/m}^3$, угол наклона скатной поверхности $\theta = 40^{\circ}$, ее длина $l = 0,5 \,\text{m}$; высота слоя ЗС $H{=}0,02 \,\text{m}$ (0,05 м); скорость воздушного потока 1 м/с (3 м/с).



Рис. 3. Зависимости коэффициента расслоения слоя зерновой смеси от размеров частиц примесей, при скорости воздушного потока 3 м/с



Рис. 4. Зависимости коэффициента расслоения слоя зерновой смеси от размеров и плотности частиц примесей, при скорости воздушного потока 1 м/с

Анализом рис. 3., 4 установлено, что процесс расслоения зерновой смеси присутствует в заданных условия. Коэффициент расслоения характеризует процесс и зависит от свойств частиц смеси, скорости воздушного потока. Увеличение скорости продувки поверхности чешуйчатого решета с 1 м/с до 3 м/с повышает коэффициент расслоения на 20 - 25 %. Уменьшение плотности частиц примесей также повышает коэффициент расслоения на 25-35 %. Уменьшение высоты слоя также положительно влияет на процесс расслоения, коэффициент расслоения увеличивается на 30-35% при её уменьшении от 0,05 м до 0,02 м.

Выводы. Установлена реальная возможность перераспределения частиц в слое зерновой смеси и параметры этого процесса. Полученные математические выражения позволяют обосновать параметры процесса расслоения по воздухопроницаемой скатной чешуйчатой поверхности с учетом конструктивно-технологических параметров чешуйчатой поверхности. Полученные зависимости являются исходными данными для исследования работы основных каналов пневмосепарирующих устройств зерновых сепараторов.

Литература:

1. Тищенко Л.Н. Способ повышения эффективности пневмосепарирования зерновых смесей в пневмосепарирующих устройствах / Л.Н. Тищенко, С.А. Харченко, Ю.П.Борщ, М.М. Абдуев // Вісник ХНТУСГ: Механізація сільськогосподарського виробництва. – Харків: ХНТУСГ, 2014. – Вип.00. – С.00-00.

2. Харченко С.А. К моделированию процесса расслоения псевдоожиженной зерновой смеси на воздупроницаемой скатной плоскости типа "чешуйчатое" решето / С.А. Харченко, Ю.П. Борщ // МО-TROL «Motorization and power industry in agriculture». – Poland: Lublin, 2014. – Vol. 15 D. – №7. – Р. 94-99.

3. Гнездилов А.А. Изменение эффективной вязкости дисперсных сыпучих материалов под воздействием вибрации / А.А. Гнездилов, К.А. Пехтерев, Д.Н. Пирожков, С.А. Сорокин // Вестник Алтайского государственного аграрного университета. – Барнаул, 2006. - № 4 (24). - С.50-53.

4. Еремеев И.В. Физическая модель процесса обезвоживания шламовых суспензий нефлотационной крупности на высокачастотном гроходе с разнонаклонными участками рабочей поверхности / И.В. Еремеев // Зневоднення та сушіння. Водно-шламове господарство, 2013. - Вип. 54(95). - С.00-00.

5. Машины для послеуборочной поточной обработки семян. Теория и расчет машин, технология и автоматизация процесов. Под ред. Тица З.Л. – М.: Машиностроение, 1967. – 446 с. 6. <u>http://www.frunze.ua/catalog/resheto/Chesh_list.html</u>.

7. *Reif*, F. Fundamentals of Statistical and Thermal Physics.- New York: Mc Graw Hill 1965. – 668 p.

МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ РОЗШАРУВАННЯ ПСЕВДОЗРІДЖЕНОЇ ЗЕРНОВОЇ СУМІШІ НА ПОВІТРОПРОНИКНЕ СКАТНИЙ ПЛОЩИНІ ТИПУ «ЛУСКАТНЕ» РЕШЕТО

Харченко С.А., Борщ Ю.П.

Анотація – отримана математична модель процесу розшарування зернової суміші, яка рухається по похилій повітропроникній поверхні типу «лускате» решето. У моделі враховано конструктивні параметри лускатої поверхні, подача зернового матеріалу і повітряного потоку.

A MATHEMATICAL MODEL OF FIBERING OF THE FLUIDIZED GRAIN MIXTUREON BREATHABLE PITCHED PLANE OF A «FLAKE» SIEVE TYPE

S. Kharchenko, Y. Borshch

Summary

A mathematical model of the separation of grain mixture which moves along the inclined breathable surface of the "flake" sieve type is obtained. The model takes into account design parameters of the "flake" surface, grain material and air flows. УДК 631.362:53

К ПОСТРОЕНИЮ ТРЕХМЕРНОЙ ГИДРОДИНАМИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ДИНАМИКИ ПУЗЫРЬКОВОЙ ПСЕВДООЖИЖЕНОЙ ЗЕРНОВОЙ СМЕСИ ПО СТРУКТУРНОМУ ВИБРОРЕШЕТУ

Харченко С. А., к.т.н. Харьковский национальный технический университет сельского хозяйства имени Петра Василенко Тел. (057) 732-86-40

Аннотация – в статье обоснованы пути построения уравнений динамики зерновых смесей на виброрешетах в трехмерном виде. Определены начальные и краевые условия, приняты допущения, учитывающие структурность решет и пузырьковость псевдоожиженной зерновой смеси.

Ключевые слова – модель, динамика, зерновая смесь, виброрешето.

Постановка проблемы. Применение гидродинамического моделирования динамики зерновой смеси (3С), которая находится в псевдоожиженном состоянии под воздействием вибрационных колебаний решета показало свою эффективность [1, 2].

Проведенное моделирование процессов динамики зерновой смеси по виброрешету в двухмерном виде [3-5] позволяет получить адекватные результаты. Однако данное моделирование не учитывает всех параметров отверстий, от которых зависит просеваемость решет. Применение гидродинамики более полно описывает динамику 3С, но значимым является и учет параметров отверстий, что определяет эффективность решет.

Анализ последний исследований. Трехмерное моделирование динамики псевдоожиженых ЗС дает возможность учесть форму, кромки отверстий, что позволит оптимизировать параметры виброрешет и увеличить эффективность процесса сепарирования.

Формулирование целей статьи (постановка задания). Установить возможности построения трехмерной модели динамики пузырьковой зерновой смеси по виброрешету, определить граничные условия и допущения.

Основная часть. Будем рассматривать движение 3С, находящейся в псевдоожиженном состоянии, как движение псевдожидкости,

[©] Харченко С. А.

Машини і засоби механізації сільськогосподарського виробництва

содержащей пузырьки газообразной среды (область пространства между твердыми частицами зерновой смеси). С точки зрения механики многофазных систем, такая пузырьковая псевдожидкость, характеризуется двумя эффективными коэффициентами вязкости, обусловленными как взаимодействием твердых частиц между собой, так и взаимодействием твердых частиц с газообразной средой пузырьков. Однако, предполагая, что объемная концентрация твердых частиц значительно больше аналогичной величины для пузырьков (область между твердыми частицами), можно считать, что вязкость, связанная с взаимодействием твердых частиц и газообразной средой, достаточно мала. Тогда на основании результатов из работ [6, 7], получаем, что эффективный коэффициент динамической вязкости, усредненный по толщине слоя 3С, можно аппроксимировать с достаточной для практики точностью по формуле

$$\mu = \overline{\mu} \left(1 + \delta_{\Pi} \, \frac{2.5 \,\mu_{\Pi} + \overline{\mu}}{\mu_{\Pi} + \overline{\mu}} \right),\tag{1}$$

где μ_{Π} - коэффициент динамической вязкости газообразной среды пузырьков, δ_{Π} - коэффициент объемной концентрации пузырьков, $\overline{\mu}$ - эффективный коэффициент динамической вязкости, усредненный по толщине слоя 3С, обусловленный взаимодействием твердых частиц смеси; согласно формуле [8]:

$$\overline{\mu} = \frac{a^2 \rho_P (2 + \delta_P) \omega}{9(\overline{y} - a) B} \sqrt{\overline{A} - \sqrt{\overline{A}^2 - D^2}}, \qquad (2)$$

где ρ_p и δ_p - соответственно плотность и объемная концентрация твердых частиц ЗС, *a* - радиус сферической частицы, объем которой совпадает со средним объемом твердых частиц:

$$\overline{y} = h - \frac{4atg\theta}{3\xi f \delta_P \pi}, \quad \overline{A} = \frac{2\rho_P (1 - \delta_P) A \omega^2}{\pi},$$
$$D = \frac{3\xi f \rho_P \delta_P \pi g (h - a) \cos\theta}{4a}, \quad B = \frac{3\xi f g \pi \rho_P \delta_P \cos\theta}{4a}$$

где *h* - средняя высота слоя 3С, *A* и *ω* - амплитуда и частота колебаний виброрешета (рис.1), *ξ* - коэффициент, учитывающий поправку на пористость 3С, *f* - коэффициент внутреннего сухого трения между твердыми частицами, *g* - ускорение свободного падения, *θ* - угол наклона виброрешета к горизонтальной плоскости.



Рис. 1. Схема структурного виброрешета

Решето состоит из базовых ячеек (рис.2), которые содержат отверстия площадью S и характеризуются размерами l_1 и l_2 .



Рис. 2. Схема базовой ячейки структурного решета

Таким образом, на основании выше изложенного можно рассматривать движение пузырьковой псевдожидкости, как движение вязкой сплошной среды с коэффициентом динамической вязкости, определяемым по формулам (1) и (2).

Введем декартову систему координат x_1, x_2, x_3 так, чтобы плоскость x_1x_2 совпадала с плоскостью виброрешета, а ось x_3 была направлена вверх перпендикулярно этой плоскости (рис.1). Предполагается, что виброрешето (ось x_1) составляет угол θ с горизонтальной плоскостью. Поверхность виброрешета рассматривается, как двумерно периодическая структура с периодом l_1 вдоль оси x_1 и с периодом l_2 вдоль оси x_2 (рис.2). Базовой ячейкой такой структуры является прямоугольник $-\frac{l_1}{2} \le x_1 \le \frac{l_1}{2}, -\frac{l_2}{2} \le x_2 \le \frac{l_2}{2}$, на котором расположено N отверстий $S_1, S_2, ..., S_N$ (рис. 2). Периодическая структура (виброрешето) получается трансляцией базовой ячейки вдоль осей x_1 и x_2 , соответственно, на nl_1 и nl_2 , где n – произвольное целое число.

Предполагается, что виброрешето совершает вдоль оси x_1 гармонические колебания с амплитудой A и круговой частотой ω . Под воздействием этих колебаний слой 3С находится в псевдоожиженном состоянии. Введем плотность 3С ρ согласно [7], а именно:

$$\rho = \overline{\rho} (1 - \delta_P) + \rho_P, \qquad (3)$$

где $\overline{\rho}$ - плотность газообразной среды пузырьков, ρ_P и δ_P - плотность и объемная концентрация твердых частиц ЗС.

Тогда поле скорости \vec{V} ЗС, рассматриваемой как пузырьковая псевдожидкость, должно удовлетворять следующим уравнениям:

$$\rho\left(\frac{\partial \vec{V}}{\partial t} + (\vec{V}, \nabla)\vec{V}\right) = -\nabla P + \mu\Delta\vec{V} + \rho\vec{f}, \qquad (4)$$

$$div\,\vec{V}=0\,.\tag{5}$$

Здесь μ - эффективный коэффициент динамической вязкости, определяемый по формулам (1) и (2), P - избыточное давление в псевдожидкости, \vec{f} - внешняя сила, действующая на единицу массы псевдожидкости (в качестве силы выбираем силу тяжести):

$$\vec{f} = g\sin\theta \vec{e}_1 - g\cos\theta \vec{e}_3, \tag{6}$$

где $\vec{e}_1, \vec{e}_2, \vec{e}_3$ - орты декартовой системы координат x_1, x_2, x_3 (рис.3).





Машини і засоби механізації сільськогосподарського виробництва

Наряду с уравнениями (4), (5) поле скорости \vec{V} и избыточное давление P должны удовлетворять начальным условиям и краевым условиям на поверхности структурного виброрешета и свободной поверхности псевдожидкости. Не ограничивая общности, в качестве начальных условий выбираем

$$\vec{V}\Big|_{t<0} = 0, \quad P\Big|_{t<0} = 0.$$
 (7)

Потребуем, чтобы на свободной поверхности псевдожидкости $(x_3 = h)$ избыточное давление *P* и тензор напряжений $(\sigma_{ij})_{i,j=1}^3$ обращались в нуль:

$$P|_{x_3=h} = 0, \quad \sigma_{ij}|_{x_3=h} = 0, \quad i, j = 1, 2, 3.$$
 (8)

Здесь тензор напряжений выражается через компоненты скорости $\vec{V} = V_1 \vec{e}_1 + V_2 \vec{e}_2 + V_3 \vec{e}_3$:

$$\sigma_{ij} = -\rho \delta_{ij} + \mu \left(\frac{\partial V_i}{\partial x_j} + \frac{\partial V_j}{\partial x_i} \right).$$
(9)

Из (8) и (9) следует, что на свободной поверхности псевдожид-кости поле скорости удовлетворяет условиям:

$$\left(\frac{\partial V_i}{\partial x_j} + \frac{\partial V_j}{\partial x_i}\right)\Big|_{x_3 = h} = 0, \quad i, j = 1, 2, 3.$$
(10)

Рассмотрим теперь краевые условия на поверхности структурного виброрешета. Как указывалось выше, виброрешето совершает гармонические колебания вдоль оси x_1 . Введем скорость, усредненную по координатам x_1 и x_2 , именно:

$$\vec{V}_{cp} = \frac{1}{S} \iint \vec{V}(x_1, x_2, x_3, t) dx_1 dx_2,$$
(11)

где *S* - площадь поверхности виброрешета.

Потребуем, чтобы эта скорость на поверхности виброрешета $(x_3 = 0)$ удовлетворяла условию

$$\vec{V}_{cp}\Big|_{x_3=0} = A\omega\sin\omega t\vec{e}_1.$$
 (12)

Это условие хорошо известно в гидродинамике [6], и при малых углах наклона поверхности виброрешета к горизонту эквивалентно условию отсутствия проскальзывания твердых частиц зерновой смеси по поверхности виброрешета [1].

Кроме условия (12), поле скорости должно удовлетворять условию, моделирующему процесс прохождения твердых частиц смеси через отверстия виброрешета [1, 2]. Будем полагать, что компонента скорости $V_3 = (\vec{V}, \vec{e}_3)$ на отверстиях виброрешета совпадает с некоторой средней скоростью U_0 , а вне отверстий обращается в нуль

$$V_{3}|_{x_{3}=0} = U_{0} \begin{cases} 1, & (x_{1}, x_{2}) \in \bigcup_{P=1}^{N} S_{P}, \\ 0, & (x_{1}, x_{2}) \notin \bigcup_{P=1}^{N} S_{P}. \end{cases}$$
(13)

Здесь $\bigcup_{P=1}^{N} S_{P}$ - множество отверстий на базовой ячейке виброре-

шета.

Выводы. Таким образом, в результате исследований установлена начально-краевая задача (4) - (13), которая позволяет моделировать процесс движения слоя пузырьковой псевдожидкости (ЗС с пузырьками) вдоль плоской поверхности виброрешета, совершающего гармонические колебания. Решение полученных уравнений и применение трехмерного моделирования позволяют определить с допустимой погрешностью скорости движения смеси, производительность и полноту разделения при сепарировании зерновых смесей на виброрешетах.

Литература:

1. *Тищенко, Л.Н.* Гидродинамика сепарирования зерна [Текст] / Л.Н. Тищенко, В.П. Ольшанский, С.В. Ольшанский. - Харьков: Міськдрук, 2010. - 174 с.

2. *Тищенко*, *Л.Н.* Интенсификация сепарирования зерна [Текст] / Л.Н. Тищенко. – Харьков: Основа, 2004. – 224 с.

3. *Тищенко*, *Л.Н.* К применению методов механики сплошных сред для описания движения зерновых смесей на виброрешетах [Текст] / Л.Н. Тищенко, С.А.Харченко // MOTROL «Motorization and power industry in agriculture». – Poland: Lublin, 2013. – Vol. 15 D. – №7. – P. 94-99.

4. Харченко, С.А. Построение решений уравнений динамики зерновых смесей на плоских виброрешетах [Текст] / С.А. Харченко // Конструювання, виробництво та експлуатація с.г. машин, вип.43, ч.ІІ.-Кіровоград: КНТУ, 2013. - С.287-292.

5. Харченко, С.А. К построению уравнений динамики стационарных потоков в псевдоожиженном зерновом слое на структурных виброрешетах [Текст] / С.А. Харченко // Вісник ХНТУСГ: Механізація сільськогосподарського виробництва. – Харків: ХНТУСГ, 2014. – С.181-186.

6. *Бэтчелор, Дж.* Введение в динамику жидкости. - М.: Мир, 1973. – 758 с.

7. Tcken, C.M., Dissertation, Delft, Martinus Nijhoff, Nijhoff, The Hague (1947).

8. Харченко, С.А. Алгоритм расчёта эффективного коэффициента динамицеской вязкости пузырьковой псевдожидкости, моделирующей сепарируемой зерновую смесь / С.А. Харченко, Л.Н. Тищенко // Вибрации в технике и технологиях. – Винница: ВНАУ, 2013. – Р.64-72.

ДО ПОБУДОВИ ТРИВИМІРНОЇ ГІДРОДИНАМІЧНОЇ МОДЕЛІ ДИНАМИКИ БУЛЬБАШКОВОЇ ПСЕВДОЗРІДЖЕНОЇ ЗЕРНОВОЇ СУМІШІ ПО СТРУКТУРНОМУ ВІБРОРЕШЕТУ

Харченко С.А.

Анотація – у статті обґрунтовано шляхи побудови рівнянь динаміки зернових сумішей на віброрешетах в тривимірному вигляді. Визначено початкові і крайові умови, прийняті допущення враховують структурність решіт і бульбашковість псведозрідженої зернової суміші.

BUILDING A THREE-DIMENSIONAL HYDRODYNAMIC MODEL OF THE DYNAMICS OF BUBBLE FLUIDIZED GRAIN MIXTURE ON A STRUCTURAL VIBRATING SIEVE

S. Kharchenko

Summary

The article is justified ways of building dynamics equations of grain mixtures on vibrating sieves in three-dimensional form. Initial and boundary conditions are defined, assumptions taking account of structure of sieves and bubbles in the fluidized grain mixture are accepted. УДК 629.114.2

ДО ПОБУДОВИ МАТЕМАТИЧНОЇ МОДЕЛІ РУХУ БАГАТОЕЛЕМЕНТНИХ МОБІЛЬНИХ МАШИН ТА ОБҐРУНТУВАННЮ ЗВ'ЯЗКІВ МІЖ НИМИ

Антощенков Р. В., к.т.н., докторант. Харківський національний технічний університет сільського господарства ім. П. Василенка Тел. (057) 732-97-95

Анотація – робота присвячена побудові математичної моделі руху багатоелементних мобільних машин та обґрунтуванню зв'язків між ними. Приведені поширені приклади способів з'єднання мобільних машин та їх математичний опис.

Ключові слова – математична модель, багатоелементні мобільні машини, зв'язки.

Постановка проблеми. Сучасні сільськогосподарські машиннотракторні агрегати являють собою багатоелементні мобільні машини. Посівні агрегати складаються з трьох елементів, таких як трактор, ємність для посівного матеріалу і сівалки, що рухаються послідовно один за одним [1]. Відомі компонувальні схеми посівних агрегатів, у яких ємність і сівалка можуть змінювати послідовність розташування або ємність для посівного матеріалу може перебувати на тракторі і бути жорстко пов'язана з ним. Динаміка даних машин залишається недостатньо дослідженою. При зміні структури досліджуваної багатоелементної мобільної машини необхідно заново перебудовувати математичну модель, що потребує значного часу та зусиль.

Аналіз основних досліджень. На практиці для дослідження динаміки багатоелементних машин застосовують рівняння Лагранжа 2го роду [2]. Існує робота [3] в якій рух мобільної машини вивчають спільно з напівпричепом за допомогою рівнянь Лагранжа 1-го роду. Також досліджена динаміка і стійкість одноелементних [4] мобільних машин. Сільськогосподарські машини та агрегати в дослідженнях динаміки представляли у вигляді одно-, двох- і трьохмасових моделей в трьохмасових роботах [5, 6].

У наведених роботах математична модель руху багатоелементної машини є цілісною і при зміні структури або внутрішніх зв'язків

[©] Антощенков Р. В.

^{*}Науковий консультант - д.т.н., проф. Лебедєв А.Т.

необхідно перебудовувати її заново, що призводить до збільшення витрат праці і часу на дослідження. Якщо число елементів більше двох і відстань від задньої осі мобільної машини до точки причепа більше нуля, то не існує рішення для рівнянь Лагранжа 2-го роду [7].

Формулювання цілей статті (постановка завдання). Метою даної роботи є розробка методології побудови математичної моделі багатоелементних мобільних машин, яка дозволяє підвищити точність результатів рішення, скоротити витрати часу та праці на дослідження. Методологія при зміні структури досліджуваної багатоелементної мобільного машини дозволить перебудовувати математичну модель з мінімальними витратами. В роботі обґрунтовуються типи зв'язків між елементами моделі та їх математичний опис.

Основна частина. Припустимо, що на систему, що складається з N матеріальних точок $B_j(j=1,...,N)$ з масами m_j , діють задані сили \overline{F}_j . Положення кожної точки визначається вектором $\overline{r}_j(x_j, y_j, z_j)$ в прийнятій інерційній системі декартових координат; $x_j, y_j, z_j -$ декартові координати точок. Кінематичний стан системи характеризуємо векторами: $\overline{\upsilon}_j = \dot{\overline{r}}_j$ (швидкість точки) та $\overline{a}_j = \dot{\overline{\upsilon}}_j = \ddot{\overline{r}}_j$ (прискорення точки) [8].

На систему діють сили \overline{F}_{j} , тобто сили, що виражаються відомими функціями координат і швидкостей (всіх точок системи) і часу t:

$$\overline{F}_{j} = \overline{F}_{j} \left(x_{j}, y_{j}, z_{j}, \dot{x}_{j}, \dot{y}_{j}, \dot{z}_{j}, t \right).$$
(1)

Також на систему накладені голономні зв'язки, що виражені у декартових координатах, які дозволяють виразити всі 3N декартові координати через *n* узагальнених координат q_i не підпорядкованих ніяким співвідношенням, що їх зв'язує, тобто система має *n* ступенів свободи. Отже, при реономних зв'язках буде:

$$\bar{r}_{j} = \bar{r}_{j}(q_{i},t) \ (j=1,2,...,N).$$
 (2)

Для складання рівнянь руху необхідно знайти змінні q_i а також для обчислити реакції зв'язку \overline{R}_i .

Складемо систему рівнянь руху динамічної системи, що виражає рух даної матеріальної системи в декартових координатах. Вона складеться з системи динамічних рівнянь руху точок системи:

$$m_j \ddot{\overline{r}}_j = \overline{F}_j + \overline{R}_j, \qquad (3)$$

де \overline{R}_{j} – реакції зв'язків, і системи рівнянь голономних зв'язків $f_{\rho}(\overline{r}_{j},t)=0$ ($\rho=1,2,...,s$) (у декартових координатах число рівнянь дорівнює 3N+s).

Рівняння (3), згідно принципу Д'Аламбера, має вигляд:

$$-m_{j}\ddot{\overline{r}}_{j} + \overline{F}_{j} + \overline{R}_{j} = 0 \ (j = 1, 2, ..., N).$$

$$\tag{4}$$

Як сказано вище, сільськогосподарські машинно-тракторні агре-Машини і засоби механізації сільськогосподарського виробництва гати є багатоелементними з різноманітними способами приєднання. Розглянемо деякі з них.

Система рівнянь руху машини в загальному вигляді [9]:

$$\begin{cases} ma_i = F_i + R_i; \\ I_i \theta_i = M_i, \end{cases}$$
(5)

де *m* - маса машини; a_i – прискорення машини у відповідній осі; *i* – ось *x*, *y*, *z*; *F_i*, M_i – сили та моменти, що діють на корпус машини; R_i – реакції зв'язку; θ_i – кутове прискорення навколо осей α , β , γ ; I_i - приведені моменти інерції машини до відповідних осей.

Навісний плуг при агрегатуванні з трактором з'єднується жорстко. Жорстке з'єднання двох динамічних моделей наведено на рис. 1.



Рис. 1. Схема жорсткого з'єднання двох динамічних моделей: *О* – центр глобальної системи координат *XYZ*; *о'* і *о"* – центри мас динамічних моделей; *D'* і *D"* – точки з'єднання моделей; *R'_x*, *R'_y*, *R''_z*, *R''_y*, *R''_z* – проекції реакції зв'язків моделей на глобальну систему координат; *x'*, *y'*, *z'*, *x"*, *y"*, *z"* – проекції прискорень відповідних осей точок *D'* і *D"* на глобальну систему координат; *α*, *β*, *γ* – кути повороту місця з'єднання динамічних моделей. Реакції зв'язків між елементами динамічними моделями можна

Машини і засоби механізації сільськогосподарського виробництва

поділити на два типа: кінематичні та силові.

Кінематичними зв'язками жорсткого з'єднання двох динамічних моделей є проекції прискорень точок з'єднання D' і D'' на глобальну систему координат $\ddot{x}', \ddot{y}', \ddot{z}', \ddot{x}'', \ddot{y}'', \ddot{z}''$ та швидкостей обертання $\dot{\alpha}', \dot{\beta}', \dot{\gamma}', \dot{\alpha}'', \dot{\beta}'', \dot{\gamma}''$. Тоді система кінематичних зв'язків для жорсткого з'єднання буде наступною:

$$\begin{cases} \ddot{x}'_{D'} = \ddot{x}''_{D''}, \\ \ddot{y}'_{D'} = \ddot{y}''_{D''}, \\ \ddot{z}'_{D'} = \ddot{z}''_{D''}, \\ \ddot{\alpha}'_{D'} = \ddot{\alpha}''_{D''}, \\ \ddot{\beta}'_{D'} = \ddot{\beta}''_{D''}, \\ \ddot{\gamma}'_{D'} = \ddot{\gamma}''_{D''}, \end{cases}$$
(6)

де $\ddot{x}'_{D'}, \ddot{y}'_{D'}, \ddot{z}'_{D'}$ – проекції прискорень т. D' на глобальну систему координат; $\ddot{x}''_{D'}, \ddot{y}''_{D'}, \ddot{z}''_{D'}$ – проекції прискорень т. D''; $\dot{\alpha}'_{D'}, \dot{\alpha}''_{D''}, \dot{\beta}''_{D'}, \dot{\beta}''_{D'}, \dot{\gamma}''_{D''}$ – кутові швидкості обертання точок з'єднання.

Відповідно, силовими реакціями зв'язків є проекції сил в місце з'єднання двох динамічних моделей на глобальну систему координат:

$$\begin{cases} R'_{x} = R''_{x}, \\ R'_{y} = R''_{y}, \\ R'_{z} = R''_{z}. \end{cases}$$
(7)

Моделью руху багатоелементного агрегату з жорстким з'єднанням елементів між собою є система рівнянь (5-7).

Сучасні посівні агрегати складаються з двох та більше елементів, що рухаються один за одним. Тоді система кінематичних зв'язків для з'єднання типу шарнір (в якому незначна сила тертя та якою можна знехтувати) буде наступною:

$$\begin{cases} \ddot{x}'_{D'} = \ddot{x}''_{D''}, \\ \ddot{y}'_{D'} = \ddot{y}''_{D''}, \\ \ddot{z}'_{D'} = \ddot{z}''_{D''}, \end{cases}$$
(8)

286

а силові реакції зв'язків будуть:

$$\begin{cases} R'_{x} = R''_{x}, \\ R'_{y} = R''_{y}, \\ R'_{z} = R''_{z}. \end{cases}$$
(9)

Система рівнянь моделі руху багатоелементного агрегату з шарнірним з'єднанням елементів між собою включає рівняння (5, 8, 9). Обґрунтовані рівняння зв'язків приведені для двох поширених випадків приєднання багатоелементних машин між собою. Зміна взаємного розташування елементів призводить до зміни рівнянь зв'язку, система рівнянь, що описує рух окремих елементів залишається без змін.

Висновки. В роботі розроблена методологія побудови математичної моделі багатоелементних мобільних машин, що дозволяє підвищити точність результатів рішення, скоротити витрати часу та праці на дослідження. Дана методологія при зміні структури досліджуваної багатоелементної мобільного машини дозволяє перебудовувати математичну модель з мінімальними витратами. Математично обґрунтовані типи зв'язків між елементами моделі та їх опис.

Література:

1. Красовских В.С. Результаты исследования почвообрабатывающего посевного тягово-транспортного агрегата [Текст] / В.С. Красовских, Н.Н. Бережнов // Вестник Алтайского государственного аграрного университета. – 2007. – № 4. – С. 57-61.

2. *Laceklis-Bertmanis J*. Mathematical model of tractor aggregate [Text] / J. Laceklis-Bertmanis, E. Kronbergs // ASAE, St. Joseph, MI. – 1996 – P. 431-442.

3. *Chieh C*. Dynamic modeling of articulated vehicles for automated highway systems [Text] / C. Chieh, T. Masayoshi // In Proceedings of the American Control Conference, Seattle, USA. – 1995. – P. 653-657.

4. *Смирнов Г.А.* Теория движения колесных машин [Текст] / Г.А. Смирнов – М.: Машиностроение. – 1981. – 318 с.

5. Гячев Л.В. Устойчивость движения сельскохозяйственных машин и агрегатов [Текст] / Л.В. Гячев – М. Машиностроение, 1981. – 206 с.

6. Legecuis T. On the extension of the gratzmuller critical velocity for locked steering road vehicle to the case of piloted vehicles [Text] / T. Legecuis, P. Bourassa, A. Laneville // Vehicle system dynamics. $-1985. - N_{\rm P}14. - P. 615-622.$

7. A. De Luca. Modelling and control of nonholonomic mechanical systems [Text] / A. De Luca, G. Oriolo // Kinematics and Dynamics of

Multi-Body Systems (J. Angeles, A. Kecs-kemethy Eds.). Springer-Verlag, – 1995. – P. 301-305.

8. Добронравов В.В. Основы аналитической механіки [Текст] / В.В. Добронравов. – М.: Высшая школа, 1976. – 264 с.

9. Толстолуцкий В.А. Методология моделирования функционирования многоэлементных мобильных машин на плоской горизонтальной поверхности [Текст] / В.А. Толстолуцкий, Р.В. Антощенков // Молодой ученый.- Чита, 2013. – № 11 (58) – С. 186-191.

К ПОСТРОЕНИЮ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ДВИЖЕНИЯ МНОГОЭЛЕМЕНТНЫХ МОБИЛЬНЫХ МАШИН И ОБОСНОВАНИЮ СВЯЗЕЙ МЕЖДУ НИМИ

Антощенков Р.В.

Аннотация – работа посвящена построению математической модели движения многоэлементных мобильных машин и обоснованию связей между ними. Приведены распространенные примеры способов соединения мобильных машин и их математическое описание.

CONSTRUCTING A MATHEMATICAL MODEL OF THE MOVEMENT OF MULTI-PART MOBILE MACHINES AND JUSTIFICATION OF BONDS BETWEEN THEM

R. Antoshenkov

Summary

Constructing a mathematical model of the motion of multi-part machines and substantiation of bonds between them are presented in this article. Common examples of ways to connect mobile machines and their mathematical description are considered. УДК 614.87: 519.6

ИМИТАЦИОННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ОПАСНЫХ СИТУАЦИЙ ПРИ ОБСЛУЖИВАНИИ ТОПЛИВНЫХ БАКОВ

Зуев А. А., к.т.н.

Таврический государственный агротехнологический университет Тел. (0619) 42-04-42

Аннотация – в статье рассмотрены аспекты имитационного моделирования вопросов безопасности при обслуживании топливных баков современных транспортных средств.

Ключевые слова – имитационное моделирование, логикоимитационная модель, система питания, топливный бак.

Постановка проблемы. Эффективность использования транспортных средств и сельскохозяйственных машин в значительной степени определяется характеристиками установленных на них ДВС. В последние годы все большее распространение на транспорте получают дизельные двигатели. Такими двигателями оснащается подавляющее большинство грузовых автомобилей, автобусов и сельскохозяйственная техника. Расширяется применение дизелей и на легковых автомобилях. По данным фирмы «Автостат», доля находящихся в эксплуатации легковых автомобилей с дизельными двигателями в Европе в 2000 г. равнялась 32,5%, а в 2005 г. составла уже 40-48% [1].

Дизели, работающие с повышенными степенью сжатия и коэффициентом избытка воздуха, в большей степени, чем другие двигатели, отвечают современным тенденциям развития транспортного двигателестроения — улучшению экономических и экологических показателей транспортных установок. Но реализация этого принципиального преимущества невозможна без обеспечения оптимальных характеристик и параметров процесса топливоподачи, которые целесообразно изменять в соответствии с режимом работы двигателя и условиями его эксплуатации. Поэтому топливную аппаратуру оснащают отдельными устройствами или целыми системами управления топливоподачей, позволяющими осуществлять целенаправленное изменение указанных характеристик и параметров, тем самым обеспечивая требуемый характер протекания процессов топливоподачи, смесеобразования и сгорания на каждом эксплуатационном режиме работы дизеля.

[©] Зуев А. А. Машини і засоби механізації сільськогосподарського виробництва
Таким образом, система топливоподачи, оснащенная соответствующими устройствами управления, является одной из основных систем двигателя. Конструктивные особенности этой системы и ее параметры предопределяют такие важнейшие показатели работы дизеля, как максимальные мощность и крутящий момент, топливная экономичность и токсичность отработавших газов, динамические и пусковые качества, показатели динамики процесса сгорания и теплонапряженность деталей двигателя.

Однако все усилия по совершенствованию топливной аппаратуры современных дизельных двигателей легко перечеркиваются качеством дизельного топлива, реализуемого на автозаправочныз станциях нашей страны [2]. И если наличие воды в топливе, что недопустимо вообще, заметно сразу по поведению двигателя [3], то все остальные «примеси» определить не так просто. Поэтому все больше внимания уделяется обслуживанию топливных баков – источнику топлива современного транспортного средства и его же «фильтру-отстойнику».

Анализ последних исследований. В области обслуживания систем питания дизельных двигателей вообще и топливных баков в частности данный анализ показал [2,4], что техническое обслуживание и ремонт транспортных средств выполняются, как правило, в предназначенных для этого местах (на постах), оборудованных необходимыми для выполнения работ устройствами (смотровыми канавами, эстакадами, подъемниками и т.п.), а также подъемно-транспортными механизмами, приборами, приспособлениями и инвентарем. Помещения для ремонта транспортных средств обеспечивают, в основном, нормальные санитарные условия труда.

Однако отсутствие системного подхода и систематических мер по предупреждению травм и заболеваний персонала выводят, по данным статистики, травматизм при проведении обслуживаня и ремонта системы питания транспортного средства на первое место, если не по количеству, то по тяжести несчастных случаев.

Формулирование целей статьи (постановка задания). Целью данной работы является проведение имитационного моделирования опасных ситуаций при обслуживании топливных баков современных транспортных средств.

Основная часть. Для проведения исследований воспользуемся методикой, описанной нами ранее [5]. Приведем алгоритм операций технического обслуживания топливного бака транспортного средства на примере операций демонтажа топливного бака легкового автомобиля.

289



- 1. Отсоединить отрицательную клемму от аккумуляторной батареи.
- 2. Соблюдать все правила техники безопасности при работе с топливной системой.
- 3. Пробка для слива топлива в баке зачастую не предусмотрена, поэтому топливо необходимо удалить из бака.



- 4. Снять подушку заднего сиденья и поднять защитную панель.
- 5. Отсоединить разъемы электропроводки.
- 6. Поднять автомобиль и зафиксировать его положение специальными подпорками.
- 7. Снять задний патрубок выпускной системы в сборе с глушителем.

Машини і засоби механізації сільськогосподарського виробництва



- 8. Снять термоизоляционную пластину.
- 9. Отпустить стояночный тормоз и отвернуть стопорную гайку на кронштейне механизма регулировки стояночного тормоза.
- 10. Отпустить регулировочную гайку.
- 11. Отсоединить первичный трос от зажима регулировочного кронштейна.



- 12. Отсоединить первичный трос.
- 13. Извлечь первичный трос из регулировочного кронштейна.
- 14. Отсоединить трос от зажимов на топливном баке и отвести трос в сторону от бака.

Машини і засоби механізації сільськогосподарського виробництва



- 15. Отсоединить с левой стороны автомобиля топливоподающий и возвратный патрубки системы питания.
- 16.Отсоединить топливоподающий патрубок от топливного фильтра, затем высвободить его из зажимов на кузове, как показано на рисунке.



17. Отсоединить топливный шланг от топливного насоса и высвободить его из зажимов на кузове автомобиля.



18. Отсоединить разъемы.



- 19. Отсоединить шланг от патрубка заливной горловины (заглушить конец патрубка).
- 20. Отсоединить вентиляционный патрубок и патрубок переполнения топливом.
- 21.Подпереть бак. Отвернуть четыре винта крепления и фиксирующие хомуты.
- 22.Опустить медленно и аккуратно топливный бак. Проследить за тем, чтобы все патрубки и электропроводка были отсоединены.

Результаты моделирования, согласно алгоритму упрощенной методики [5], приведены на рис. 1.



Рис.1. Имитационная модель операций монтажа-демонтажа топливного бака:

- НС₁ падение топливного бака;
- HC₂ воспламенение паров топлива в баке;
- НД₁ курение на рабочем месте;
- НД₂ падение металлического инструмента;
- НУ₁ использование некачественного инструмента;
- HУ₂ ненадежное крепление подвесных элементов;
- НУ₃ низкий профессиональный уровень специалиста;
- НУ₄ некачественное изготовление топливного бака (острые кромки, заусенцы);
- НУ₅ физическая перегрузка;
- НУ₆ несоблюдение правил техники безопасности;
- НУ₇ топливный бак не освобожден от топлива.
- В качестве травмы Т рассматривается как механическое воздействие (ушиб, трещина, перелом, порез), так и химическое воздействие (ожог).

Выводы. Метод имитационного моделирования позволяет решать задачи высокой сложности, обеспечивает имитацию сложных и многообразных процессов, с большим количеством элементов.

Типичные логико-имитационные модели, описывающие максимально возможное количество различных производственных ситуаций, необходимы специалистам, расследующим и предотвращающим аварии и несчастные случаи на производстве. Правильно построенная логическая модель достаточно точно воспроизводит ход событий от возникновения опасности к вероятному проявлению последствий в виде травмы, аварии и т.д. Литература:

1. Топтун А. Автомобильная статистика. Ключевые цифры-2013 / А.Топтун, А. Темерханов, И. Зайцева и др. – Тольятти: Автостат, 2013 – 256 с.

2. Грехов Л.В. Топливная аппаратура и системы управления дизелей / Л.В. Грехов, Н.А. Иващенко, В.А. Марков – М.: Легион-Автодата, 2005. – 344 с.

3. Васильева Л.С. Автомобильные эксплуатационные материалы / Л.С. Васильева – М.: Транспорт, 1986. – 279 с.

4. *Туревский И.С.* Техническое обслуживание автомобилей / *И.С. Туревский* – М.: Форум, 2007. – 434 с.

5. Зуєв О.О. Спрощена метода логіко-імітаційного моделювання операцій технічного обслуговування мобільної техніки. // Праці Таврійського державного агротехнологічного університету, Мелітополь: ТДАТУ, 2013.-Вип. №13, Т6.- С. 158-166.

ІМІТАЦІЙНЕ МОДЕЛЮВАННЯ НЕБЕЗПЕЧНИХ СИТУАЦІЙ ПРИ ОБСЛУГОВУВАННІ ПАЛИВНИХ БАКІВ

Зуєв О.О.

Анотація – в статті розглянуті аспекти імітаційного моделювання небезпек при обслуговуванні паливних баків сучасних транспортних засобів.

IMITATION MODELING OF DANGERS AT THE SERVICE OF FUEL TANKS

A. Zuev

Summary

Aspects of imitation modeling of dangers are considered at the service of fuel tanks of modern vehicles.

УДК 631.521

ПРИМЕНЕНИЕ СИСТЕМЫ ABS НА АВТОМОБИЛЯХ

Милаева И. И., ст. преп.

Таврический государственный агротехнологический университет Тел. (0619) 42-04-42

Аннотация – в работе рассмотрено применение антиблокировочных систем (сокращение ABS) в тормозних системах автомобилей. Описаны особенности устройства и преимущества системы ABS.

Ключевые слова – легковой автомобиль, грузовой автомобиль, ABS, антиблокировочная система, тормоза.

Постановка проблемы. Известно, что у блокированного колеса сцепление с покрытием дороги ниже, чем у катящегося, – создаваемые им тормозные силы меньше, а управляющие вовсе отсутствуют. В лучшем случае автомобиль скользит прямо, в худшем – по неконтролируемой траектории с непредсказуемым результатом. ABS же контролирует работу колеса на границе между максимально возможным (в конкретных условиях) сцеплением и срывом в блокировку, не позволяя ей развиться. Разумеется, сам коэффициент сцепления шин с дорогой от ABS не зависит.

Анализ последних исследований. Чтобы не создавать аварийные ситуации, необходима установка в автомобиль антиблокировочной системы тормозов (сокращение ABS). Антиблокировочная система торможения эволюционирует, превращаясь в сложный комплекс систем активной безопасности, включающий, помимо ABS, такие системы как система распределения тормозных усилий, система помощи при экстренном торможении, система курсовой устойчивости, противопробуксовочная система.

Формулирование целей статьи (постановка задания). Проанализировать преимущества и недостатки антиблокировочных систем автомобилей.

Основная часть. Антиблокировочная система предназначена для повышения безопасности при торможении автомобиля, предотвращая полную блокировку колес. Заблокированные колеса не позволяют водителю придерживаться требуемой траектории перемещения. При наличии ABS водитель не лишен возможности управлять автомобилем, обходя появившиеся препятствия.

[©] Милаева И. И.

Чтобы понять принцип действия антиблокировочной системы, рассмотрим, из чего она состоит (рис. 1). Основные элементы любой ABS: блок управления и исполнительный механизм гидроагрегата (1), датчики скорости вращения колес (2). Гидроагрегат регулирует давление в контурах тормозной системы при помощи гидроаккумулятора, электрогидронасоса обратного хода и управляющих электрогидравлических клапанов. На схеме приведена четырёхканальная ABS, которая способна регулировать давление отдельно в каждой из четырёх тормозных магистралей.



Рис.1. Схема ABS (анти-блокировочная система) автомобиля:
1 - блок управления и исполнительный механизм гидроагрегата;
2- датчики скорости вращения колес; желтый — информационные кабели; красный — тормозной контур переднего правого и левого заднего колес; синий — тормозной контур переднего левого и заднего правого колес.

Все существующие на автомобилях ABS включают в себя три главные составляющие: датчики, установленные на колесах и регистрирующие скорость их вращения, электронный блок обработки данных и модулятор или даже блок модуляторов, который меняет циклически давление в тормозной магистрали.

Датчик неподвижно крепится над торцом венца. Он состоит из магнитного сердечника, расположенного внутри катушки (рис. 2). При вращении зубчатого венца в катушке индуцируется электрический *Машини і засоби механізації сільськогосподарського виробництва*

ток, частота которого прямо пропорциональна угловой скорости вращения колеса. Полученная таким образом от датчика информация передается электронному блоку управления.



Рис.2. Датчик скорости вращения колес

Электронный блок управления фиксирует сигналы от датчиков и дает команды механизму гидравлического управления на регулировку тормозного усилия, чтобы предотвратить блокировку колес и сохранить управляемость автомобиля, то есть предотвратить занос.



Рис. 3. Электронный блок управления

Машини і засоби механізації сільськогосподарського виробництва

Модулятор включает два электромагнитных клапана. Первый перекрывает доступ жидкости в магистраль, идущую от главного цилиндра к колесу, второй - при избыточном давлении открывает путь тормозной жидкости в резервуар гидроаккумулятора.

Система ABS имеет ряд очевидных достоинств, которые сделали ее применение широко распространенным.

• При наличии системы ABS возможно торможение как на входе в поворот, так и на дуге поворота.

• Возможно одновременное торможение и маневрирование.

• Можно не изменять тормозное усилие в зависимости от коэффициента сцепления колес с дорожным полотном. Если при каком-то тормозном усилии происходит блокировка колес, система ABS немедленно реагирует и колеса оказываются разблокированными.

• Водители-новички могут не осваивать сложные приемы торможения (ступенчатое, прерывистое, комбинированное) — система ABS все сделает за них.

Минусы у этой системы тоже есть. Например, при срабатывании ABS происходит незначительное увеличение тормозного пути, а также не система не функционирует на скорости до 10 км/ч.

Вывод. Антиблокировочная система торможения стала эффективным средством активной безопасности, которая помогла сберечь не одну человеческую жизнь. В этом ее главное достоинство. По статистике, машины, оснащенные ABS, преодолевают опасные участки дороги в 1,5 раза быстрее, чем машины, у которых отсутствует подобная система.

Литература:

1. Гоздек В.С. О проверке устойчивости САУ процессом торможения колес) / В.С. Гоздек, В.И. Гончаренко // Промислова гідравліка і пневматика.- №4(6).- 2004 С. 73-78.

2. Кручинин П.А. О подавлении паразитных колебаний при работе антиблокировочной системы колесных машин. / П.А. Кручинин, М.Х. Магомедов, Л.М. Макаров // Материалы научной школыконференции "Мобильные роботы и мехатронные системы".- М.: изд. МГУ, 2002.

3. *Магомедов М.* Антиблокировочные системы робастноадаптивной стабилизации движения колесно-транспортных средств: Дисс. докт. физ.-мат. наук, *М. Магомедов* М.: МГУ, 2003.

4. *Малкин И. Г.* Теория устойчивости движения / И.Г. Малкин – М.: Наука, 2004.

5. *Мищенко Е.Ф.* Периодические движения и бифуркационные процессы в сингулярно возмущенных системах / *Е.Ф. Мищенко* [и др.].- М.: Изд. физ-мат литературы, 1995.

6. Новожилов И.В. Контактные силы взаимодействия колеса с опорной поверхностью / И.В. Новожилов, П.А. Кручинин, М.Х. Магомедов // Сборник научно-методических статей. Теоретическая механика.- М.: Изд. МГУ, 2000.- Вып. 23.- С.86-95.

ЗАСТОСУВАННЯ СИСТЕМИ АВЅ НА АВТОМОБІЛЯХ

Мілаєва І.І.

Анотація – в роботі розглянуто застосування антиблокувальних систем (скорочення ABS) у гальмівних системах автомобілів. Описані особливості будови і переваги системи ABS.

ING ABS SYSTEM ABS IN VEHICLES

I. Millaeva

Summary

A paper considers using of anti-block systems ABS in vehicle braking systems. Features and advantages of the ABS are described. УДК 631.348

ОБОСНОВАНИЕ ЭНЕРГОСБЕРЕГАЮЩИХ РЕЖИМОВ РАБОТЫ ВЕНТИЛЯТОРНОГО ОПРЫСКИВАТЕЛЯ НА ВИНОГРАДНИКАХ

Серая Е. М., к.т.н. Национальный университет биоресурсов и природопользования Украины (НУБиП Украины) Тел. (044) 527-88-95

Аннотация – в статье представлены результаты экспериментальных исследований по обоснованию энергосберегающих режимов работы вентиляторного опрыскивателя на виноградниках. В зависимости от площади листовой поверхности установлены допустимые значения подачи воздушного потока, при которых качество опрыскивания остается приемлемым.

Ключевые слова – опрыскиватель, подача, режим, вентилятор, энергосбережение, качество, виноградник.

Постановка проблемы. Химическая защита сельскохозяйственных растений от вредителей и болезней является обязательным агротехнологическим приемом, от качества и своевременности выполнения которого во многом зависит рентабельность сельскохозяйственного производства. По данным Организации по продовольствию и сельскому хозяйству ООН (ФАО) ежегодный ущерб, который наносят вредители и болезни сельскохозяйственных культур, составляет 20-25% потенциального мирового урожая продовольственных культур.

Анализ последних исследований. Ежегодно на виноградниках проводят от 7 до 8 опрыскиваний [2]. В отдельные года, когда климатические условия благоприятствуют развитию популяции вредителей и болезней, количество опрыскиваний достигает 15 раз за сезон. Если при изменении формы и размеров растения регулировать режимы работы вентилятора опрыскивателя, можно получить наилучшие энергетические характеристики вентиляторного опрыскивателя.

Энергосбережение в вентиляторах заключается в их рациональной эксплуатации, то есть уменьшении подачи воздуха, когда это позволяет технологический процесс. Между производительностью вентилятора L_{gehm} и мощностью N_{gehm} существует общеизвестная прямая зависимость [1]:

[©] Серая Е. М.

Машини і засоби механізації сільськогосподарського виробництва

где *p* - полное давление, развиваемое вентилятором; *η* - КПД вентилятора.

При уменьшении производительности вентилятора понижается расходуемая мощность, снижается, соответственно, и расход энергии на привод опрыскивателя от ВОМ трактора. Поэтому для выбора режима работы вентилятора необходимо определить, в пределах какого диапазона регулирования должна изменяться его производительность.

Величина экономии энергии за счет регулирования будет зависеть от продолжительности работы с пониженной производительностью, диапазона регулирования на различных периодах эксплуатации, величины и продолжительности максимального расхода воздуха, стоимости энергии, способа регулирования. Регулирование производительности вентилятора можно осуществлять различными способами.

Несмотря на имеющиеся технические возможности, при опрыскивании виноградных насаждений имеет место перерасход энергии, так как не обеспечивается оптимальный режим работы вентилятора опрыскивателя. Дальнейшие научные исследования целесообразно направить на согласование режимов подачи воздушного потока с условиями работы машины.

Формулирование целей статьи (постановка задания). Обоснование энергосберегающих режимов работы вентиляторного опрыскивателя на виноградниках путем на согласование режимов подачи воздушного потока с условиями работы машины.

Основная часть. Полевые исследования проводились в соответствии с СОУ 74.3-37-266:2005 «Випробування сільськогосподарської техніки. Обприскувачі тракторні та самохідні. Методи випробувань». Полученные результаты обрабатывали методами математической статистики [3, 4].

Задача полевых исследований – в зависимости от площади листовой поверхности установить минимально допустимые значение подачи воздушного потока, при которых качество опрыскивания остается приемлемым. Для проведения полевых исследований использоопытный образец машины, разработанный научновался производственным сельскохозяйственным предприятием «Наука» (г. Симферополь), опрыскиватель прицепной садово-виноградниковый ОПСВ-1600 «Крым» (число распылителей – 14; при давлении 0,2 МПа расход жидкости через каждый распылитель 2,19±0,06 л/мин). Опытный образец вентиляторного опрыскивателя позволял устанавливать производительность вентилятора, равную 10980; 12000; 18000; 21480; 27000 м³/ч [5].

Исследования проведены на винограднике с типичным для степной зоны фоном испытаний.

Для решения поставленной задачи был реализован двухфакторный эксперимент, где фактор А – площадь листовой поверхности виноградного куста, фактор В – подача воздуха, результирующий признак – густота покрытия листовой поверхности. В соответствии с агротехническими требованиями [3], густота покрытия верхней стороны листа должна быть не менее 80%, нижней стороны - 60%.

На рис. 1 представлен график зависимости площади листовой поверхности (фактор А) и подачи воздуха (фактор В) на густоту покрытия листа (у).



Рис. 1. Зависимость густоты покрытия листа от исследуемых факторов.

Анализируя рисунок 1, можно сделать вывод, что при малой площади листовой поверхности виноградного куста уменьшение подачи воздушного потока не влияет на качество опрыскивания.

Уравнение, описывающее полученную зависимость, имеет вид: $y = 76,45 - 2,38 \cdot A + 0,0021 \cdot B - 0,23 \cdot A^2 + 0,0001 \cdot A \cdot B - 4,95 \cdot 10^{-8} B^2$. (2)

Из дисперсионного анализа следует, что фактор площади листовой поверхности куста имеет наибольшее влияние на густоту покрытия. Это объясняется тем, что с увеличением облиственности сложнее

Машини і засоби механізації сільськогосподарського виробництва

303

получить равномерное и однородное покрытие всей поверхности растения, поэтому необходимо большее количество воздуха, чтобы пробить крону и доставить ядохимикат во внутренний ярус куста. Взаимодействие факторов АВ в данном опыте несущественно, то есть функция отклика близка к линейной.

Проведем прогнозирование фактора В по средним значениям экспериментальных данных. С помощью метода наименьших квадратов были получены уравнения аппроксимации для исследуемых режимов и результаты прогноза по ним (табл. 1), здесь *х* – площадь листовой поверхности куста, *у* – густота покрытия обработанной поверхности.

В	Линейная	\mathbf{R}^2	В	Параболическая	\mathbf{R}^2
10980	y = -14,54x + 109,79	0,978	10980	$y = -3,74x^2 + 0,42x + 97,32$	0,99
12000	y = -12, 2x + 108, 76	0,988	12000	$y = -2,16x^2 - 3,56x + 101,56$	0,99
18000	y = -9,24x + 108,63	0,959	18000	$y = -3,32x^2 + 4,04x + 97,56$	0,99
21480	y = -7, 1x + 107, 03	0,951	21480	$y = -2,78x^2 + 4,02x + 97,76$	0,99
27000	y = -6,06x + 106,61	0,863	27000	$y = -4,18x^2 + 10,66x + 92,68$	0,99

Таблица 1 – Результаты аппроксимации экспериментальных данных

Точность прогноза определяли коэффициентом детерминированности модели (R²). Криволинейная зависимость точнее отражает экспериментальные данные, но из-за малого числа наблюдений площади листовой поверхности в дальнейшем анализе принимаем линейную зависимость.

Таким образом, линейные уравнения из таблицы 1 отображают тенденцию и прогнозируемое значение густоты покрытия листовой поверхности для пяти режимов подачи. Рассмотрим допустимые пределы снижения подачи воздушного потока (рис. 2). По оси абсцисс откладываем площадь листовой поверхности, по оси ординат – густоту покрытия. Допустимая граница снижения подачи воздушного потока по качеству – покрытие листовой поверхности не менее 80%.

Для площади листовой поверхности виноградного растения до 8 м²/куст получили минимально допустимые значения подачи воздушного потока, после которых наступает ухудшение качества опрыскивания. Таким образом, из рисунка 2, зная площадь листовой поверхности виноградного куста, следует выбирать режим подачи



воздушного потока не ниже граничной линии, иначе не будет обеспечено приемлемое качество опрыскивания.

Рис. 2. Прогнозирование качества опрыскивания

Следует отметить, что увеличение подачи от 18000 до 27000 м³/ч не оказывает существенного влияния на качество обработки, но при этом существенно увеличиваются энергозатраты.

Выводы. При площади листовой поверхности растения менее 3,5 м²/куст можно выбирать любой режим в диапазоне от 10980 до 27000 м³/ч, здесь на выбор режима будут влиять прочие факторы, например, энергозатраты на привод вентилятора и экологическая целесообразность. Если площадь листовой поверхности растения от 3,5 до 5,0 м²/куст, тогда требуемая подача составляет не менее 12000 м³/ч; если площадь листовой поверхности от 5 м²/куст до 8,0 м²/куст – свыше 18000 м³/ч.

Литература:

1. Иванов О. П. Аэродинамика и вентиляторы / О. П. Иванов, В. О. Мамченко. – Л.: Машиностроение, 1986. – 280 с.

2. Дикань А. П. Виноградарство Крыма / А. П. Дикань, В. Ф. Вильчинский, Э. А. Верновский, И. Я. Заяц. – Симферополь: Бизнес-Информ, 2001. – 408 с.

3. Випробування сільськогосподарської техніки. Обприскувачі тракторні та самохідні. Методи випробувань : СОУ 74.3-37-266:2005.

– [Чинний від 2006-08-01]. – К. : Мінагрополітики України, 2005. – 65 с. – (Стандарт Мінагрополітики України).

4. Доспехов Б. А. Методика полевого опыта (с основами статистической обработки результатов исследований) / Б.А. Доспехов. – [5-е изд.]. – М. : Агропромиздат, 1985. – 351 с.

5. Догода П. А. Новый опрыскиватель для садов и виноградников ОПСВ-1600 «Крым» / [П. А. Догода, В. И. Анищенко, Н. П. Догода и др.] // Сборник научных трудов ЮФ «КАТУ» НАУ. – Симферополь, 2005. – № 84. – С. 143–148.

ОБГРУНТУВАННЯ ЕНЕРГОЗБЕРІГАЮЧИХ РЕЖИМІВ РОБОТИ ВЕНТИЛЯТОРНОГО ОБПРИСКУВАЧА НА ВИНОГРАДНИКАХ

Сіра К.М.

Анотація – у статті представлені результати експериментальних досліджень з обгрунтування енергозберігаючих режимів роботи вентиляторного обприскувача на виноградниках. Залежно від площі листкової поверхні встановлені допустимі значення подачі повітряного потоку, при яких якість обприскування залишається прийнятною.

SUBSTANTIATION OF ENERGY SAVING MODES FOR AN AIRBLAST SPRAYER ON VINEYARDS

C. Syeraya

Summary

An article presents results of experimental research on substantiation of energy saving modes of an airblast sprayer on vineyards. Values of the airflow rate are determibed foracceptable quality of spraying in correlation to the leaf surface. УДК 621.436:62-503.55

ДО ПИТАННЯ ДОЦІЛЬНОСТІ ЗАСТОСУВАННЯ СИГНАЛІЗАТОРІВ ЗАВАНТАЖЕННЯ ДВИГУНІВ МАШИННО-ТРАКТОРНИХ АГРЕГАТІВ

Бешун О. А., к.т.н. Національний університет біоресурсів і природокористування України Тел. (044) 527-88-95

Анотація – розглянуто передумови створення та обґрунтовано доцільність застосування сигналізаторів завантаження дизельних двигунів сільсько- і лісогосподарських машинно-тракторних агрегатів з метою покращення їх експлуатаційної паливної економічності.

Ключові слова – трактор, машина, агрегат, двигун, дизель, завантаження, сигналізатор, економічність, опитування.

Постановка проблеми. Подальша інтенсифікація і ефективність сільськогосподарського і лісогосподарського виробництв пов'язана з підвищенням продуктивності праці, поліпшенням використання паливно-енергетичних ресурсів, зниженням матеріаломісткості виробів, впровадженням прогресивних технологій. Зниження собівартості виробленої продукції у галузях сільського і лісового господарств є однією з найважливіших проблем як для експлуатаційників, так і для розробників та виробників сільсько- і лісогосподарських машин. Зважаючи на структуру собівартості продукції, серед ефективних шляхів вирішення даної проблеми чільне місце займає покращення експлуатаційної паливної економічності машинно-тракторних агрегатів (МТА) при виконанні ними технологічних операцій.

Аналіз останніх досліджень. В результаті аналізу численних наукових досліджень встановлено, що до теперішнього часу недостатньою мірою висвітлено питання можливості і доцільності застосування сигналізаторів завантаження дизелів машинно-тракторних агрегатів. Більшість з них [1, 2] знаходяться на стадії пошукових і не вийшли за межі лабораторних макетів. Наскільки можна судити з аналізу літературних джерел відносно самохідних лісових машин, це питання взагалі не досліджувалося, тому воно є актуальним і потребує більш глибокого вивчення.

В галузі сільського і лісового господарств використовуються, як

[©] Бешун О. А.

Машини і засоби механізації сільськогосподарського виробництва

відомо, МТА з тракторами, обладнаними багатоциліндровими чотиритактними дизельними двигунами. Виходячи з того, що через ряд об'єктивних і суб'єктивних причин ці двигуни значну частину часу працюють на неоптимальних режимах (режимах часткових навантажень, холостого ходу (XX) і неусталених (перехідних) режимах), можна передбачити доцільність застосування пристрою, що дозволяє оптимізувати роботу двигуна – так званого сигналізатора завантаження, призначеного для інформування оператора про поточне завантаження двигуна та інші режимні параметри. Зрозуміло, що таке припущення потребує підтвердження.

Формулювання цілей статті (постановка завдання). Метою даної статті є аналіз даних, отриманих при опитуванні трактористівмашиністів, для підтвердження доцільності застосування сигналізаторів завантаження двигунів МТА з метою покращення їх експлуатаційної паливної економічності.

Основна частина. Відомо, що практично всі МТА працюють в умовах змінних швидкісних і навантажувальних режимів роботи двигуна. Ця особливість проявляється як при виконанні технологічних операцій, так і при технологічних переїздах МТА і характерна для всього діапазону можливих навантажень (від режиму XX і малих навантажень до короткочасного глибокого перевантаження). Причому, у складі кожної технології використовуються свої типи і марки машин, робочі операції і т.д. Всі режими роботи МТА через ряд об'єктивних і суб'єктивних причин характеризуються, як такі, при яких двигун МТА працює з номінальним навантаженням не значну частку часу. Крім того, значну частку серед цих режимів займають перехідні (неусталені).

Прагнення збільшити продуктивність МТА вимагає підвищення потужності, робочих швидкостей і маси машин, що приводить до істотного ускладнення процесів управління динамічними режимами при виконанні технологічних операцій, тому успішно реалізувати потенційні можливості потужних МТА в реальних умовах експлуатації складно.

Аналіз виконаних досліджень свідчить про те, що від 60 до 90 % часу МТА, особливо лісогосподарські, працюють в умовах змінних навантажень, що характеризуються ступенем нерівномірності тягового опору і моменту опору на валу двигуна, періодом зміни моменту опору, коефіцієнтом можливого перевантаження, інтенсивністю накиду і скидання миттєвого навантаження, ступенем нерівномірності частоти обертання колінчатого валу двигуна, частотою мікроколивань та іншими показниками.

Спроектовані з урахуванням сучасних жорстких обмежень до постійних діючих навантажень МТА і їх двигуни повинні ефективно

працювати в неадекватних умовах, коли відбувається часті зміни режимів роботи, які реалізує механізатор (оператор). Проте правильно здійснити їх він не взмозі через відсутність надійних і достовірних засобів контролю. Тому подальше поліпшення ефективності використання МТА пов'язується з наявністю систем приладового контролю режимів їх роботи, оскільки їх відсутність обумовлює необхідність застосування малоефективних суб'єктивних оцінок і ознак, які різко знижують потенційні можливості МТА.

Технологічні процеси як в сільському господарстві, так і в лісівництві характеризуються сотнями кількісних і якісних показників. В даний час не обґрунтований перелік параметрів, що підлягають обов'язковому контролю і не визначено, які саме пристрої необхідні та знижують експлуатаційні витрати, а які – ні, бо надмірне оснащення техніки різного роду регулюючими, контролюючими та інформаційними пристроями може привести до того, що об'єм інформації перевищить межу сприйняття оператора.

Неможливо вирішити задачу оптимізації режимів роботи в умовах несталих навантажень, обумовлених дією складових вірогідності процесу, неконтрольованої зміни робочих процесів і параметрів двигуна та МТА, повної відсутності уявлень про стан вихідних характеристик і їх відповідність потенційним застосування суб'єктивних уявлень і оцінок або відомих недосконалих приладів, що надають недостовірну інформацію про стан параметрів динамічних систем.

З достатньо високою точністю прогнозу можна стверджувати, що на першому етапі створення систем приладового контролю в перелік експлуатаційних параметрів, що підлягають обов'язковому контролю повинні увійти: ступінь завантаження двигуна, витрата палива, а також швидкість руху МТА.

Найбільш ефективні засоби приладового контролю завантаження двигуна, засновані на обліку допустимого часу роботи двигуна як на регуляторній, так і коректорній гілках швидкісної характеристики в зоні астатизму. При роботі МТА, обладнаними такими засобами, підвищення їх продуктивності може становити від 8 до 27 % при зниженні питомої витрати палива від 6 до 15 %. Більш значних покращень можна досягти при пропорційному регулюванні «швидкість – витрата». При цьому загальний час використання МТА з нормальним завантаженням може зрости до 70 %.

Без вирішення вказаних проблемних питань створити високоінформативні системи не можливо. Але перш ніж створювати такі системи чи прилади, доцільно було б встановити, чи готові потенційні користувачі їх купувати і викорисовувати. Тому, для виявлення причин неоптимального завантаження двигунів МТА при виконанні ними технологічних операцій в сільському і лісовому господарствах, а також підтвердження доцільності застосування сигналізаторів завантаження двигунів МТА було обрано метод збору первинної інформації шляхом звернення з питаннями до певної групи людей (респондентів) – опитування.

Як відомо [3 – 6], розрізняють опитування письмові (анкетування) і особисті усні (інтерв'ювання), очні і заочні (поштові, телефонні, пресові, опитування за допомогою комп'ютерних технологій), експертні і масові, вибіркові і суцільні, регіональні та локальні і ін.

Анкетне опитування – один з двох основних видів опитувальних методів, який застосовується для отримання емпіричної інформації, що стосується об'єктивних фактів, знань, думок, оцінок, поведінки. Істотною особливістю анкетного опитування є опосередкований характер взаємодії між дослідником і респондентом, які спілкуються за допомогою анкети, причому респондент сам читає пропоновані йому питання і фіксує свої відповіді. Існують п'ять основних способів проведення анкетних опитувань: розсилка анкет поштою; опитування по телефону; особисте інтерв'ю, анкетування через мережу Інтернет і збір інформації шляхом спостереження.

За останні 10...20 років з'явилися сучасні обчислювальні машини і технології, які дають можливість автоматизувати збір, зберігання, аналіз і використання результатів опитування та можливість передачі даних через Інтернет. Число користувачів мережі Інтернет у світі (в т.ч. і в країнах СНД) постійно зростає. Можливості Інтернет загалом, і зокрема соціальних мереж, цікаві для проведення опитування, бо, поперше, вони максимально «зближують» респондента та інтерв'юера, по-друге, знижується час, що витрачається на проходження анкети по ланцюжку: інтерв'юер – анкетуємий – заповнена анкета – введення анкети в базу даних – аналіз анкети – представлення результатів в графічному вигляді. Сучасні програми дозволяють зменшити час проходження даних по цьому ланцюгу буквально до декількох хвилин. Для порівняння: виконання всіх цих етапів вручну вимагає щонайменше декількох днів. Отже, швидкодія і дешевизна онлайн-анкетування очевидна.

Виходячи з часових і матеріальних обмежень та забезпечення репрезентативності (властивості вибірки відображати характеристики генеральної сукупності) і валідності (точності одержуваних даних) вибір було зупинено на методі вибіркового заочного анонімного експертного регіонального експрес-опитування шляхом прямого онлайнанкетування з закритими питаннями (що вимагають вибору однієї з готових відповідей) через публікацію анкет в мережі Інтернет.

Переваги анкетного експрес-опитування: порівняльна економічність; можливість залучення великих груп людей; добра формалізованість результатів; мінімізація впливів дослідника на опитуваного;

оперативність; економія засобів і часу (в більшості випадків легше опитати тисячу чоловік онлайн, ніж, скажімо, ста чоловік звичайними способами). Недоліки: найсуттєвіший – неможливість контролювати процес заповнення анкети, що може привести до несамостійності відповідей респондента, впливу з боку оточення; обмеження на спектр досліджень, які сьогодні можна проводити з використанням Інтернеттехнологій (цільова аудиторія повинна співпадати з Інтернетаудиторією); зміщеність вибірки (якщо обмежитися якоюсь групою, що має показники, рівномірно розподілені навколо середнього значення, то з внесенням додаткових досліджуваних чинників зростає ризик отримати зміщену вибірку). Очевидно, що чим більше Інтернетаудиторія наближатиметься за розмірами до генеральної сукупності, тим буде меншою вірогідність отримати зміщену вибірку.

Переваги, які дає Інтернет-опитування аудиторії, очевидні. Проте даний метод має ряд обмежень і тому не може бути застосований без обґрунтування в кожному конкретному випадку.

У нашому випадку експрес-анкетування онлайн може вважатися ефективним [4], бо, по-перше: потрібно було швидко за короткий час (бажано протягом одного, максимум двох місяців) опитати велику за об'ємом аудиторію, зібравши і обробивши експрес-інформацію за споживацькою оцінкою і відповідністю купівельним очікуванням практично нового продукту на ринку; по-друге: існували суттєві труднощі, викликані значним просторовим (географічним) розносом анкетуємих; по-третє: можна вважати, що цільова аудиторія співпадає з Інтернет-аудиторією тому, що саме молодь, яка користується сучасними комп'ютерними технологіями та Інтернетом, буде, в першу чергу, потенційними покупцями і користувачами мікропроцесорних систем; по-четверте: обмеження цільової аудиторії шляхом проведення анкетування саме в групах «за інтересами» опосередковано дає нам підставу зробити висновок про незміщеність вибірки, представляючу генеральну сукупність, а також стійкість, обгрунтованість, адекватність одержуваної інформації та її репрезентативність.

Оскільки частка операторів (трактористів-машиністів) серед Інтернет-користувачів приблизно така ж, як і серед населення країни в цілому, можна вважати, що проведення експрес-опитування Інтернетаудиторії є в даному випадку виправданим і достатніми для мети даного дослідження внаслідок зручності і швидкості, які дають онлайнанкетування.

З іншого боку, проведення більш серйозних базових досліджень аудиторії трактористів-машиністів краще проводити у вибірці, яка репрезентативно включає як Інтернет-користувачів, так і людей, що не мають доступу в Інтернет. Очевидно, що зі зростанням числа Інтернет-користувачів ми наближатимемося до ситуації, коли більшість досліджень буде достатньо проводити тільки засобами Інтернету.

Враховуючи те, що обов'язковою умовою проведення опитування є строге дотримання порядку всієї процедури, без чого не можна досягти достовірних результатів дослідження, онлайн-анкетування проводилося в декілька етапів: *підготовчого* (робота зі складання плану і графіка дослідження, написання інструкції для інтерв'юєрів, пілотаж, який полягав в логічній перевірці і практичній апробації на мікровибірці і через досвід експертів у формі консультацій (обмін думками) з приводу підготовлених методик; підбір і редагування питань, які включає анкета, а також вирішення організаційних питань); *оперативного* або *безпосередньо анкетування*; *підрахунку результатів* (обробки отриманих даних дослідження на фінальній стадії з аналізом, ранжируванням і формулюванням висновків).

Згідно з планом досліджень онлайн-опитування трактористівмашиністів країн СНД було припинено при досягненні кількості респондентів 500 чол., що є достатнім (мінімальна кількість респондентів при масовому опитуванні становить 200 чол.) і в той же час забезпечило необхідну оперативність і репрезентативність [5].

Для забезпечення оперативності збору інформації і обмеження цільової аудиторії опитування проводилося через соціальну мережу, в якій було виокремлено 14 груп за профілем («Трактористы», «Трактористы-машинисты», «Трактора» і т.д.).

Результати опитування представлені в табл. 1 і на рис. 1 та 2.

Усвідомлюючи проблему компетентності респондента в масових опитуваннях (з'ясування об'єктивної можливості отримати достовірну інформацію від даної категорії населення і відповідно побудувати вибірку опитуваних), а також те, що дане опитування є експертним (опитувані – фахівці, їх компетентність в даній галузі повинна бути безумовною і вони реально здатні виказати обґрунтовану думку), авторами безпосередньо перед запитанням було наведено два речення: перше – попередження: «Опитування виключно для практикуючих трактористів-машиністів!», і друге – прохання: «Прохання відповісти на питання, як є в реальному житті!».

Таблиця 1 – Результати опитування респондентів

Запитання №1, поставлене респондентам при опитуванні

Чим ви керуєтеся при виборі передачі під час виконання технологічних операцій (оранка, культивація, посів, боронування, дискування і т.д.)?

Варіанти відповідей	Кількість респон- дентів	Відсоток
Слухом (по характеру роботи двигуна)	284	56,8
Якщо трактор не тягне, переходжу на нижчу передачу	58	11,6
Виходячи з агротехнічних вимог	45	9,0
Інтуїцією	37	7,4
На слух і по тахометру	32	6,4
Іншими (не вказаними в опитуванні) міркуваннями	14	2,8
Користуюся сигналізатором завантаження двигуна	9	1,8
Порадами досвідченіших механізаторів	8	1,6
За кольором диму, що виходить з вихлопної труби	7	1,4
Показами тахометра	6	1,2
Разом	500	100 %

Запитання №2, поставлене респондентам при опитуванні

Якщо б в кабіні трактора, на якому ви працюєте, був би додатковий прилад індикаторного типу, то під час виконання технологічних операцій ви б встигали слідкувати за його показами?

Варіанти відповідей	Кількість респон- дентів	Відсоток
Так, час би для цього знайшов	227	45,4
Ефективніше застосувати звуковий прилад	136	27,2
Це дуже сильно залежить від технологічної операції	60	12,0
Можливо інколи був би час для цього	60	12,0
Ні, і так багато параметрів необхідно контролювати	17	3,4
Разом	500	100 %

В процесі аналізу результатів встановлено, що серед респондентів більшість представляли Україну, Російську Федерацію та Білорусь.

Конструкція питань та інтерпретація відповідей в онлайнопитуванні. В таблицях і на рис. 1 та 2 результати наведені після ранжирування – розташування зібраних даних в порядку зменшення показників, проте з метою підвищення надійності отриманих результатів порядок відповідей був інший. Він обирався шляхом коригування під час пілотажу, а також на основні загальних принципів, правил і вимог до побудови опитувань загалом, і анкет, зокрема [3 – 6], а саме:







Рис. 2. Розподіл відповідей трактористів-машиністів, що працюють в країнах СНД, на запитання №2

Машини і засоби механізації сільськогосподарського виробництва

– питання і відповіді будувалися під кутом зору психології сприйняття опитуваного;

– вступні питання виконували дві функції: зацікавлення респондента і максимальне полегшення його включення в роботу;

 – анкета заповнюється опитуваним самостійно, тому її конструкція і всі коментарі були сформовані гранично ясними для респондента, а верстка анкети відповідала вимогам простоти і зручності роботи і для опитуваного, і для кодувальника;

– першими були поставлені найменш вірогідні варіанти відповідей;

– перші питання були більш простими, далі слідують складніші, потім – ще складніші, потім – спад і в кінці – найскладніші питання;

 відповіді формувалися за можливістю приблизно однакової довжини;

– всі варіанти відповідей витримані на одному рівні конкретності (люди часто мислять дуже конкретно, їх дратує неясність ситуації там, де досліднику вона здається гранично конкретною, тому чим більш загальний (абстрактний) характер має відповідь, тим менше вірогідність її вибору);

 всі можливі варіанти відповідей були віддруковані на одній сторінці, щоб респондент міг разом охопити рамки співвідношення оцінок;

 – позитивні і негативні відповіді чергувалися, щоб не створювати групи, бо як відомо питання, розташовані в різній послідовності, дадуть різну інформацію (в цьому випадку думка нав'язується самою послідовністю запропонованих варіантів);

– список запропонованих відповідей налічує 10 і 5 відповідно, щоб при опитувані не втомлювати респондентів у міру просування до його кінця (з останніми групами думок працюють менш уважно, ніж з першими, або ж починає діяти сила інерції у відповідях);

– не розривався текст, що стосувався одного питання: вся конструкція питання розташовувалася на одній смузі;

– застосовувалися різноманітні шрифти і різноманітна верстка питань і варіантів відповідей (різними шрифтами набиралися: вступні зауваження до серії питань, власне питання, варіанти відповідей).

Пам'ятаючи про те, що повнота і глибина інформації істотно залежать від загальної культури і кругозору респондентів, авторами значну увагу було приділено структурним параметрам питань і відповідей: складності граматики і лексики (стилістиці та рівню складності граматичної структури і мірі зрозумілості основних термінів); закриті питання сформульовано в термінах, що не допускають двозначного тлумачення; приділено увагу такому досить тонкому аспекту оцінкової інформації, як асиметрія позитивного і негативного полюсів оцінок, бо пропонуючи шкалу оцінок думок, ми майже завжди можемо покладатися на відповіді негативної зони (наприклад, оцінки незадоволеності), але менш упевнено – на відповіді позитивної зони.

Враховуючи головний недолік відкритих питань – складність і трудомісткість процедури оброблення даних через те, що думки і оцінки респондентів можуть бути пов'язані з якимись невідомими рамками порівняння, авторами було обране експрес-опитування у формі закритих питань, які дозволили більш строго інтерпретувати відповідь передбачивши можливі її варіанти.

Важливо відвести належне місце для коментарів і уточнень, тому в питанні №1 одна відповідь, а саме «Іншими (не вказаними в опитуванні) міркуваннями» – напівзакрита (для додаткових зауважень, які можна зазначити в коментарях). В кінці списку відповідей з цією метою наведене речення: «Інші (не вказані в опитуванні) міркування вкажіть в коментарях».

Аналіз результатів анкетного експрес-опитування. Як видно з рис. 1, показами тахометра, який є єдиним приладом, що здатний в більшій чи меншій мірі інформувати тракториста-машиніста про ступінь завантаженості двигуна МТА, користуються лише 1,2 % (6 з 500 опитаних респондентів). На думку авторів даного дослідження, такому стану є об'єктивне пояснення: шкала тахометра трактора досить складна (перенасичена інформативно) і, як правило, не сприймається операторами ще й через мілкість зображень, що не може не відобразитися на швидкій зоровій втомлюваності. Крім того, на жаль далеко не всі трактористи-машиністи вміють користуватися цим пристроєм, з метою опосередкованого визначення ступеня завантаженості двигуна.

Девять з опитаних, а це 1,8 %, зазначили, що користуються сигналізатором завантаження двигуна, що може пояснюватись наявністю аналогічних пристроїв, а точніше вбудованих функцій в бортових комп'ютерних інформаційних системах на сучасних тракторах виробництва країн далекого зарубіжжя.

Більшість респондентів (56,8 %) керується при виборі передачі під час виконання МТА таких технологічних операцій, як оранка, культивація, посів, боронування, дискування, і т.п. органолептичним методом на основі суб'єктивного засобу – слуху «по характеру роботи двигуна», що не може бути об'єктивним взагалі, а якщо врахувати такі фактори, як втомлюваність, малий досвід операторів, постійність зміни зовнішніх впливів (мікро- і макрореьєф місцевості, коливання опору) та ін., то зрозуміло, що вибрати правильно передачу в конкретній виробничій ситуації, спираючись на слух – не можливо.

Це ж стосується і таких відповідей, як «Інтуїцією» (7,4 %), «Якщо трактор не тягне, переходжу на нижчу передачу» (11,6 %) та «За кольором диму, що виходить з вихлопної труби» (1,4 %). Останній варіант, може взагалі викликати у фахівців здивування (дане питання ставилося авторами, для перевірки наявності у вибірці некомпетентних респондентів). Тому таке низьке значення (7 чол.) в даному контексті є позитивним.

Опосередковано про вкрай низьку виробничу культуру можна судити за варіантом відповіді «Виходячи з агротехнічних вимог» (9,0%), а також про «розрив» зв'язку поколінь відносно передачі досвіду за відповіддю «Користуюся порадами досвідченіших механізаторів» (лише 1,6% респондентів).

Таким чином, як показало дослідженя (по запитанню №1), майже 80 % трактористів-машиністів країн СНД користуються необ'єктивними методами і засобами при виборі передач під час виконання технологічних операцій у сільському і лісовому господарствах. Такий стан дає підставу для висунення гіпотези про потенційну доцільність розроблення і впровадження пристроїв приладового контролю ступені завантаженості дизелів МТА. Тому респондентам при опитуванні було поставлене також запитання №2.

Аналіз даних (див. рис. 2) дає підставу зробити висновок, про те, що лише 3,4 % респондентів категорично не готові до використання приладу. На їх думку дуже багато параметрів необхідно контролювати і вони фізично не встигатимуть слідкувати за його показами. Майже половина респондентів (45,4 %) не вбачають взагалі проблем у потенційному використанні такого роду приладів. Значна кількість з них у коментарях зазначає, що вже користувалися на практиці аналогічними інформаційними системами. Для 24 % опитаних відповідь неоднозначна. Половина з них зазначає, що можливо інколи був би час для зняття інформації, а інша половина вважає, що доцільність використання приладу суттєво залежить від конкретної технологічної операції.

Досить несподіваними стала статистика за варіантом відповіді «Ефективніше застосувати звуковий прилад». Так вважають понад чверті респондентів (27,2 %), що необхідно обов'язково врахувати при розробленні сигналізатора. Тим більше, що звукове дублювання інформації не є складною технічною проблемою і не потребуватиме значних капіталовкладень. А з іншого боку, роздільне використання функцій звукового і зорового інформування оператора може зняти проблему використання приладу на окремих технологічних операціях, з надвисоким ступенем інформативності.

В цілому, аналіз статистичних даних по запитанню №2, дає підставу зробити висновок про те, що понад 95 % опитаних трактористів потенційно підримують впровадження сигналізаторів завантаження двигунів МТА.

Висновки. Отже, виконані дослідження і проведений аналіз дав

змогу підтвердити гіпотезу, висунуту в даній роботі, про потенційну можливість і доцільність застосування сигналізаторів завантаження двигунів МТА. Інтернет-анкетування є зручним, недорогим і швидким способом проведення експрес-опитувань, що дозволяє в короткі терміни опитати велику, географічно обширну аудиторію, обробити і представити дані для аналізу, проте проведення широкомасштабних досліджень повинне включати як опитування Інтернет-аудиторії, так і тієї частини цільової аудиторії, яка не користується Інтернетом. Перспектива розвитку даного питання є очевидною. Для досягнення поставленої мети в перспективі необхідно вирішити наступні задачі: сформулювати основні вимоги до систем приладового контролю режимів роботи і датчиків; обґрунтувати конструкцію сигналізатора завантаження двигуна; уточнити методику розрахунку ступеня завантаженості двигуна з урахуванням усіх діючих факторів; дослідити взаємозв'язки параметрів навантаження з вихідними характеристиками двигуна; розробити математичну модель визначення допустимого ступеня завантаження двигуна МТА; дослідити закономірності зміни експлуатаційно-технологічних показників МТА із застосуванням нових методів і засобів контролю їх режимів; виконати виробничу перевірку сигналізатора завантаження двигуна.

Література:

1. Гасанов, Г.М. Сигнализатор загрузки дизелей [Текст] / Г. М. Гасанов // Механизация и электрификация сельского хозяйства. — 1990. — № 6. — С. 39-40.

2. А.с. 1615587 СССР, МКИ⁵ G 01 L 23/22. Сигнализатор загрузки двигателя [Текст] / *А.А. Денисов* [и др.]. — №4638512/24-10 ; заявл. 23.01.1989 ; опубл. 23.12.1990, Бюл. № 47.

3. Голубков, Е.П. Маркетинговые исследования: теория, методология и практика [Текст] / Е.П. Голубков. — М.: Изд-во «Финпресс», 1998. — 416 с.

4. Добреньков, В.И. Методы социологического исследования: учебник [Текст] / В.И. Добреньков, А.И. Кравченко. – М.: ИНФРА-М, 2006. – 768 с.

5. *Ильясов*, Ф.Н. Репрезентативность результатов опроса в маркетинговом исследовании [Текст] / Ф.Н. Ильясов // Социологические исследования. — 2011. — № 3. — С. 112-116.

6. *Ядов, В.А.* Стратегия социологического исследования. Описание, объяснение, понимание социальной реальности [Текст] / *В.А. Ядов* — М. : Омега-Л, 2007. — 567 с.

К ВОПРОСУ ЦЕЛЕСООБРАЗНОСТИ ПРИМЕНЕНИЯ СИГНАЛИЗАТОРОВ ЗАГРУЗКИ ДВИГАТЕЛЕЙ МАШИННО-ТРАКТОРНЫХ АГРЕГАТОВ

Бешун А.А.

Аннотация – в статье рассмотрены предпосылки создания и обоснована целесообразность применения сигнализаторов загрузки дизельных двигателей сельско- и лесохозяйственных машиннотракторных агрегатов с целью улучшения их эксплуатационной топливной экономичности.

ON EXPEDIENCE OF THE APPLICATION OF MACHINE-TRACTOR UNIT ENGINE LOAD SIGNALLING DEVICES

O. Beshun

Summary

An article presents the background of development and application expedience diesel engine load signalling devices for forest and agricultural machine-tractor units with the purpose of improvement of their operating fuel economy. УДК 631.17

ОСОБЛИВОСТІ ПЕРСПЕКТИВНИХ УМОВ ФУНКЦІОНУВАННЯ АГРОПРОМИСЛОВОГО КОМПЛЕКСУ

Стефановський О. Б., к.т.н.

Таврійський державний агротехнологічний університет Тел. (619) 42-04-42

Анотація – у статті проаналізовано тенденції споживання сільськогосподарської продукції і можливі умови діяльності агропромислового комплексу в найближчі десятіліття.

Ключові слова – продукція, споживач, трактор, аграрна технологія.

Постановка проблеми. В обставинах глобальної соціальноекономічної кризи спад виробництва спостерігається в багатьох галузях національних економік. Не з'явилося виключенням і вітчизняне сільськогосподарське машинобудування.

Аналіз останніх досліджень. Для керівників цієї галузі важливо бачити більш далеку перспективу її розвитку, з урахуванням всесвітніх тенденцій. У цьому зв'язку становить інтерес дослідження, проведене журналістом Р. Керром у формі інтерв'ю з вищим керівником транснаціональної корпорації АGCO М. Рихенхагеном [1].

Корпорація АGCO, з 2004 р. очолювана М. Рихенхагеном, випускає продукцію з торговельними марками Challenger, Fendt, GSI, Massey Ferguson i Valtra [2]. Її головний офіс перебуває у м. Дулут (США). В 2012 р. торговельний виторг корпорації склав близько 10 млрд. доларів США. Розподіл цих засобів ілюстрований рис. 1. [3]. Видно, що найбільші частки виторгу довелися на Південну й Східну Азію (EAME) і продаж тракторів (59%).

Формулювання иілей cmammi (постановка завдання). проаналізувати судження М. Враховуючи додаткові дані [3 - 7], Рихенхагена тенденції споживання сільськогосподарської про продукції передбачувані діяльності підприємств й умови агропромислового комплексу в найближче десятиліття.

Основна частина. У найближчі десятиліття населення миру наблизиться до 10 мільярдів, обумовлюючи зростання попиту на сільськогосподарську продукцію здебільшого у країнах, що розвиваються.

[©] Стефановський О. Б.

Машини і засоби механізації сільськогосподарського виробництва



Рис. 1. Розподіл торговельного виторгу корпорації AGCO у 2012 р.: а — по територіях Землі; б — по видах продукції.

Екзотичні (для європейця) види їжі, такі як комахи, не стануть більш розповсюдженими, чим нині, і не призведуть до істотної зміни аграрних технологій. М. Рихенхаген лише припустив, що в розвинених країнах дещо знизиться споживання м'яса та одночасно зростуть вимоги до його якості.

Останні десятиліття споживачі дещо втратили впевненість у якості харчових продуктів. Тому необхідно відновити довіру споживачів, для чого, вважає М. Рихенхаген, харчова промисловість (більшою мірою, чим аграрне виробництво) повинна стати більш контрольованою. Технології точного землеробства більш «прозорі» щодо якості харчової сировини, що у свою чергу дозволить краще контролювати склад харчових продуктів.

Соціально-економічні ситуації в провідних країнах, що розвиваються (БРІК) і їх потреби в сільськогосподарській техніці досить різні. Так, у країнах Латинської Америки відбувається Машини і засоби механізації сільськогосподарського виробництва інтенсифікація аграрного виробництва, ширше застосовуються більш ефективні й потужні машини, що схоже на ситуацію в розвинених країнах Європи й Північної Америки. У Російській Федерації парк тракторів і комбайнів за останнє десятиліття скоротився вдвічі, а наявні ці машини мають середній вік 15 років; тому, вважає М. Рихенхаген, російська влада повинна дати сільськогосподарським виробникам можливість володіти землею, закладати її й купувати сучасні машини. В Індії переважає дрібне сімейне фермерство, механізоване невеликими тракторами (40-80 к.с.), і тому ситуація є зворотною стосовно латиноамериканської. У Китаї співіснують обидва ці типи: поряд із дрібними сімейними, слабко механізованими фермами є й великі аграрні підприємства, тому є попит на сільськогосподарську техніку різної величини. Можна припустити, що ситуація в Україні поєднує особливості, перераховані вище.

На думку М. Рихенхагена, у силу своєї технологічної відсталості сільськогосподарське машинобудування Китаю ще довго не зможе конкурувати з транснаціональними корпораціями; китайським підприємствам треба освоїти виробництво сучасних тракторів середньої потужності й знарядь до них. До того ж, власна потреба Китаю в цих машинах буде рости.

Завдяки зростанню вимог до якості продуктів живлення, існує загальна тенденція до більшої «органічності» землеробства. Зараз «органічне» землеробство — це ніша в аграрному виробництві розвинених країн. Але відповідний підхід потрібно поширити й на велике сільськогосподарське виробництво, вважає М. Рихенхаген: усюди потрібні стабільні аграрні технології, що дають споживачам високоякісну й здоровішу харчову сировину з мінімальним навантаженням на навколишнє середовище. Дрібні господарства, позбавлені сучасних засобів контролю якості, що й ігнорують законодавство та нездатні вийти на такий рівень виробництва.

Останнім часом керівництво корпорації АGCO приділяє великої увагу розвитку відносин із країнами Африки, бачачи в них свій «стратегічний резерв». На третьому щорічному саміті «AGCO Africa Summit» (Берлін, 2014 р.) М. Рихенхаген заявив, що Африка перебуває в «серце того, що обіцяє стати новою сільськогосподарською революцією» [5].

Населення Африки через 20 років наблизиться до двох мільярдів людей. У той же час, в Африці є 60% всесвітнього резерву недостатньо використовуваних орних земель; по іншій оцінці – там є 15% всесвітньої площі орних земель, з яких більш 4/5 не обробляється [1; 5]. Зараз країни Африки роблять менш 1% всесвітнього обсягу харчових продуктів, що створило їхню сильну залежність від закордонної гуманітарної допомоги. Слід урахувати [4], що внаслідок планетарного «парникового ефекту» у багатьох країнах Африки до 2020 р. суттєво погіршаться умови аграрного виробництва; навіть при наявності зрошення врожаї можуть знизитися майже вдвічі. До кінця поточного сторіччя площа посушливих земель Африки може вирости на 5...8%.

Як уважає М. Рихенхаген, проблему продовольства в Африці можна розв'язати, удосконалюючи підготовку національних кадрів, інфраструктуру й механізуючи сільське господарство в умовах політичної стабільності. В 2012 р. у Замбії відкрився навчальний сільськогосподарський центр Чалімбана корпорації АGCO – Chalimbana Farm and Training Center; передбачається відкриття таких центрів і в інших країнах Африки [3; 5].

Необхідно з'єднати досвід приватних підприємств зі знаннями місцевих суспільств і фермерів, щоб добитися стійких поставок продовольства. Ключовими елементами В африканській «сільськогосподарській революції» інтенсифікація служать й механізація аграрних технологій, які дотепер забезпечуються ручною працею й зусиллями тягової худоби. Останнє робить сільське господарство й малопродуктивним, і непривабливим для зайнятості людей.

У дослідженні Всесвітньої продовольчої організації (FAO) «Внесок сільськогосподарської енергетики в засоби до існування дрібних господарств у Присахарській Африці» (це 4/5 усіх сільськогосподарських підприємств регіону) узагальнені переваги, принесені механізацією сільського господарства [5]:

економічні – підвищення ефективності праці, якості обробки землі й регулярності виробництва, збільшення оброблюваної площі й урожаїв; впровадження нових культур, раніше недоступних без механізації виробництва; зниження витрат, втрат урожаїв і продукції; можливість надання платних послуг за допомогою енергетичних засобів;

соціальні — зниження витрат праці, поліпшення його безпеки, підвищення його престижності, створення для молоді стимулу працювати в сучасному сільському господарстві.

Як видно, тут не враховуються можливі негативні ефекти: зниження зайнятості людей внаслідок застосування сучасної сільськогосподарської техніки (на великій, але кінцевій площі земель), зацікавленість її власників в успіху свого бізнесу більшою мірою, чому в розв'язанні продовольчої проблеми свого суспільства. Очевидно, тут потрібні заходи державного регулювання, здійсненні тільки в умовах соціальної стабільності, до якої ще далеко багатьом африканським країнам.

Примітне судження М. Рихенхагена, що інноваційні й

інвестиційні ресурси повинні бути спрямовані «у континент, що має засоби й потенціал, щоб нагодувати мир» [5]. Враховуючи, що ці ресурси не будуть передані Африці безоплатно та платоспроможність її населення невелика, можна припустити, що продукція нового інтенсивного аграрного виробництва країн Африки буде платою транснаціональним корпораціям і всесвітнім фондам, тобто не буде повністю використовуватися для розв'язку продовольчої проблеми цього континенту. Крім того, поява цієї продукції на ринках може привести до зниження цін на продукти харчування, у чому не зацікавлено багато суб'єктів ринку.

У доповіді [4] узагальнені рекомендації для розвитку аграрного виробництва, що протидіє негативному впливу глобальних змін клімату: землекористування повинне сприяти зв'язуванню вуглецю в грунтах (сівозміни, відновлення грунтів і ін.); при обробленні рису й у скотарстві потрібно знижувати викиди метану; при використанні азотних добрив потрібно перешкоджати викидам нижчого оксиду азоту N₂O; необхідно ширше використовувати енергію біологічних палив і поліпшувати енергоефективність технологій; потрібно підвищувати врожайність культур.

Законодавче регулювання токсичності викидів тракторних двигунів у розвинених країнах, на думку М. Рихенхагена, уже надлишково жорстке: нові моделі дизелів, що відповідають нормам Tier 4, випускають більш чисті вихлопні гази, чим впускне повітря! Тому збільшення жорсткості норм токсичності є безглуздим, і потрібно повсюдного виконання. домагатися їхнього Однак. наприклад, уведення відповідного європейського законодавства в Україні зробило б незаконною експлуатацію багатьох тракторів і автомобілів і, слабкості вітчизняного машинобудування, при підсилило б залежність народного господарства від імпорту цих машин.

Корпорація AGCO на своїх підприємствах впроваджує природоохоронні й гуманні технології виробництва. Так, повсюдно автоматизують зварювальні роботи, шкідливі для здоров'я робітників. Організація глобальних поставок корпорації AGCO прагне до того, щоб її постачальники мінімізували б свої екологічні й соціальні ризики, добре платили б робітникам і забезпечували б безпечні умови праці, а також дотримувалися б норм політичної коректності.

На думку М. Рихенхагена, країнам, що розвиваються, потрібно надійне, довговічне й просте сільськогосподарське встаткування; це не виключає застосування високотехнологічних рішень.

Необхідне поліпшення технічних засобів точного землеробства. Інформаційні технології й бездротовий зв'язок уже зараз дозволяють частково автоматизувати роботу машинно-тракторних агрегатів
(МТА) і дистанційно її контролювати. Тенденція до вивільнення людини-оператора МТА вже намітилася, слідом за автоматизацією водіння автотранспортних засобів. Однак більшість автомобілів використовуються для перевезення людей (включаючи водія), на відміну від тракторів, і автоматизоване водіння автомобілів лише перетворить водіїв у пасажирів, тоді як автоматизовані МТА стануть безлюдними мобільними роботами.

Мотивом автоматизації МТА може послужити необхідність знизити травматизм працівників при виконанні механізованих тракторних робіт і відповідні соціальні витрати. Велика небезпека перекидання тракторів для їхніх операторів призвела до розробки й впровадження засобів захисту операторів при таких аваріях (англ. абревіатура ROPS), в основному, в країнах Європи [6]. Однак навіть при загальному застосуванні цих засобів, частота смертельних травм операторів тракторів при перекиданнях знизиться на 71...90%, тобто не до нуля. У США це зниження набагато менше, тому що, з одного боку, там дотепер експлуатуються застарілі моделі тракторів без ROPS (близько 40% парку), а з іншого — підвищується середній вік операторів (так, частка операторів з віком більш 74 років виросла на 20% за останні 10 років). Літні оператори тракторів мають менше шансів відреагувати на небезпеку перекидання й видужати після отриманих травм. Автоматизація МТА в значній мірі зняла б ці проблеми, а також знизила б економічний збиток, заподіюваний ушкодженнями дорогих мобільних машин.

У серед світі смертельних травм працівників частка сільськогосподарського виробництва близька до 50% (близько 170 тис. жертв) - в основному, це травми при експлуатації мобільних машин [7], причому в країнах, що розвиваються, такі випадки часто приховуються. Крім того, по даним Всесвітньої організації охорони здоров'я (ВОЗ) близько 220 тис. жертв викликається наслідками застосування пестицидів [7]. У країнах, що розвиваються, працівники сільського господарства більш уразливі до впливу різних токсикантів, тому що недостатньо засобів їх контролю, безпечного встаткування для хімізації й знань у працівників про безпечні методи праці. Специфічна проблема господарств у багатьох країнах Африки працівників підвищена захворюваність синдромом набутого імунодефіциту (CHIД), ЩО підриває основу раціонального землекористування.

Висновки. М. Рихенхаген оптимістично оцінює перспективи сільськогосподарського машинобудування у світі, тому що з боку людства, що збільшується, будуть зростати як попит на аграрну продукцію, так і вимоги до її якості. Останнє можна буде забезпечити тільки за допомогою технологій, що використовують кращі засоби механізації й автоматизації аграрного виробництва та допускають відповідний контроль.

У той же час, капіталістичний шлях розвитку інтенсивного аграрного виробництва в країнах, що розвиваються, може призвести до загострення соціальних протиріч і утруднити розв'язання продовольчої проблеми.

Література:

1. Carr R. Agricultural revolution / R. Carr // Industrial vehicle technology International. - 2013. - September/October Issue. - P. 18-26; 74.

2. AGCO Company : [Електронний ресурс]. - Режим доступу : http://www.agcocorp.com/company/company.aspx .

3. AGCO. Annual report 2012 / AGCO. - 2012. - 31 p.

4. Climate Change 2007: Synthesis Report / The Intergovernmental Panel on Climate Change. - 2007. - 73 p.

5. AFRICA – Accelerating Investments for an Agricultural Revolution : [Електронний ресурс]. - Режим доступу : http://investors.agcocorp.com/phoenix.zhtml?c=108419&p=irolnewsArticle&ID=1891944&highlight= .

6. Casey S. Roll models / S. Casey // Industrial vehicle technology International. - 2013. - September/October Issue. - P. 54-60.

7. Agriculture at a crossroads. Synthesis report / IAASTD. - Washington, DC: Island Press, 2009. - 106 p.

ОСОБЕННОСТИ ПЕРСПЕКТИВНЫХ УСЛОВИЙ ФУНКЦИОНИРОВАНИЯ АГРОПРОМЫШЛЕННОГО КОМПЛЕКСА

Стефановский А.Б.

Аннотация – в статье проанализированы тенденции потребления сельскохозяйственной продукции и возможные условия деятельности агропромышленного комплекса в ближайшие десятилетия.

PECULIARITIES OF FUTURE CONDITIONS OF OPERATION OF THE AGRO-INDUSTRIAL COMPLEX

A. Stefanovsky

Summary

Trends of the consumption of agricultural production and possible conditions of operation of the agro-industrial complex in the nearest decades are analyzed in the paper. УДК 621.4-1/-3

МЕТОДИКА КОРРЕКЦИИ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ДАННЫХ СТЕНДОВЫХ ИСПЫТАНИЙ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Зуев А. А., к.т.н. *Таврический государственный агротехнологический университет* Тел. (0619) 42-04-42

Аннотация – в статье рассмотрена методика коррекции экспериментальных данных стендовых испытаний двигателей внутреннего сгорания.

Ключевые слова – двигатель внутреннего сгорания, стендовые испытания, нагрузочная характеристика.

Постановка проблемы. Характеристики, выявляющие закономерность изменения ряда параметров двигателя в зависимости от изменения нагрузки при заданном постоянном числе оборотов вала, называют нагрузочными.

Известно, что при снятии нагрузочных характеристик двигатель прогревают до нормального теплового состояния, выводят его на заданный скоростной режим и постепенно перемещают рейку топливного насоса в дизелях от положения, соответствующего холостому ходу на данном скоростном режиме, до полного их открытия или предельного положения, сохраняя заданный скоростной режим путем нагружения (разгружения) двигателя с помощью тормозного устройства. В качестве независимого переменного параметра стандарты рекомендуют в этом случае принимать мощность N, развиваемую двигателем [1]. Однако независимыми переменными могут служить среднее эффективное давление p_e , показание динамометра тормоза P, часовой расход воздуха G_B и другие параметры, характеризующие загруженность двигателя [2].

Нагрузочные характеристики, снятые для ряда чисел оборотов вала, позволяют судить о закономерности часового расхода топлива по мере увеличения нагрузки, выявляют минимальные удельные расходы топлива. Работа на режимах нагрузочной характеристики наиболее характерна для двигателей, которые используются для привода электрических генераторов, насосов, компрессоров, тракторов. В частности, эта характеристика имитирует работу двигателя на автомо-

[©] Зуев А. А.

биле при движении последнего с постоянной скоростью на одной из передач в условиях переменного дорожного сопротивления.

Нагрузочные характеристики могут быть построены и по результатам регулировочных испытаний. Такие нагрузочные характеристики, называются характеристиками оптимального регулирования. Сравнение реальных нагрузочных характеристик с нагрузочными характеристиками оптимального регулирования позволяет оценить правильность выбора регулировок систем топливоподачи и зажигания двигателя. Нагрузочные характеристики дают представление об изменении показателей двигателя в зависимости от внешней нагрузки при постоянной частоте вращения.



Рис. 1. Стенд для обкатки и испытания двигателя внутреннего сгорания КИ-8

При снятии нагрузочной характеристики двигателя внутреннего сгорания на стенде КИ-8 (рис. 1) лаборатории двигателей кафедры «МЭС» ТГАТУ проблематично удерживать постоянство частоты вращения коленчатого вала. Это связано со слишком коротким ходом рычага управления подачей топлива топливного насоса высокого давления. Но основное условие получения нагрузочной характеристики – это как раз постоянство оборотов двигателя при постоянном тепловом режиме.

Машини і засоби механізації сільськогосподарського виробництва



Рис. 2. Стенд для обкатки двигателей КС-276-032

В итоге мы получаем не точную нагрузочную характеристику двигателя, а набор точек из смежных характеристик при разных значениях оборотов двигателя, что в принципе допустимо при проведении лабораторных работ со студентами, так как внешний вид кривых и влияние изменения мощности или крутящего момента на основные показатели двигателя проследить можно, но для исследований и научных работ это не допустимо в принципе.

Анализ последних исследований. [2,3] В современных научных лабораториях, оборудованных стендами типа КС-276-032 компании «ТехАвто» (рис. 2) либо ОТС 0...5 производства ЗАО ПО «Стендовое оборудование» (рис. 3), эта проблема не так существенна, так как управление аппаратной частью, в том числе и расходом топлива осуществляется с помощью ЭВМ [2, 3].



Рис. 3. Стенд для обкатки двигателей ОТС 5 Машини і засоби механізації сільськогосподарського виробництва



Рис. 4. Пример нагрузочной характеристики с видимой зоной «дрожания» крутящего момента.

Однако, наблюдая результаты исследований (рис. 4), видим что и здесь есть погрешности. Компьютер удерживает обороты постоянной можно считать мгновенной корректировкой подачи топлива, и полученные кривые, как видно на рис. 4, «дрожат». Это дрожание и есть работа компьютера по «мгновенной» коррекции подачи топлива.

Формулирование целей статьи (постановка задания). Разработать методику коррекции экспериментальных данных стендовых испытаний двигателя внутреннего сгорания.

Основная часть. Еще одним недостатком современных стендов (рис. 2,3) является их стоимость (6,15 и 16 млн. рублей соответственно) делающая приобретение подобной аппаратуры вузами невозможным в условиях недостаточного финансирования университетских исследовательских лабораторий.

Если предположить, что каждое полученное значение в экспериментальном материале принадлежит нагрузочной характеристике при соответствующих оборотах двигателя и зная методику определения основных показателей двигателя, можно предложить простую методику коррекции экспериментальных данных.

Известно, что по серии нагрузочных характеристик дизельного двигателя можно построить его скоростные, регулировочные и мно-

гопараметровые характеристики [4]. Воспользуемся этим предположением.

Зависимость мощности двигателя N от частоты его вращения n определяется следующим образом [5]:

$$N_i = N_e \cdot \frac{n_i}{n_N} \cdot \left[a + b \cdot \frac{n_i}{n_N} - c \cdot \left(\frac{n_i}{n_N} \right)^2 \right], \tag{1}$$

где *N_i* – текущее значение мощности двигателя, кВт;

N_e – максимальное значение мощности двигателя, кВт;

 n_i – текущее значение частоты вращения коленчатого вала, мин⁻¹;

 n_N – значение частоты вращения коленчатого вала при N_e , мин⁻¹;

а, *b*, *c* – коэффициенты.

Для дизельных двигателей с неразделенной камерой сгорания формула (1) приобретает вид:

$$N_i = N_e \cdot \frac{n_i}{n_N} \cdot \left[0.87 + 1.13 \cdot \frac{n_i}{n_N} - \left(\frac{n_i}{n_N}\right)^2 \right];$$
(2)

Тогда справедливо выражение

$$\frac{n_2}{n_1} = \frac{N_1 \cdot \left[0,87 + 1,13 \cdot \frac{n_2}{n_N} - \left(\frac{n_2}{n_N}\right)^2\right]}{N_2 \cdot \left[0,87 + 1,13 \cdot \frac{n_1}{n_N} - \left(\frac{n_1}{n_N}\right)^2\right]};$$
(3)

где *N*₁ – искомое значение мощности двигателя, кВт;

*N*₂ – экспериментальное значение мощности двигателя, кВт;

 n_1 – фиксированное, по условию снятия нагрузочной характеристики, значение частоты вращения коленчатого вала, мин⁻¹;

 n_2 – экспериментальное значение частоты вращения коленчатого вала, мин⁻¹.

Отсюда

$$N_{1} = N_{2} \cdot \frac{n_{1}}{n_{2}} \cdot \frac{\left[0,87 + 1,13 \cdot \frac{n_{1}}{n_{N}} - \left(\frac{n_{1}}{n_{N}}\right)^{2}\right]}{\left[0,87 + 1,13 \cdot \frac{n_{2}}{n_{N}} - \left(\frac{n_{2}}{n_{N}}\right)^{2}\right]};$$
(4)

Зная откорректированное значение мощности (4), определим величину крутящего момента $M_{\kappa p}$

$$M_{\kappa p} = \frac{9552 \times N_i}{n_i} \tag{5}$$

Удельный эффективный расход топлива g_e , г/(кВт·ч), для дизельных двигателей определяют по формуле [5]:

Машини і засоби механізації сільськогосподарського виробництва

$$g_{ei} = g_{e_N} \cdot \left[1,55 - 1,55 \cdot \frac{n_i}{n_N} + \left(\frac{n_i}{n_N}\right)^2 \right],$$
 (6)

где g_{ei} – текущее значение удельного эффективного расхода топлива, г/(кВт·ч);

 g_{eN} – значение удельного эффективного расхода топлива при N_e , г/(кВт·ч).





По аналогии с выше изложенным, коррекцию g_e проведем по формуле:

$$g_{e1} = \frac{g_{e2} \cdot \left[1,55 - 1,55 \cdot \frac{n_1}{n_N} + \left(\frac{n_1}{n_N}\right)^2\right]}{1,55 - 1,55 \cdot \frac{n_2}{n_N} + \left(\frac{n_2}{n_N}\right)^2},$$
(7)

где g_{e1} – искомое значение удельного эффективного расхода топлива, г/(кВт·ч);

 $g_{e2}-$ экспериментальное значение удельного эффективного расхода топлива г,/(кВт·ч).

Часовой расход топлива определим как:

$$G_m = g_{ei} \cdot N_e \cdot 10^{-3} \tag{8}$$

Эффективный коэффициент полезного действия:

$$\eta_e = \frac{3, 6 \cdot 10^6}{g_{ei} \cdot Q_{\mu}} \tag{9}$$

где Q_н – низшая теплота сгорания топлива, кДж/кг.

После этого можно приступать к построению нагрузочной характеристики по откорректированным данным (рис. 5).

Выводы. Предложенная в статье методика коррекции экспериментальных данных, достаточно легко переводима в машинный код, что может способствовать ее дальнейшему применению в программном обеспечении современных стендов для испытания двигателей внутреннего сгорания.

Литература:

1. *Юшков А.Н.* Испытание двигателей внутреннего сгорания и топливной аппаратуры / А.Н. *Юшков*, Е.Н. Сивков. – Сыктывкар: СЛИ, 2013. – 72 с.

2. Колчин А.И. Расчет автомобильных и тракторных двигателей / А.И. Колчин, В.П. Демидов. – М.: Высшая школа, 2008. – 496 с.

3. Лиханов В.А. Испытания двигателей внутреннего сгорания и топливной аппаратуры дизелей: [учебное пособие] / В.А. Лиханов, Р.Р. Деветьяров. – Киров: Вятская ГСХА, 2008. – 106 с.

4. Лиханов В.А. Анализ характеристик двигателей внутреннего сгорания и топливной аппаратуры дизелей / В.А. Лиханов, С.А. Плотников. – Киров: Вятская ГСХА, 2000. – 43 с.

5. Абрамчук Ф.І. Автомобільні двигуни: [підручник] / Ф.І. Абрамчук, Ю.Ф. Гутаревич, К.Є.Долганов [та ін.] – К.: Арістей, 2004. – 474 с.

МЕТОДИКА КОРЕКЦІЇ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДАНИХ СТЕНДОВИХ ВИПРОБУВАНЬ ДВИГУНІВ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ

Зуєв О.О.

Анотація – в статті розглянуто методику корекції експериментальних даних стендових випробувань двигунів внутрішнього згоряння.

AN EXPERIMENTAL DATA CORRECTION METHOD FOR BENCH TESTING OF INTERNAL COMBUSTION ENGINES

O. Zuev

Summary

The methodology of experimental data correction for bench testing of internal combustion engines is presented in the article. УДК 631.521

ОСОБЕННОСТИ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ ПРИ РАБОТЕ НА ВОДОРОДЕ

Милаева И. И., ст. преп.

Таврический государственный агротехнологический университет Тел. (0619) 42-04-42

Аннотация – в статье описаны особенности устройства и преимущества двигателя внутреннего сгорания, работающего на водороде.

Ключевые слова – двигатель внутреннего сгорания (ДВС), водород, автомобиль, водородное топливо, угарный газ, вода, нефть, альтернативное топливо.

Постановка проблемы. В настоящее время в мире не хватает около 4 млн. баррелей нефти в день, что привело к беспрецедентному росту цен на нефть. Уже сейчас баррель нефти стоит более 60 долл. США. К 2025 г. дефицит нефти прогнозируется до 20 млн. баррелей в день, что может привести к непредсказуемому росту цен. К середине 20, 30-х годов традиционные нефтяные топлива станут очень дорогими, а к 2050 году полностью исчезнут. График роста дефицита нефти в мире представлен на рис. 1.



Рис. 1. Рост дефицита нефти по миру в целом

Машини і засоби механізації сільськогосподарського виробництва

[©] Милаева И. И.

Необходимо отметить, что транспортный сектор Европы, Японии и США на 90% зависит от нефти. Поэтому в связи с увеличением энергопотребления и истощением разведанных запасов нефти, в первую очередь, у развитых стран мира остается только один выход – срочно диверсифицировать свои топливно-энергетические балансы в сторону максимально возможного замещения в транспортном секторе нефтепродуктов другими видами энергоносителей. Запасы водорода на Земле огромны (его можно получать из воды). В настоящее время ведутся разработки в области внедрения нового топлива для ослабления от зависимости экономики от нефтепродуктов.

Анализ последних исследований. Наиболее реальные альтернативные варианты - сжиженный природный газ (СПГ) или водород. Они экологичнее, а СПГ еще и дешевле. Учитывая, что запасы природного газа иссякнут на Земле к середине 70-х годов нашего столетия, водород рассматривается в качестве одного из наиболее перспективных вариантов моторного топлива XXI века. Его ресурсы - огромны, а так как в процессе сгорания водорода образуется водяной пар, то можно сказать, что он является самым экологически чистым видом моторного топлива. Единственное токсичное вещество - окислы азота, содержащиеся в выхлопе водородного двигателя в совершенно незначительных количествах по сравнению с бензиновыми моторами и уж тем более - с дизелями, легко обезвреживаются. Наиболее полно особенностям водорода как моторного топлива отвечает быстроходный двигатель с неразделенной камерой сгорания и внутренним смесеобразованием. Несмотря на активное развитие водородных систем питания двигателя, они еще уступают по весу и габаритам бензиновой и дизельной системам. Поэтому одним из направлений разработок является двигатель, работающий на бензине с присадкой водорода. При этом могут быть использованы существующие баллоны, или водород можно получать непосредственно на автомобиле путем термокаталитической переработки части расходуемого бензина [1-4].

Формулирование целей статьи (постановка задания). Проанализировать преимущества и недостатки двигателей внутреннего сгорания, работающих на водороде.

Основная часть. Автомобили, которые работают на водородном топливе, можно разделить на три следующие группы:

Первый тип – это автомобиль с самым обычным двигателем, который работает или на водородной смеси или на водороде. Такие типы машин могут работать как на чистом водороде или, к примеру, добавляют 10 % водорода к основному топливу. В таких случаях коэффициент полезного действия (КПД) у двигателя увеличивается (во втором примерно на 20 %), а выхлоп будет намного чище (содержание углеводородов и угарного газа уменьшится почти в полтора раза, а оксидов азота уменьшится почти в пять раз).

Второй тип – это автомобили с двумя источниками электроэнергии, электроносителями, которые называются еще гибридными. Колеса такого автомобиля приводяться во вращение электроприводом, к которому энергию доставляет аккумулятор, заряжающийся от высокоэкономичного поршневого двигателя. Этот двигатель работает на смеси водорода с бензином или на водороде, и потому намного экономичнее. КПД у электродвигателя может достигать до 90-95%, а у поршневого бензинового двигателя не более 35-50%. Следовательно, снижается общий расход топлива в режиме электротяги. Для подзарядки аккумулятора необходим бензин, но объем вредных выбросов укладывается в нормы «Евро-4» примерно с десятикратным запасом. Но получить полностью чистый выхлоп можно только у третьего типа автомобилей.

Третий тип – это полностью водородный автомобиль. Его электродвигатель питается от основного топливного элемента, находящегося на борту автомобиля. В теории КПД этого элемента, который работает на смеси воздух – водород, может быть 85 %. Даже на сегодняшний день удалось создать такие элементы с КПД, превышающии 75% - это уже вдвое выше, чем в лучших бензиновых двигателях внутреннего сгорания. В городских условиях такие автомобили получают огромное преимущество перед автомобилями, работающими на бензине.

К преимуществам технологии водородных топливных элементов относится и высокая экологичность — ведь в процессе работы образуется обычная вода.

В сравнении с другими возможными видами автомобильных топлив, преимуществами водорода в чистом виде являются:

высокая теплота сгорания (120 МДЖ/кг);

• хорошая воспламеняемость водородовоздушной смеси в широком диапазоне температур, что обеспечивает хорошие пусковые свойства двигателя при любых температурах атмосферного воздуха;

безвредность отработавших газов;

ь высокая антидетонационная стойкость, допускающая работу при степени сжатия до 14,0;

• высокая скорость сгорания, для стехиометрической водородо-воздушной смеси она в 4 раза больше, чем для бензовоздушной, что обеспечивает лучшую полноту сгорания водорода и более высокий термический КПД (в среднем на 20...25 %);

• хорошая воспламеняемость в широком диапазоне состава смесей с воздухом делает возможным осуществление качественного Машини і засоби механізації сільськогосподарського виробництва регулирования смесеобразования в двигателе путем изменения количества подаваемой смеси определенного состава; при применении водорода можно в значительной мере отказаться от дросселирования потока воздуха на впуске и тем самым увеличить термический КПД двигателя на режимах частичных нагрузок.

По отношению к бензину водород имеет в 3 раза большую теплотворную способность, в 13-14 раз меньшую энергию воспламенения, и, что существенно для ДВС, более широкие пределы воспламенения топливно-воздушной смеси. Такие свойства водорода делают его чрезвычайно эффективным для применения в ДВС, даже в качестве добавки. В то же время к недостаткам водорода, как топлива, можно отнести : падение мощности ДВС по сравнению с бензиновым аналогом; «жесткий» процесс сгорания водородо-воздушных смесей в области стехиометрического состава, что приводит к детонации на режимах высоких нагрузок. Эта особенность водородного топлива требует изменений конструкции ДВС. Для существующих двигателей необходимо применять водород в композиции с углеводородными топливами, например с бензином или природным газом.

Для реализации преимуществ водорода в качестве автомобильного топлива необходимы следующие основные конструктивные изменения бензинового двигателя:

· увеличение рабочего объема цилиндров (для получения той же мощности);

· увеличение степени сжатия до величины, допустимой для водорода;

• предотвращение возможности преждевременного воспламенения, обратных вспышек, детонации, учитывая большую скорость распространения пламени водородовоздушной смеси;

· изменение (уменьшение) угла опережения зажигания с учетом полного сгорания смеси в верхней мертвой точке;

• изменение системы питания, уменьшение аэродинамического сопротивления с учетом возможности увеличения коэффициента избытка воздуха при работе на водороде;

• осуществление мер по предотвращению образования окислов азота в отработавших газах при использовании атмосферного воздуха в качестве окислителя и другие меры.

Выводы. Первым этапом в освоении водорода может стать практическое использование его на существующих автотранспортных средствах в качестве добавки к бензину и природному газу. Такое использование водорода уже сегодня может дать не только экономический эффект, но и решить экологические проблемы, особенно в крупных городах.

Литература:

1. Долматовский Ю.А. Автомобиль за 100 лет / Ю.А. Долматовский. – М.: Знание, 1986. – 235 с.

2. Варшавский И.Л. Анализ работы поршневого двигателя на водороде./ И.Л. Варшавский [и др.] -Известия вузов. Машиностроение.-1977.- № 10.- С.110-114.

3. Бондарович А.Н. Сравнение характеристик отечественных и зарубежных автомобилей / А.Н. Бондарович // - Автомобильный транспорт.-2004.

4. *Раменский А.Ю*. Применение водородов в качестве моторного топлива для автомобильных двигателей внутреннего сгорания. История, настоящее и перспективы / *А.Ю. Раменский* [и др.] // Альтернативная энергетика и экология.- 2006.- №1(43).- С. 63-70.

ОСОБЛИВОСТІ ДВИГУНІВ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРАННЯ ПРИ РОБОТІ НА ВОДНІ

Мілаєва І.І.

Анотація – у статті описані особливості будови і переваги двигуна внутрішнього згорання, що працює на водні.

FEATURES OF INTERNAL COMBUSTION ENGINES BURNING HYDROGEN

I. Millaeva

Summary

This article describes features and advantages of internal combustion engines burning hydrogen.

УДК 636

ВДОСКОНАЛЕННЯ ВИРОБНИЧИХ ПРОЦЕСІВ У ТВАРИННИЦТВІ ЗА РАХУНОК НОРМУВАННЯ ЧАСУ

Побігун А. М., к.т.н., Бойко О. В., к.т.н., Халіман І. О., к.б.н. *Таврійський державний агротехнологічний університет* Тел. (0619) 42-05-70

Анотація – проаналізована тенденція зниження рівня нормування праці у тваринництві та запропоновано шляхи його покращення.

Ключові слова – сільськогосподарське виробництво, тваринництво, оптимізація, екологія.

Постановка проблеми. Рівень розвитку тваринництва є одним з показників, що характеризує стан економіки не тільки окремих господарств, а й держави в цілому, соціальне облаштування і спосіб життя населення, демографічну ситуацію на селі, тому необхідно оптимізувати виробництво тваринницької продукції шляхом нормування праці.

Аналіз останніх досліджень. Тваринництво є найважливішою галуззю сільськогосподарського виробництва, де виробляються продукти харчування для людини, сировина для легкої та харчової промисловості, органічні добрива тощо.

Процеси, що пов'язані з вдосконаленням господарського механізму на основі принципів ринкової економіки і виникнення різних форм власності істотно вплинули на стан нормування праці в Україні. В нових умовах господарювання підприємства самостійно вирішують ці питання. В даний час стан питання нормування праці у тваринництві характеризується наступними особливостями [1-11]:

– галузеві збірники нормативів часу і чисельності застаріли, оскільки змінилися техніко-економічні умови виробництва і праці на більшості підприємств галузі (встановлено нове, високопродуктивне обладнання, впроваджуються сучасні технологічні схеми та процеси, виникають нові структури управління, системи обліку, форми організації та умови праці);

 практично припинилася робота зі створення нових і перегляду діючих міжгалузевих та галузевих нормативних матеріалів з нормування праці;

- багато підприємств не мають нормативних та методичних ма-

[©] Побігун А. М., Бойко О. В., Халіман І. О.

Машини і засоби механізації сільськогосподарського виробництва

теріалів, а також практичного досвіду з розробки норм праці;

– знизився рівень кваліфікації фахівців, які виконують роботи з нормування праці на підприємствах галузі.

Формулювання цілей статті (постановка завдання). Актуальними є норми праці, що повинні розроблятися з урахуванням конкретних виробничо-економічних умов і відповідати рівню технічної оснащеності, технології та організації виробництва. За цих умов норми сприятимуть ефективному використанню робочої сили та техніки, покращенню якості продукції, скороченню термінів виконання робіт, підвищенню продуктивності праці.

Основна частина. У тваринництві, як правило, встановлюються норми обслуговування і норми чисельності.

Норма обслуговування – кількість одиниць виробничих об'єктів (голів худоби, обладнання тощо), що закріплюються за одним працівником або групою, які повинні обслуговуватися протягом робочої зміни або робочого дня.

Норма чисельності – середньорічна кількість працівників, необхідна для виробництва одиниці продукції або обслуговування певного виробничого об'єкта.

При розробці норм праці враховують нормотворчі фактори, що суттєво впливають на продуктивність. У тваринництві до них відносяться: вид, стать, вік і виробниче призначення тварин; продуктивність худоби та птиці; система утримання тварин у зимовий та літній періоди; тривалість стійлового і пасовищного періодів; умови випасу тварин; технологія робіт на фермі (тип годівлі, кратність доїння й годівлі тварин, спосіб чищення приміщення тощо); рівень і засоби механізації робіт; тип, розмір тваринницьких приміщень, їх планування та розміщення обладнання; спеціалізація і концентрація виробництва; форми поділу і кооперації праці; соціально-економічні (тривалість робочого дня, кількість змін), психофізіологічні (тривалість перерв на відпочинок і особисті потреби виконавця) та санітарно-гігієнічні (мікроклімат, важкість праці) фактори; умови праці; кваліфікація виконавців.

Під нормуванням праці в сільському господарстві розуміється встановлення міри (норми) праці на основі регламентації співвідношення між витратами робочого часу і обсягом виконуваної роботи (отриманої продукції). Нормування праці – це сукупність прийомів, спрямованих на встановлення норм праці на виконання певної роботи, обслуговування засобів виробництва, отримання продукції, або кількості виконаної роботи в одиницю часу в певних організаційнотехнічних умовах.

Мірою витрат праці є робочий час, що вимірюється у годинах і хвилинах або в робочих днях. Норма праці – це регламентована вели-

чина робочого часу, віднесена до певного обсягу роботи або продукції. Під технічним нормуванням праці розуміються спостереження, що спрямовані на вивчення прийомів виконання робіт і встановлення науково-обгрунтованих норм виробітку чи норм витрат часу на виробництво певного продукту за умови дотримання технологічної доцільності, економічної ефективності та потрібної якості робіт.

У сільському господарстві норми праці встановлюються у вигляді норм виробітку, норм часу та норм обслуговування.

Норма виробітку – це кількість продукції або конкретної роботи встановленої якості, яке повинно і може бути вироблено виконавцем (одним або кількома на спільних роботах) за певних умов виробництва за одиницю часу (на годину, зміну або за робочий день). Норма вироблення вимірюється в прийнятих для цієї роботи або продукції одиницях: тоннах, центнерах, кілограмах, штуках, гектарах, кубометрах, тонно-кілометрах тощо.

Норма часу показує кількість робочого часу, який необхідно витратити на одиницю роботи або готової продукції одним або декількома виконавцями процесу праці в певних виробничих умовах. Норма часу вимірюється в хвилинах чи годинах. Між нормою виробітку і нормою часу існує взаємозалежність: норма виробітку є зворотною величиною норми часу і, навпаки, норма часу є зворотна величина норми виробітку, а їхній добуток – величина постійна, що дорівнює тривалості робочого часу (зміни).

Норма обслуговування тварин – це кількість худоби або птиці, яку повинен обслуговувати робітник або група виконавців за робочий день (зміну) за даних умов виробництва. Норма обслуговування тварин вимірюється в головах за статевими групами худоби та птиці на всіх операціях – по догляду за тваринами та їх годівлі, напування, чищенні тварин і приміщень, збору продукції та на інших роботах.

У практиці сільськогосподарських підприємств за тривалий період нормування праці визначилися конкретні вимоги до науковообґрунтованих норм праці. Вони повинні відповідати сучасному рівню техніки, технології, передових методів і прийомів праці; охоплювати як основні, так і допоміжні трудові процеси; бути єдиними у трудових процесах, які виконуються в однакових природно-економічних і техніко-технологічних умовах.

Прийняті на сільськогосподарських підприємствах норми покликані сприяти зростанню продуктивності праці, ефективності виробництва.

З питань організації нормування праці в практиці тваринницьких підприємств має поширення наступний підхід. Аналітичнорозрахункове поелементне нормування і встановлення норм виробітку вимагає від фахівців господарств значно менше часу. Вихідні ж нормативи витрат часу за елементами та інші нормативні матеріали, встановлені нормативно-дослідними станціями, що володіють необхідною апаратурою і кваліфікованими кадрами нормувальників, відрізняються більш високою точністю і обґрунтованістю для даних умов виконання нормованих робіт.

Тому цей спосіб нормування праці отримує в господарствах все більшого поширення. Однак він не може повністю замінити поелементне нормування. Аналітично-експериментальне нормування є незамінним в тому випадку, коли ще немає встановлених нормативнодослідними установами обгрунтованих нормативів на роботах, які виконуються машинами, двигунами або знаряддями нових видів і марок.

Тільки за допомогою аналітично-експериментального нормування можна всебічно вивчити досвід організації трудових процесів, виявити ефективні методи і прийоми праці, сприяти їх широкому поширенню.

Тому майбутнє – за поєднанням різновидів поелементного нормування праці, що доповнюють і збагачують один одного. При цьому як аналітично-експериментальний, так і аналітично-розрахунковий методи необхідно постійно вдосконалювати, переозброювати нормувальників вимірювальною апаратурою, включно до пристосувань для автоматичного обліку робочого часу, вироблення та інших вихідних матеріалів для розрахунку науково обґрунтованих норм; застосовувати при обробці результатів технорміровочних спостережень математичні методи і досконалу обчислювальну техніку.

Тваринницькі підприємства мають різноманітні засоби праці трактори, комбайни, навісні і причіпні робочі машини, транспортні засоби.

У сільському господарстві, крім засобів механізації, на трудові процеси впливають також природні умови виробництва.

У тваринництві з метою підвищення продуктивності на трудові процеси впливають способи і періоди утримання тварин. Тварини є засобами та предметами праці. Крім того, предметами праці виступають: продукція, корми, гній. Засобами праці у тваринництві є різні механізми, інвентар, обладнання. Одному й тому ж виконавцю протягом робочого дня доводиться брати участь у виконанні технологічно різнорідних робіт (доїння, годування, прибирання гною і т.п.). Роботи, що виконуються, за характером можуть відноситися до стаціонарних або транспортним, можуть бути механізовані або виконуватися вручну. В таких умовах доводиться застосовувати різні способи вивчення і нормування трудових процесів у тваринництві.

Норма обслуговування в тваринництві визначається величиною витрат на обслуговування однієї голови худоби або птиці за робочий день і його тривалістю. Ця норма залежить від виду, статі, віку, виробничого призначення тварин, їх продуктивності, системи утримання, типу годівлі, застосовуваних засобів механізації робіт, форм поділу праці та інших факторів. Так, при участі в процесі праці одного виконавця застосовується індивідуальне спостереження, а при колективних формах праці – групові методи нормування. Важливо зазначити, що витрати праці з обслуговування одного і того ж поголів'я худоби протягом року або іншого періоду часу не залишаються постійними. Тому норми обслуговування можуть розраховуватися, виходячи із середніх витрат часу. У системі нормування праці на сільськогосподарських підприємствах важливе місце займає класифікація витрат робочого часу. Фактичний час зміни – це повна тривалість робочого дня виконавця або їх групи, включаючи час, що перероблений понад встановлений.

Норми праці є необхідним елементом планування праці і виробництва: за допомогою норм праці розраховують трудомісткість виробничої програми, визначають необхідну чисельність персоналу і його структуру на підприємстві. Норми праці – це складова частина організації оплати праці, оскільки з їх допомогою встановлюється розцінка – величина заробітку за виконання одиниці роботи.

На практиці використовуються такі види норм праці:

 норма часу – кількість робочого часу, необхідного на виконання будь-якої роботи;

 $H_{BP} = T_{\Pi 3} + T_{O\Pi} + T_{O.M} + T_{O.M}$,

де Нвр – норма часу, Т_{П3} – норма підготовчо-заключного часу, Топ – норма оперативного часу, То.м – норма часу на обслуговування робочого місця, Толн – норма часу на відпочинок і особисті потреби;

– норма виробітку – кількість виробів, що слід випустити в одиницю часу (за одну годину, робочу зміну); між нормою часу і нормою виробітку існує обернено пропорційна залежність;

– норма обслуговування – кількість об'єктів (машин, механізмів, робочих місць тощо), які працівник чи група працівників повинні обслужити протягом одиниці робочого часу;

– норма часу обслуговування – це час, необхідний на обслуговування одного об'єкта; між нормою обслуговування і нормою часу обслуговування також існує обернено пропорційна залежність;

– норма чисельності – кількість працівників певного профілю і кваліфікації, необхідна для виконання конкретних робіт у певний період.

Збільшення обсягів виробництва, поглиблення його спеціалізації, застосування більш досконалих технологічних схем утримання тварин, нових машин і устаткування, промислових форм і методів організації праці вимагають більш досконалих прийомів нормування праці. Для тваринницьких комплексів характерний певний перелік робіт. Виконувані на фермах промислового тваринництва роботи, як правило, пов'язані з обслуговуванням окремих груп тварин. За кожною такою групою закріплюють спеціалізованих робітників. Виділяють кілька груп робіт: обслуговування тварини та вантажнорозвантажувальні роботи, підтримання обладнання в робочому стані; видалення і переробка гною; прийом, зберігання і видача матеріалів тощо.

На тваринницьких підприємствах встановлюють норми обслуговування тварин. При їх розрахунку враховують статево-віковий склад худоби та птиці, продуктивність тварин, перелік обов'язків, умови праці виконавців.

На тваринницьких комплексах група робітників звичайно зайнята на певній стадії виробництва, тобто на частковому процесі. Тому і норми праці встановлюють для працівників, які зайняті саме на даній стадії.

Для виявлення та систематизації нормоутворюючих факторів, що впливають на норму обслуговування та інші норми витрат праці, проводять паспортизацію умов праці і виробництва. Дані паспортизації використовують і при розрахунку норм чисельності працівників на комплексах. Під нормою чисельності розуміють регламентовану, науково-обґрунтовану кількість людей певних професій і кваліфікації, необхідних для обслуговування об'єктів комплексу. Норми чисельності працівників розробляють як для конкретних підприємств, так і типові, для підприємств з подібним обладнанням та умовами. Типові норми чисельності працівників визначають на основі планової трудомісткості робіт за наявними нормативними матеріалами. Загальна планова трудомісткість визначається підсумовуванням всіх витрат робочого часу на операції, що охоплюються технологічним процесом.

Висновки.

1. Мета нормування праці в тваринництві полягає у визначенні необхідних витрат часу на окремі роботи з обслуговування худоби та встановлення денних (змінних) норм закріплення худоби.

2. Нормування праці сприяє підвищенню темпів роботи, як безпосередньо встановлюючи міру інтенсивності праці (в тому числі її верхній і нижній межі), так і через різні системи заробітної плати, що стимулюють робітників до досягнення і перевищення заданого в нормах рівня інтенсивності праці.

3. Держава має підтримувати тваринництво на регіональних рівнях, чим будуть створені економічні передумови для його динамічного відтворення.

4. Потрібні ефективний захист вітчизняного товаровиробника від агресивного імпорту, вести роботу з підвищення інвестиційної привабливості галузі та впровадження сучасних технологій. Литература:

1. *Буробкін І.М.* Специфіка розвитку тваринництва на сучасному етапі / Економіка сільського господарства і переробних підприємств. - 2005. - № 1. - С. 18 - 20.

2. Воронцов А. Задачі, методи і організація нормування праці на сільськогосподарських підприємствах / Нормування та оплата праці в сільському господарстві. - 2004 .- № 11. - С. 3 - 17.

3. *Громов М.М.* Наукова організація, нормування і оплата праці на сільськогосподарських підприємствах / - М.: Агропромиздат, 1991. - 383 с.

4. *Дзахмішева І.Ш.* Динаміка економічного розвитку тваринницького підкомплексу / Економічний аналіз.-2006.- № 12. - С. 21 - 26.

5. *Кирилов Н.К.* Рейтингова оцінка економічної ефективності ведення тваринництва / Зоотехнія. - 2004 .- № 5. - С. 21 - 25.

6. *Мішурою Н.П.* Аналіз витрат праці на доїння та продуктивності доїльних установок за кордоном / Техніка та обладнання для села. - 2005 .- № 10. - С. 43 - 46.

7. *Морозов М.М.* Організаційно-економічні основи технічного оснащення тваринництва / Економіка сільського господарства і переробних підприємств. - 2004. - № 3. - С. 7 - 10.

8. *Небурчілова Н.Ф.* Нормування праці-важлива умова підвищення ефективності виробництва / Все про м'ясо.-2005 .-№ 2.- С. 3 - 6.

9. *Семенова Є.І.* Стан виробництва продукції тваринництва / Головний зоотехнік. - 2004 .- № 7. - С. 3 - 6.

10. Скляренко В.К. Нормування праці на підприємстві / Довідник економіста. - 2006 .- № 6. - С. 77 - 86.

11. *Суровцев В.М.* Економічні аспекти підвищення ефективності виробництва тваринницької продукції / Сільськогосподарські вісті. - 2006. - № 2. - С. 17.

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ПРОИЗВОДСТВЕННЫХ ПРОЦЕССОВ В ЖИВОТНОВОДСТВЕ ЗА СЧЕТ НОРМИРОВАНИЯ ВРЕМЕНИ

Побигун А.М., Бойко О.В., Халиман И.А.

Аннотация – проанализирована тенденция снижения уровня нормирования труда в животноводстве и предложені пути его улучшения.

IMPROVEMENT OF PRODUCTION PROCESSES IN ANIMAL HUSBANDRY AT THE EXPENSE OF TIME REGULATION

A. Pobeegun, O. Boyko, I. Kharliman

Summary

A paper analyses the trend of reduction of the level of regulation of labor in animal husbandry and proposes ways of its improvement.

Машини і засоби механізації сільськогосподарського виробництва

УДК 631.363

КОМПЛЕКСНА МЕТОДИКА ПОРІВНЯЛЬНОГО ОЦІНЮВАННЯ ПОДРІБНЮВАЧІВ ЗЕРНОВИХ КОРМІВ

Потапова С. Є., інж. Національний університет біоресурсів і природокористування України Тел. (044) 527-85-35, e-mail: svetzaya@meta.ua

Анотація — у статті запропоновано варіант удосконалення методики порівняльного оцінювання машин для подрібнення зернових кормів.

Ключові слова – подрібнювачі зерна, якість подрібнення кормів, продуктивність, енергоємність, ступінь подрібнення, коефіцієнт варіації, фракційний склад, метод результуючого показника якості, адитивний показник якості.

Постановка проблеми. Для існування та розвитку галузі тваринництва важливе значення має раціональне використання кормової бази. Тому особливої значущості набуває розробка критеріїв і методів оцінки ефективності технологічних прийомів обробки кормової сировини, і вибору технічних засобів для їх здійснення.

Однією з найбільш важливих і обов'язкових технологічних операцій підготовки кормів, і зокрема зерна, до згодовування є подрібнення [1]. У практиці кормоприготування процес подрібнення розглядається, як процес руйнування зернових кормів з метою одержання продукту з оптимальною крупністю часток, необхідною для ефективного його використання.

Оптимальна крупність кормових часток визначається за науково обґрунтованими зоотехнічними рекомендаціями і залежить від біологічного виду та віку тварин і птиці, від виду зерна і характеру його використання (згодовування окремо чи в складі кормових сумішок або комбікормів) [1,2].

Висока якість подрібнення кормів забезпечується комплексом заходів, пов'язаних з удосконаленням машин-подрібнювачів, підвищенням вимог до керування процесом і контролю продуктів подрібнення.

Аналіз останніх досліджень. Основними параметрами процесу при подрібненні є, як відомо [3], продуктивність Q і питома енергоємність q (витрати енергії на одиницю продукції) обладнання

[©] Потапова С. Є.

Машини і засоби механізації сільськогосподарського виробництва

$$q = \frac{N_n}{Q},\tag{1}$$

де N_n – потужність, споживана на подрібнення (за вирахуванням втрат холостого ходу), а також якість одержуваного продукту. Проте загальний рівень продуктивності не може бути визначним критерієм, бо визначається цілою низкою конструктивно-технологічних параметрів, в першу чергу – розмірами робочої камери та робочих органів, кінематичними режимами подрібнювачів, фізико-механічними та технологічними властивостями сировини, що переробляється.

Більш об'єктивним критерієм можна вважати продуктивність, що припадає на одиницю площі поверхні робочої камери. Питомі показники навантаження відображають повноцінність використання простору камери подрібнення, робочих органів машини і значною мірою визначають метало- та енергоємність процесу. Разом з тим, питоме навантаження і енергоємність не враховують якості подрібнення.

Для порівняльного оцінювання технічних засобів застосовують показник енергоємності Е_н з урахуванням досягнутого ступеня подрібнення:

$$E_{_{H}} = \frac{q}{\lambda}, \qquad (2)$$

 λ – ступінь подрібнення матеріалу, що переробляється.

Але, і в цьому випадку енергетична оцінка здійснюється без урахування рівномірності гранулометричного складу продуктів подрібнення, що не повністю задовольняє умові підвищення ефективності використання кормів. Відомо, що зниження коефіцієнта варіації фракційного складу продукту при подрібненні кормової сировини на кожні 10% під час згодовування тваринам за технологічною ефективністю рівноцінне додатковому виробництву або економії 1-3% кормів. Тому для оцінки якісного аспекту процесу і засобів подрібнення, крім ступеня подрібнення матеріалу, або крупності кінцевого продукту, необхідно враховувати і рівномірність фракційного складу кормових частинок.

Під час комплексного оцінювання і порівняння варіантів, енергетичну ефективність процесів і засобів подрібнення пропонується [3] визначати з урахуванням рівномірності фракційного складу кінцевого продукту наступним чином:

в загальному випадку –

$$E_{\kappa} = \frac{q}{\lambda(1 - \frac{\nu}{100})};$$
(3)

при однаковій крупності і нормованому значенні коефіцієнта варіації фракційного складу продукту –

$$E_p = q \frac{V}{V_{_H}},\tag{4}$$

де E_{κ} – енергоємність процесу з урахуванням досягнутих ступеня подрібнення матеріалу, що переробляється, та рівномірності фракційного складу отриманого продукту (комплексний критерій); E_p – енергоємність процесу з урахуванням відповідності рівномірності продуктів подрібнення нормативним вимогам; υ і $\upsilon_{\rm H}$, відповідно, – фактичне і нормативне значення коефіцієнтів варіації фракційного складу подрібнених кормів.

Формулювання цілей статті (постановка завдання). Визначити основні критерії оцінювання та вибрати методику проведення комплексного порівняльного оцінювання засобів для подрібнення зернових кормів.

Основна частина. Для обґрунтування вибору того чи іншого варіанту конструкції подрібнювачів зерна необхідно, насамперед, визначитися із переліком критеріїв оптимізації для подальшої побудови цільової функції. Як було сказано вище, доцільним є комплексне оцінювання за показниками енергетичної ефективності процесу та якості отриманого продукту. Виділяють такі основні критерії та вимоги якісного подрібнення кормів [1]:

середньозважений розмір кормових часток має відповідати науково обґрунтованим зоотехнічним вимогам;

коефіцієнт варіації фракційного складу продуктів подрібнення не повинен перевищувати 45-65%. Верхня межа рекомендується для дрібного та середнього помелів зерна, нижня – для крупного помелу.

Проте, крім крупності кінцевого продукту, та рівномірності їх фракційного складу необхідно враховувати і інші показники. Зокрема, незалежно від кінцевої крупності часток при подрібненні зернових кормів небажаним є утворення пиловидних фракцій (згідно вимог машиновипробувальних організацій, вона не повинна перевищувати 20%). Надмірне пилоутворення призводить до втрат корму, перевитрат електроенергії на процес подрібнення, зниження довговічності машин, та підвищення експлуатаційних витрат. Пиловидні часточки погано поїдаються тваринами та гірше засвоюються [1;4]. Обмежується також наявність цілих зерен у помелі фуражного зерна (0,3-0,5%), тобто не більше 6 зерен в 100 г подрібненого продукту.

Для здійснення порівняльної оцінки та вибору подрібнювача зерна пропонується використати метод результуючого показника якості [5]. Він заснований на формуванні узагальненого показника через інтуїтивне оцінювання впливу частинних показників якості k₁, ..., k_n на результуючу якість виконання системою її функцій. Оцінювання такого впливу даються групою фахівців – експертів, які мають досвід розробки подібних систем. Найбільше застосування серед результуючих показників якості одержали адитивний, мультиплікативний і минімаксний показники.

За адитивного згортання результуючим показником є сума зважених нормованих частинних показників, у той час, як мультиплікативне згортання – це добуток нормованих показників, піднесених до степеня (показник степеня – ваговий коефіцієнт) [5;6].

При здійсненні багатокритеріальної порівняльної оцінки доцільно, на нашу думку, використовувати метод адитивного згортання показників. Використовується у тому випадку, коли критерії незалежні по значущості і їх можна виміряти в кількісній шкалі. Цільова функція має вигляд :

$$f = \sum_{i=1}^{n} c_i \overline{k}_i \to extr, \qquad (5)$$

де $\bar{k}_{j} - i$ -й окремий критерій оптимальності в нормованому вигляді, с_і – ваговий коефіцієнт значущості *i*-го певного критерію,

$$\sum_{i=1}^{n} c_i; c_i > 0; i = 1, \dots, n.$$
(6)

Величина вагового коефіцієнта значущості критеріїв с_і визначається за формулою:

$$c_{i} = \frac{\sum_{i=1}^{n} \delta_{ij}}{\sum_{i=1}^{n} \sum_{j=1}^{n} \delta_{ij}},$$
(7)

де δ_{ij} - бальна оцінка значущості *i*-го критерію, яка дана *j*-м експертом *i*- му значенню критерію; *j*- індекс експерта; *i*- індекс критерію.

Операція нормування дозволяє виключити вплив на інтегральну оцінку f одиниць вимірювання, величини інтервалу припустимих значень критеріїв, а також уточнює його екстремальність. Для введення нормованих значень показників якості $\bar{k}_1,...,\bar{k}_i$ використовують вираз [6]:

$$\bar{k}_i = \frac{k_i}{k_{i0}},\tag{8}$$

де *k*_{i0} – деяке опорне (граничне) значення k_i-го показника якості.

Отже, для порівняння зернових подрібнювачів доцільним є вибір наступних змінних:

 k_1 – питома енергоємність процесу, кВт·год/т;

*k*₂ – коефіцієнт варіації, %;

Машини і засоби механізації сільськогосподарського виробництва

 k_3 – вихід пиловидної фракції, %; k_4 – кількість цілих (неподрібнених) зерен, %.

Такий вибір уможливлює класичну постановку задачі математичної оптимізації:

$$\begin{array}{c} f(k_{1},k_{2},k_{3},k_{4}) \to \min \\ & & \\ & & \\ & & \\ & & \\ & k_{1} < k_{10} \\ & & \\$$

де $k_{10}...k_{40}$ – граничні значення відповідних змінних,

$$k_{10} = 20 \kappa Bm \cdot co\partial \, / \, m, k_{20} = 45 \,\%, k_{30} = 20 \,\%, k_{40} = 0,5 \,\%.$$

Відповідно, нормовані значення показників якості визначимо з виразів:

$$\bar{k}_1 = \frac{k_1}{20}, \bar{k}_2 = \frac{k_2}{45}, \bar{k}_3 = \frac{k_3}{20}, \bar{k}_4 = 2k_4.$$

Отримані нормовані значення є безрозмірними величинами.

В результаті отримуємо комплексний безрозмірний показник *f_к*, за яким можливо здійснити порівняльну оцінку подрібнювачів зерна.

Висновки. Визначені критерії та методика дозволяють здійснювати комплексну порівняльну оцінку процесів і технічних засобів подрібнення зерна з урахуванням показників енергоємності та якості подрібнення, що є передумовою підвищення ефективності використання кормів і збільшення виробництва продукції тваринництва.

Література:

1. Ревенко, І.І. Машини та обладнання для тваринництва / І.І. Ревенко, М.В Брагінець, В.І. Ревенко – К.: «Кондор» 2009. – 735 с.

2. *Мельников, С.В.* Механизация и автоматизация животноводческих ферм / *С.В. Мельников.* – Л.: Колос, 1978. – 560 с.

3. *Ревенко, И.И.* Комплексная энергетическая оценка процессов и средств измельчения кормового сырья / *И.И. Ревенко* // Доклады ВАСХНИЛ. – 1988. – №6. – С.39-40.

4. Глебов, Л.А. Повышение эффективности измельчения компонентов комбикормов. Комбикормовая промышленность: обзорн. инф. / Л.А. Глебов. – М., 1984. - 42 с.

5. Новожилова М.В. Математичні моделі захисту інформації: Навчальний посібник / М.В. Новожилова, С.С. Добротворський, Я.В. Здановський – Харків: ХДТУБА, 2008. – 80 с. 6. Герасимов Б.М. Специальные главы высшей математики. Ч.1. Математические методы оптимизации. / Б.М. Герасимов, С.Д. Эйдельман – К.: КВИРТУ ПВО, 1990. – 172 с.

КОМПЛЕКСНАЯ МЕТОДИКА СРАВНИТЕЛЬНОГО ОЦЕНИВАНИЯ ИЗМЕЛЬЧИТЕЛЕЙ ЗЕРНОВЫХ КОРМОВ

Потапова С.Е.

Аннотация – предложен вариант усовершенствования методики сравнительного оценивания машин для измельчения зерновых кормов.

AN THE INTEGRATED TECHNIQUE OF THE COMPARATIVE ASSESSMENT OF MACHINERY FOR GRAIN GRINDING

S. Potapova

Summary

A variation of the improved technique of the comparative assessment of machinery for grain grinding is proposed. УДК. 634.10.1

ЕКОЛОГІЧНІ АСПЕКТИ ПРИ ВИРОБНИЦТВІ ПРОДУКЦІЇ ТВАРИННИЦТВА

Халіман І. О., к.б.н., Побігун А. М., к.т.н., Бойко О. В., к.т.н. *Таврійський державний агротехнологічний університет* Тел. (0619) 42-05-70

Анотація – проаналізований вплив підприємств тваринницької галузі народного господарства на компоненти природного навколишнього середовища. Екологічна рівновага можлива за умови екологізації господарської діяльності всіх суб'єктів аграрного виробництва, а також переробних підприємств.

Ключові слова – тваринництво, екологія. моніторинг, оптимізація.

Постановка проблеми. Сільське господарство – одна із галузей економіки, що тісно пов'язана з використанням у виробничому процесі природних ресурсів. Без землі і води немає аграрного виробництва. Але сільське господарство не може обійтися і без лісу, і без використання надр для своїх потреб. Об'єкти тваринного світу, атмосферне повітря також знаходяться у взаємодії з сільським господарством. Таким чином, всі компоненти природного середовища взаємопов'язані з аграрною економікою і шлях до їх екологічної безпеки та економічно ефективного існування – це дотримання балансу між потребами економіки та можливостями природного середовища [1].

Згідно з даними. що опублікованої Продовольчою і сільськогосподарською організацією ООН (ФАО), в секторі тваринництва обсяг викидів парникових газів (при вимірюванні в еквіваленті СО₂) на 18% перевищує відповідні показники сектора транспорту. Тваринництво являється й серйозною причиною деградації ґрунтів та водних ресурсів.

За словами провідного автора доповіді ФАО Хеннінга Штайнфельда (Henning Steinfeld), керівника відділу ФАО з питань інформації та політики у сфері тваринництва: «Тваринництво є одним з головних винуватців найбільш серйозних екологічних проблем в сьогоднішньому світі. Щоб виправити цю ситуацію, необхідно прийняти екстрені заходи» [2].

[©] Халіман І. О., Побігун А. М., Бойко О. В. Машини і засоби механізації сільськогосподарського виробництва

Аналіз останніх досліджень. Зі зростанням добробуту, люди з року в рік схильні споживати все більше м'яса і молочних продуктів. Згідно з прогнозами, обсяг виробництва м'яса в світі в найближчому майбутньому більш ніж подвоїться з 229 млн. тонн в 1999/2001 роках до 465 млн. тонн в 2050 році, а виробництво молока, ймовірно, збільшиться з 580 до 1043 млн. тонн.

На частку сектора тваринництва (включаючи землекористування і перетворення земель) припадає 9% всього обсягу викидів CO₂ та 65% викидів закису азоту. пов'язаних з діяльністю людини. Цей газ виділяється, перш за все, з коров'ячого гною. Крім цього, на тваринництво припадає 37% всього обсягу викидів метану, який виробляється, головним чином, травною системою жуйних тварин і 64% викидів аміаку, який є причиною випадання кислотних дощів [2].

Формулювання цілей статті (постановка завдання). Оскільки екологічні витрати на виробництво однієї одиниці продукції тваринництва великі, вони повинні бути зменшені, щоб уникнути подальшого погіршення ситуації в плані забруднення навколишнього середовища.

Темпи росту сектора тваринництва в світі вищі, ніж в будь-якій іншій галузі народного господарства. Воно стало джерелом засобів до існування для приблизно 1,3 мільярда людей, і на його частку припадає близько 40% глобального сільськогосподарського виробництва. Для багатьох фермерів свійські тварини є джерелом альтернативної енергії та органічних добрив для полів.

Сільськогосподарське виробництво є джерелом забруднення й атмосферного повітря. Відомо, що повітря навколо тваринницьких комплексів відрізняється специфічним запахом і містить аміак в таких концентраціях, що викликає навіть загибель хвойних дерев, що знаходяться поблизу. З атмосфери токсичні продукти від великого тваринницького комплексу потрапляють у водойми і можуть забруднювати їх в радіусі до 15 км.

Крім того, розміщення ферм, свинарників і інших тваринницьких приміщень поблизу або на берегах річок, ставків та озер призводить до їх забруднення. Скидання навіть невеликої кількості неочищених стічних вод викликає масові замори риби і виводить водойми з господарського користування.

Існуючі в даний час деякі птахофабрики (і інші тваринницькі ферми) або не мають очисних споруд, або мають застарілі і малоефективні очисні споруди [3].

Основна частина. В результаті надмірного випасу, витоптування та ерозії, деградації піддалося вже близько 20% всієї площі пасовищ півдня України. Ця цифра ще вища в посушливих районах, зокрема Херсонській області, де наростаючому процесу аридизації сприяють такі чинники, як проведення непродуманої політики та нераціональне управління ресурсами тваринництва.

З точки зору впливу на стан водних ресурсів регіону, тваринницьке виробництво є одним з найшкідливіших секторів економіки, оскільки воно сприяє, крім всього іншого, забрудненню та евтрофікації водних ресурсів [4].

Серйозною проблемою є відходи тваринництва – гній і відходи від забою сільськогосподарських тварин і птахів на бойнях. Гостро постає питання про його зберіганні та утилізації.

Небезпека гною полягає в тому, що він може викликати біологічне, хімічне і механічне забруднення. В одному грамі гною може міститися до 170 млн. шт. мікроорганізмів, у тому числі патогенних, що викликають епізоотії та епідемії. Згідно з даними ВООЗ, екскременти визначені як фактор передачі понад 100 видів різних збудників хвороб тварин, птахів, людини з великим терміном виживання: мікобактерії туберкульозу – 25,0 років; бацили сибірської виразки – 60,0 років; сальмонели паратифів – 2,0 роки; сальмонели черевного тифу – 3,0 роки; лістерії – 2,0 роки; вірус ящуру – 2,0 роки; яйця аскарид – 6,5 років; яйця фасціол – 2,0 роки [3].

Основними забруднюючими речовинами являються відходи життєдіяльності тварин, антибіотики і гормони, хімікалії, добрива та пестициди, що використовуються для обприскування сільськогосподарських культур. Широко поширена практика надмірного випасу худоби порушує водні цикли, обмежуючи можливості для відновлення наземних і підземних водних ресурсів. Значні об'єми води відбираються для виробництва корму для худоби.

Присутність сільськогосподарської худоби на великих площах землі і її потреба в кормових сортах сільськогосподарських культур також сприяють втраті біорізноманіття.

Очевидна безперспективність інтенсивного тваринництва, яким воно є сьогодні та обіцяє бути в майбутньому. Неодмінно треба переглянути більшість систем ведення сільського господарства та інтенсивне тваринництво зокрема, переходячи на більш раціональні, з точки зору екології, здоров'я та гуманності.

Екологічна безпека, так само як і продовольча безпека, найважливіша складова агропродовольчої політики України, бо вони безпосередньо позначаються на якості життя і здоров'я населення. Але недотримання норм екологічного законодавства самим негативним чином впливає на стан навколишнього природного середовища – довкілля всіх живих і рослинних організмів, у тому числі і людини. У небезпечних екологічних умовах не може бути вироблено якісне і безпечне для людини продовольство. Екологічний світогляд у керівників і фахівців аграрної сфери повинен бути сформований, що унеможливить ведення сільськогосподарського виробництва з порушеннями норм екологічного законодавства [4].

Висновки.

1. З метою усунення існуючих проблемних ситуацій в галузі охорони навколишнього природного середовища пов'язаних з негативним впливом сільськогосподарської діяльності людини необхідні заходи правового впливу. Завдання правового регулювання застосування хімічних засобів у сільському господарстві полягає в дотриманні санітарних норм і правил з виробництва, транспортування, зберігання і використання хімічних речовин

2. Для об'єктів сільського господарства, що є джерелом впливу на середовище існування і здоров'я людини, в залежності від потужності, умов експлуатації, характеру і кількості що викидаються в навколишнє середовище забруднюючих речовин, створюваних ними шуму і вібрацій та інших шкідливих фізичних факторів, а також з урахуванням впливу їх на середовище проживання і здоров'я людини, у відповідність з санітарної класифікацією повинні бути встановлені санітарно-захисні зони.

3. Проекти тваринницьких комплексів повинні пройти державну експертизу, яка може винести негативний висновок з причини їх нерозумного розміщення, шкідливих технологій тощо. Будівництво об'єкта можливе лише за умови позитивного висновку екологічної експертизи.

4. Екологічний правопорядок, екологічна культура, етика природокористування та інші категорії повинні отримати всебічну підтримку у вітчизняному агропромисловому комплексі.

Література:

1. Білявський Г.О. Основи екологічних знань / Г.О. Білявський, Р.С. Фурдуй. – Київ: Либідь, 1995. – 288 с.

2. Біорозмаїття. Питання та відповіді. – Київ: Товариство "Зелена Україна", 1998. – 32 с.

3. *Благодатний В.І.*, Соціально-екологічна природа землекористування в зоні інтенсивного зрошення України / *В.І. Благодатний*, *Т.І. Виноградова* // Вісн. аграр. науки Причорномор'я. – Миколаїв. – 2001. – Вип. 3 (12). – Т. 2. – С. 200-206.

4. Борейко В.Е. История охраны природы Украины / В.Е. Борейко. – Киев: Изд-во Киевского эколого-культурного центра, 2001. – 544 с.

ЭКОЛОГИЧЕСКИЕ АСПЕКТЫ ПРИ ПРОИЗВОДСТВЕ ПРОДУКЦИИ ЖИВОТНОВОДСТВА

Халиман И.А., Побигун А.М., Бойко О.В.

Аннотация – проанализировано влияние предприятий животноводческой отрасли народного хозяйства на компоненты окружающей природной среды. Экологическое равновесие возможно при условии экологизации хозяйственной деятельности всех субъектов аграрного производства, а также перерабатывающих предприятий.

ENVIRONMENTAL ASPECTS IN THE PRODUCTION OF ANIMAL PRODUCTS

I. Kharliman, A. Pobeegun, O. Boyko

Summary

Influence of enterprises of livestock sectors of the economy on the environment is analyzed. Ecological balance can be provided by the greening of economic activity of all subjects of the agricultural production and processing enterprises. УДК 641.437.075.8

РОЗРАХУНОК ТЕПЛОФІЗИЧНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ ОВОЧІВ

Ялпачик В. Ф., д.т.н. *Таврійський державний агротехнологічний університет* Тел. (0619) 42-13-06

Анотація – у роботі наведено алгоритм розрахунку значень ефективної теплопровідності всієї системи плодоовочевої сировини. У статті дано порівняння розрахункових та експериментальних даних з ефективної теплоємності овочів.

Ключові слова – теплопровідність, теплова обробка, теплофізичні властивості.

Постановка проблеми. Концепція суттєвої необхідності розрахунку теплофізичних властивостей полягає в їх використанні в рамках крайових задач теплопровідності. Якщо при моделюванні процесів холодильної чи теплової обробки об'єктів харчової сировини взяти за основу диференціальне рівняння теплопровідності, то виникає необхідність у значеннях чотирьох теплофізичних величин, що загалом залежать від температури.

Аналіз останніх досліджень. Специфіка об'єктів харчової сировини полягає, перш за все, в протіканні фазового перетворення водалід або лід-вода, тобто вони є об'єктами з внутрішніми стоками чи джерелами теплоти, інтенсивність яких визначається динамікою фазового перетворення. У цьому плані необхідне моделювання процесів холодильної обробки та холодильного зберігання овочів.

Формулювання цілей статті (постановка завдання). Для вирішення завдання енерго- та ресурсозбереження необхідно знати теплофізичні властивості харчової сировини. Тому виникає потреба в моделюванні і розрахунках теплофізичних властивостей сировини.

Основна частина. З метою розробки цих методик проведений порівняльний аналіз визначення ізобарної питомої теплоємності, питомої ентальпії, густини та теплопровідності в діапазоні від мінус 40 до плюс 40 °C. Для цих розрахунків висунута концепція, що харчову сировину та продукти можна розглядати як гетерогенні ізотропні системи з ізольованими та взаємопроникаючими компонентами – суха частина, вода, лід, атмосферне повітря, тому розрахунки були проведені за адитивними формулами (за питомими об'ємами, масовими частками компонент W_i), наприклад, для питомої теплоємності *C*:

[©] Ялпачик В. Ф.

Машини і засоби механізації сільськогосподарського виробництва

$$C(T) = C_{cvx}(T)W_{cvx} + C_B(T)W_B + C_J(T)W_J.$$
(1)

З використанням довідкових даних з температурних залежностей питомої теплоємності компонентів сухої частини C_{cyx} плодів, ягід та овочів розроблена методика розрахунку C_{cyx} для всіх об`єктів даної роботи.

Для повного і послідовного розрахунку значень ефективної теплоємності, ентальпії, густини та коефіцієнта теплопровідності були отримані співвідношення для розрахунку масової частки вимороженої води $\omega(T)$.

Для густини ρ також використовувалась адитивна формула підсумовування питомих об'ємів ($1/\rho$) компонент об'єкту досліджень рідинної, у тому числі і переохолодженої води, льоду, "сухої" частини, атмосферних газів:

$$\frac{1}{\rho} = \frac{W_{cyx}}{\rho_{cyx}} + \frac{W_B}{\rho_B} + \frac{W_{\mathcal{I}}}{\rho_{\mathcal{I}}} + \frac{W_g}{\rho_g}.$$
(2)

На основі аналізу п'яти моделей теплопровідності розроблений алгоритм розрахунку значень ефективної теплопровідності (перколяції теплоти) всієї системи плодоовочевої сировини, який реалізовано на алгоритмічній мові Turbo Pascal.

$$\lambda(T) = \sum_{i=1}^{5} \lambda_i \frac{K_i - L_i}{\lambda_i - L_i}.$$
(3)

де *L_i*, - ефективна теплопровідність *i*-го середовища;

 K_i - ефективна теплопровідність бінарних підсистем, що складаються з *i*-тої компоненти (λ_i , V_i).

У рамках отриманих положень, допущень та розрахункових формул розроблені розрахункові процедури на алгоритмічній мові Turbo Pascal, які при заданих вхідних даних щодо вологовмісту W_{in} , температури початку кристалізації води T_{kp} , масової концентрації атмосферних газів, протеїну, жиру, вуглеводів, клітковини та золи розраховують значення густини, питомої ефективної теплоємності, питомої ентальпії, ефективної теплопровідності, масової частки вимороженої води при кожній заданій температурі плодоовочевого об'єкту в діапазоні від мінус 40 до плюс 40 °C. Ці процедури дозволяють проводити розрахунки для всіх досліджуваних плодів та овочів на єдиній інформаційній основі щодо властивостей компонентів.

Як приклад, наведені результати розрахунку теплофізичних характеристик для моркви, які подані на рис.1.



Рис. 1. Температурна залежність теплофізичних властивостей моркви: $a - C(T), \delta - \rho(T), \epsilon - \lambda(T), \epsilon - I(T).$

Порівняння розрахункових та експериментальних даних (табл.1) показують, що відхилення лежить у межах 1,4...1,9 %.

Таблиця 1 – Теплоємність моркви

т∘с	\mathbf{W}_{in}	Т _{кр} , °С	С _Р , Дх	Відхилення,	
1, C			експеримент	розрахунок	%
65	0,878	- 1,40	3810	3883,8	1,94

Аналогічні дані отримані для винограду, а також для гарбузів, баклажанів, кабачків, кукурудзи молочної стиглості і солодкого перцю (табл. 2).

Таблиця 2 – Порівняння розрахункових та експериментальних даних з ефективної теплоємності овочів

	T, °C	\mathbf{W}_{in}	T _{KP} , °C	С _Р , Дж/(кг·К)		Відхи-
Назва овочів				експерим.	розрахунок	лення,
				дані		%
1	2	3	4	5	6	7
	- 40,0	0,916	- 0,80	1810	1925,5	- 6,38
Гарбуз	25,0	0,916	- 0,80	3970	3968,0	0,05

Машини і засоби механізації сільськогосподарського виробництва
1	2	3	4	5	6	7
Кабачки літніх сортів	- 40,0	0,942	- 0,50	1740	1896,8	- 9,01
	25,0	0,942	- 0,50	4070	4034,8	0,87
	40,0	0,949	- 0,50	4040	4050,2	- 0,25
	23,0	0,944	- 0,50	3951	4040,3	- 2,26
Кабачки зимових сортів	26,0	0,877	- 0,80	3580	3868,3	- 8,05
	- 40,0	0,878	- 0,80	1870	1907,5	- 2,01
	25,0	0,878	- 0,80	3890	3870,5	0,50
	35,0	0,820	- 0,80	3768	3721,3	1,24
	30,0	0,818	- 0,80	3601	3717,3	- 3,23
	20,15	0,795	- 0,80	3620	3658,7	- 1,07
Баклажани	25,0	0,9203	- 0,80	4020	3983,2	0,91
	- 40,0	0,9200	- 0,80	2010	1931,6	3,90
Перець солодкий	25,0	0,9219	-0,70	4010	3988,0	0,55
	- 40,0	0,930	- 0,70	1840	1922,9	-4,50
Кукурудза молочної стиглості	25,0	0,760	- 0,60	3620	3582,7	1,03
	- 40,0	0,740	- 0,60	1760	1838,4	- 4,46

Продовження таблиці 2

Висновки. Аналіз даних у таблиці 2 свідчить, що розроблена методика дозволяє розраховувати теплофізичні властивості овочів з похибкою 8...10% у всьому інтервалі температур від мінус 40 до плюс 40 °C.

Література:

1. Алямовский И. Г. Теплофизические характеристики пищевых продуктов при замораживании / И. Г. Алямовский // Холодильная техника. – 1968. – № 5. – С. 35–36.

2. Головкин Н. А. Холодильная технология пищевых продуктов / Н. А. Головкин, Г. Б. Чижов. – М.: Изд. торг. лит., 1963. – 240 с.

3. *Латышев В.П.* Изобарная удельная теплоемкость, энтальпия и доля вымороженной воды пищевых продуктов / *В.П. Латышев* [и др.]. - М.: Изд-во стандартов, 1989. - 92 с.

4. Гинзбург А. С. Теплофизические характеристики картофеля, овощей и плодов / А.С. Гинзбург, М.А. Громов. – М.: Агропромиздат, 1987. – 272 с.

5. Фикиин А. Хладилни технологични процеси и съоръжения / А. Фикиин. – София: Техника, 1980. – 511 с. Ялпачик В.Ф.

Аннотация – в работе приведен алгоритм расчета значений эффективной теплопроводности всей системы плодоовощного сырья. В статье дано сравнение расчетных и экспериментальных данных по эффективной теплоемкости овощей.

CALCULATION OF THERMOPHYSICAL PROPERTIES OF VEGETABLES

V. Yalparchyk

Summary

A paper presents an efficient algorithm for calculating values of the effective thermal conductivity of the whole system of raw fruits and vegetables. The article compares calculated and experimental data of the effective heat capacity of fruits. УДК 621.928

ЕКОНОМІЧНИЙ РОЗРАХУНОК ЕФЕКТИВНОСТІ ВИКОРИСТАННЯ АЕРОДИНАМІЧНОГО СЕПАРАТОРА З ВЕРТИКАЛЬНИМ АСПІРАЦІЙНИМ КАНАЛОМ

Колодій О. С., асп.^{*} *Таврійський державний агротехнологічний університет* Тел. (097) 474-95-70

Анотація – у статті представлена енергетична оцінка ефективності використання запропонованої конструкції сепаратора.

Ключові слова – сепаратор, насіння, аспіраційний канал, енергетична оцінка.

Постановка проблеми. Основною задачею сільськогосподарської науки є збільшення врожайності. Нами було проведено аналіз шляхів збільшення врожайності, в результаті якого було встановлено, що використання мінеральних добрив для підживлення рослин у відповідних нормах дає таку саму врожайність, як сівба без підживлення самих біологічно цінних насінин.

Шляхом аналізу літературних джерел було встановлено, що найбільш виповненні питомо-важкі насінини мають на 15-25% вищі насіневі властивості, в результаті чого збільшується врожайність. Отже, використання відбірних насінин для сівби дозволяє отримати таку ж саму врожайність, як і звичайного невідсепарованого насіння, але у комплексі з підживленням мінеральними добривами.

Аналіз останніх досліджень. Аналізом літературних джерел було встановлено, що серед вчених, які займались сепарацією, були: Горячкін, Нелюбов, Ветров, в Харькові - професори Тіщенко, Завгородній, Мантчінський, Заїка, Котов в Києві, в Луганську Єрмак. В результаті аналізу було встановлено, що недостатню увагу було приділено сепарації насіння у вертикальному повітряному потоці.

Формулювання цілей статті (постановка завдання). Нами був розроблений та сконструйований сепаратор, показаний на рис.1. Метою статті є енергетична оцінка ефективності використання запропонованого сепаратора.

Основна частина. Енергетична оцінка ефективності є універсальною методикою, що дозволяє обгрунтувати доцільність використання нових розроблених видів техніки.

[©] Колодій О. С.

^{*}Науковий керівник - к.т.н., доц. Кюрчев С. В.

Машини і засоби механізації сільськогосподарського виробництва

Нами використана методика, що запропонована російским державним стандартом ГОСТ Р 51750-2001 "Методика определения энергоемкости при производстве продукции и оказании услуг в технологических энергетических системах", що діє з 2002 р.



Рис. 1. Схема аеродинамічного сепаратора: 1 – три розподілювачи; 2 – хомут; 3 - аспіраційний канал; 4 – постачальний патрубок; 5 – осьовий вентилятор; 6 – бункер; 7 – права частина рами; 8 – бункерна частина; 9 - рама основи.

Визначимо у першу чергу кількість енергії, що міститься в матеріалах, що йдуть на виготовлення запропонованого аеродинамічного сепаратора насіння з вертикальним аспіраційним каналом.

Припустимо, що сепаратор має продуктивність 70-120 кг/год. Необхідні матеріали для виготовлення рами сепаратора:

- кутник 40х40х3 L=2·1,0 + 12·1,0 + 12·0,5 = 20,0 м;

- кутник 63х63х5 L=2·0,5 + 2·1,0 = 3,0 м.

Необхідні матеріали для виготовлення і закріплення вертикального аспіраційного каналу сепаратору:

- скоба роз'ємна 2 шт., довжиною L= 2·3,14·0,1= 0,628 м;
- труба пластикова діаметром 200 мм, L= 1,0 м;
- патрубки пластикові для введення насіння в верхню зону вертикального аспіраційного каналу, діаметр 40 мм, L= 0,8 м;

(2)

(3)

- кругла заслінка для регулювання продуктивності осьового вентилятора, діаметром 300 мм.

Необхідні матеріали для виготовлення поділювача продукцій фракцій поділу:

- кут 90° діаметром 200 мм із оцинкованої сталі для відбору насіння у фракцію І;

- кут 90° діаметром 80 мм із оцинкованої сталі, для відбору насіння у фракцію II.

Необхідні матеріали для виготовлення бункеру установки:

- лист оцинкованої сталі товщиною 0,7 мм та розмірами 1,5 x 1,5

м;

- заслінка, виготовлена із ст.3 розмірами 200 x 100 мм.

Необхідні додаткові готові вузли та пристрої для виготовлення установки:

- вентилятор ВКОМ-315;

- редуктор із двигуном змінного струму на 220 В;

- автомат на I_{ном}=10 А;

- тумблер ТВ-1.

Визначимо кількість електродів АНО-4 Ø 4 мм, необхідних для виготовлення похилого повітряно-сітчастого робочого органу сепаратора. Довжина зварювальних швів, виконаних електродом Ø 4 мм

$$L_{3B}^{\phi\bar{4}} = 32.0,05 + 2.0,1 = 1,8 \text{ M}.$$
 (1)

Кількість металу для утворення зварювального шову \emptyset 4 мм $g_{\mu}^{\ \ \emptyset 4} = L_{3B} \cdot F^{\ \ \emptyset 4} \cdot \rho,$

де $F^{\emptyset 4}$ - площа попеченого перетину зварювального шву, F = 5,2 мм²;

 ρ - густина електродного металу, $\rho = 7.8 \text{ г/см}^3$.

Після підставлення у (1) чисельних даних, отримуємо

 $g_{\rm H}^{\ \emptyset 4} = 1,8 \cdot 100 \cdot 0,52 \cdot 7,8 = 0,73$ кг.

З урахуванням втрат металу на розбризкування та випаровування (30%),

Кількість електродів для зварювання

 $N_e^{\emptyset 4} = 948/(7,8\cdot3,14\cdot0,2^2\cdot45) = 22$ шт.

Вартість електродів АНО-21 Ø4 складатиме

С_{електродів}^{Ø4} =0,948·20=18,96 грн.

Визначимо додаткову кількість електродів АНО-4 Ø 3 мм, необхідних для виготовлення запропонованого сепаратора насіння з вертикальним аспіраційним каналом. Довжина зварювальних швів, що виконуються електродами Ø 3 мм

$$L_{_{3B}}^{\phi_3} = 2.0,1 + 4.0,05 + 4.0,25 = 1,4$$
 M.

Машини і засоби механізації сільськогосподарського виробництва

де $F^{\emptyset 3}$ - площа попеченого перетину зварювального шву для електроду \emptyset 3 мм, F = 4,8 мм²;

3 урахуванням втрат металу на розбризкування та випаровування (30%),

g_д^{Ø3}= 1,3·0,524 = 0,681 кг.

Кількість електродів \emptyset 3 мм для зварювання

 $N_e^{\emptyset 3} = 681/(7,8\cdot3,14\cdot0,15^2\cdot40) = 31$ шт.

Вартість електродів АНО-4 Ø 3 мм складатиме

С_{електродів}^{Ø3} =0,681·20=13,62 грн.

Загальна вартість електродів АНО-4 Ø 4 та Ø 3 мм, що йдуть на виготовлення сепаратору із вертикальним аспіраційним каналом, становить

 $C_{\text{електродів\xi}} = C_{\text{електродів}}^{\emptyset 4} + C_{\text{електродів}}^{\emptyset 3} = 18,96+13,62 = 32,58$ грн. (4) Розрахуємо витрати часу на виготовлення сепаратору із верти-

кальним аспіраційним каналом по конструкції, що наведена на рис. 1, з урахуванням відповідного розряду роботи:

- нарізка кутника рами верхньої частини сепаратора – 0,5 люд.год. (2 розряд);

- нарізка кутника рами нижньої частини сепаратора – 1,0 люд.год. (2 розряд);

- зварювання несучої рами верхньої та нижньої частин сепаратора - 2 люд.-год. (3 розряд);

- свердлення отворів кріплення та підготовка до монтування вузлів сепаратора – 1,5 люд.-год. (2 розряд);

- монтування вузлів сепаратора – 1,5 люд.-год. (2 розряд);

- виготовлення векртикальногоаспіраційного каналу та вузлів його живлення та кріплення, монтування його на сепаратор - 10 люд.-год. (3 розряд);

- виготовлення поділювачів продуктів поділу - 6 люд.-год. (2 розряд);

- технологічне налаштовування сепаратора – 0,8 люд.-год. (2 розряд).

Знаходимо енергетичну вартість (тобто вміст енергії в матеріалах сепаратора) матералів сепаратора через масу:

- кутник 40х40х3 (питома маса 2,32 кг/м) m_{кут.40}= 20,0·2,32 = 46,4 кг;

- кутник 63х63х5 (питома маса 3,9 кг/м) $m_{kyr.63}$ = 3,0·3,9 = 11,7 кг;

скоба роз'ємна (розміри 628х50х2 мм) 2 шт.,

 $m_{ckod} = 2.62, 8.5.0, 2.7, 8 = 0,979$ кг;

- труба пластикова Ø 200 мм (густина 2,5 г/см³), перераховано в еквіваленті її виготовлення зі сталі, $m_{\text{тр.}\emptyset200}=2\cdot3,14\cdot10\cdot100\cdot0,2\cdot2,5$ =3,1 кг;

Машини і засоби механізації сільськогосподарського виробництва

- патрубки пластикові Ø 40 мм для введення насіння в верхню зону вертикального аспіраційного каналу, перераховано в еквіваленті їх виготовлення зі сталі, m_{тр.Ø40}= 2·3,14·2·80·0,2·2,5 = 0,502 кг;

кругла заслінка Ø 300 мм для регулювання продуктивності осьового вентилятора, m_{кон.Ø300}= 3,14·15·15·0,2·7,8 = 1,102 кг;

- кут 90° Ø 200 мм із оцинкованої сталі для відбору насіння у фракцію I, $m_{dp,1}=2$ кг;

- кут 90° Ø 80 мм із оцинкованої сталі, для відбору насіння у фракцію ІІ, тфр.2=0,8 кг;

- лист оцинкованої сталі товщиною 0,7 мм, розмірами 0,15 x 0,15 м,

m_{листа.бункеру}=150·150·0,07·7,8 = 12,285 кг;

- заслінка, виготовлена із ст.3 з розмірами 200 х 100 мм, $m_{3аслонки} = 20.10.0, 2.7, 8 = 0,312$ кг;

- вентилятор ВКОМ-315, m_{вентилятору}= 5 кг ;

- редуктор із двигуном змінного струму на 220 В, $m_{\rm двигунa}$ = 2,5 кг;

- автомат на $I_{\text{ном}}$ =10А, $m_{\text{автомата}}$ = 0,2 кг;

- тумблер ТВ-1, m_{тумблера}= 0,025 кг.

Визначимо загальну масу матеріалів установки $m_{ycтановки\xi}$, включаючи масу наварених на неї в процесі виготовлення електродів Ø 3 та Ø 4 мм.

$$\begin{split} m_{\text{установки}\xi} = m_{\text{кут.40}} + m_{\text{кут.63}} + m_{\text{скоб}} + m_{\text{тр.}\emptyset200} + m_{\text{тр.}\emptyset40} + m_{\text{кон.}\emptyset300} + m_{\text{фр.1}} + m_{\text{фр.2}} + \\ + m_{\text{листа.бункеру}} + m_{\text{заслонки}} + m_{\text{вентилятору}} + m_{\text{двигуна}} + m_{\text{автомата}} + \\ + m_{\text{тумблера}} = 88,534 \text{ кг.} \end{split}$$
(5)

Тепер визначимо загальну кількість енергії, що містять матеріали установки, включаючи масу наварених на неї в процесі виготовлення електродів Ø 3 та Ø 4 мм.

$$E_{\text{мат.установки}} = m_{\text{установки}\xi} \cdot E_{1 \text{кг.сталi}},$$
 (6)

де Е_{1кг.сталі} - вміст енергії у сталі, відповідно до ГОСТ Р 51750-2001 становить 45,5 МДж/кг;

 $E_{\text{мат.установки}} = 88,534.45,5 = 4028,3 MДж.$

Розрахуємо кількість енергії, що витрачається робітниками для виготовлення установки:

$$E_{\text{виг.установки.1}} = T_{\text{виг.установки\xi}} \cdot E_{1,\text{люд.-г.}}, \tag{7}$$

Машини і засоби механізації сільськогосподарського виробництва

367

де Т_{виг.установки} - загальний час, що витрачається робітниками на виготовлення однієї установки, год:

Т_{виг.установкиξ}= 0,5+1,0+2,0+1,5+1,5+10+6+0,8 = 23,3 год; Е_{1люд.-г.} - вміст енергії у одній людино-годині, відповідно до ГОСТ Р 51750-2001 становить 1,26 МДж/люд.-год.;

Е_{виг.установки.1}= 23,3·1,26 = 29,358 МДж.

Кількість енергії, що витрачається на привід металообробних станків, інструмента та зварювальні роботи із виготовлення установки:

$$E_{\text{виг.установки.2}} = T_{\text{виг.установки}\xi} \cdot P_{\text{сер.верстатів}} \cdot E_{1 \text{кВт-год}},$$
 (8)

де Р_{сер.вертсатів} - середня потужність металообробних верстатів, приймаємо 2 кВт;

Е_{1кВт-год} - вміст енергії у 1 кВт-год електричної енергії, відповідно до ГОСТ Р 51750-2001 становить 8,7 МДж/кВт-год;

Е_{виг.установки.2}= 23,3·2·8,7= 405,42 МДж.

Загальна кількість енергії Е_{виг.установки.} що міститься в матеріалах установки, йде на привід станків та витрачається працівниками при її виготовленні:

 $E_{\text{виг.установки.}\xi} = E_{\text{мат.установки}} + E_{\text{виг.установки.}1} + E_{\text{виг.установки.}2};$ (9)

 $E_{\text{виг.установки},\xi} = 4028,3 + 29,358 + 405,42 = 4463,1 \approx 4463 MДж.$

Висновки. Розрахована собівартість виготовлення розробленого сепаратора насіння з вертикальним аспіраційним каналом становить в енергетичному еквівіленті 4463 МДж.

Література:

1. Барский М. Д. Исследование оптимальных режимов работы воздушного шахтного классификатора / М. Д. Барский // Изв. вузов. «Горный журнал». - 1964. - № 6. - С.145-150.

2. *Мазоренко Д.И.* Пути повышения производительности виброцентробежного сепаратора с пространственным движение оси вращения решета / *Д.И. Мазоренко, П.А. Миронов* // Сб. научн. трудов МИИСП. — 1977. — Т. 14. — С. 102-111.

3. *Мазоренко Д.И*. Повышение эффективности работы виброцентробежных сепараторов на основе определения их рациональных схем и параметров / *Д.И. Мазоренко* // Вибрации в технике и технологиях. — 2003. — № 6(32). — С. 3-12.

4. Вуколов Э.А. Основы статистического анализа. Практикум по статистическим методам и исследованию операций с использованием

пакетов STATISTICA и EXCEL: Учебное пособие. / Э.А. Вуколов. - М.: Форум, 2008. - 464 с.

5. *Нелюбов А.И*. Пневмосепарирующие системы сельскохозяйственных машин / *А.И. Нелюбов, Е.Ф. Ветров.* — М: Машиностроение, 1977. — 190 с.

6. *Нелюбов А.И.* Изыскание и исследование пневмосепарирующих систем тростниковоуборочных комбайнов / *А.И. Нелюбов, Е.Ф. Ветров* // Труды ВИСХОМ. — 1971. — № 66. — С. 85-165.

7. *Любимов А.М.* Влияние воздушного потока на среднюю скорость движения зерна по решету / *А.М. Любимов* // Труды ЧИМЭСХ. — 1958. —№ 4. — С. 291-298.

8. *Матвеев А.С.* Сепарирование зерновой смеси вертикальным воздушным потоком / *А.С. Матвеев* // Механизация и электрификация социалистического сельского хозяйства. — 1969. — № 11. — С. 17-19.

9. Лавров И.М. Исследование процесса разделения зерновых смесей воздушным потоком при наложении электрического поля: автореф. дис... канд. техн. наук : спец. 05.20.01 "Технологии и средства механизации сельского хозяйства" / И.М. Лавров. — Челябинск, 1975. — 27 с.

10. *Harmond, J.E.* Mechanical seed cleaning and handling / *J.E. Harmond, N.R. Brandenberg, L.M. Klein* // USDA Agricultural Handbook. - Washington, D.C., 1968. - No. 354.

ЭКОНОМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ЭФФЕКТИВНОСТИ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ АЭРОДИНАМИЧЕСКОГО СЕПАРАТОРА С ВЕРТИКАЛЬНЫМ АСПИРАЦИОННЫМ КАНАЛОМ

Колодий А.С.

Аннотация – в статье представлена энергетическая оценка эффективности использования предложенной конструкции сепаратора.

ASSESSMENT OF USAGE EFFICIENCY OF AN AERODYNAMIC SEPARATOR WITH VERTICAL ASPIRATION CHANNEL

O. Kolodiy

Summary

An article presents the power evaluation of usage efficiency of the proposed separator design.

Машини і засоби механізації сільськогосподарського виробництва

УДК 641.437.075.8

ТЕПЛООБМІН ПРИ ОХОЛОДЖЕННІ ТА ЗАМОРОЖУВАННІ ОБ'ЄКТІВ З ПЛОДООВОЧЕВОЇ СИРОВИНИ В ПРОМИСЛОВИХ УМОВАХ

Ялпачик В. Ф., д.т.н. *Таврійський державний агротехнологічний університет* Тел. (0619) 42-13-06

Анотація – наведені співвідношення для розрахунку коефіцієнтів тепловіддачі при зовнішньому обтіканні об'єктів плодоовочевої сировини можуть бути застосовані для усіх об'єктів заморожування, причому ці розрахунки треба виконувати в режимі «прогноз-корекція».

Ключові слова – коефіцієнт тепловіддачі, тепловий потік, теплообмін, процес заморожування, вільна конвекція, температура повітря, швидкість руху.

Постановка проблеми. Охолодження, заморожування та розморожування найдоцільніше проводити в потоці повітря, що виступає в ролі або холодоносія, або теплоносія. Це найкраще аргументується не тільки з технологічних, енергетичних, а й мікробіологічних та екологічних міркувань. Відповідно, ця технологія холодильної обробки харчової сировини достатньо забезпечена технічними засобами багатьох фірм-виробників – компресорно-конденсаторними агрегатами, вентиляторами, повітроохолоджувачами, конвеєрними лініями та швидкоморозильними апаратами на їх основі.

Аналіз останніх досліджень. Відносно специфіки та значень коефіцієнтів тепловіддачі, накопичено велику кількість як експериментальних, так і статистичних, узагальнюючих даних [1-11]. Якщо не розвивати тезу про «нефізичність» поняття коефіцієнту тепловіддачі, то для задач даної роботи необхідно вибрати відомі емпіричні співвідношення з розрахунку безрозмірного числа Нусельта Nu, які достатньо точно узагальнюють експериментальні дані різних авторів та аргументовано можуть бути застосовані для об'єктів заморожування.

В цьому плані необхідно звернути увагу на різноманітність рекомендацій авторів розрахункових співвідношень з вибору величини характерного розміру δ об'єкту охолодження чи нагрівання для розрахунку чисел *Re*, *Nu* та інших. В публікаціях німецької школи В. Гнилінського [3] проведена робота з обробки великого масиву експериме-

[©] Ялпачик В. Ф.

Машини і засоби механізації сільськогосподарського виробництва

нтальних даних різних авторів для тіл різної геометричної форми по коефіцієнту тепловіддачі при їх зовнішньому обтіканні потоком газу або рідини. При цьому ця обробка експериментальних даних для тіл різної геометричної форми проведена з вибором єдиної для усіх тіл (для розрахунку чисел Re, Nu) характерної довжини δ , як довжини обтікання. Вона визначається, як відношення загальної площі поверхні тіла до максимального периметру в площині, перпендикулярній до омиваючого потоку газу чи рідини. В основу розрахункових співвідношень покладено напівемпіричні формули для коефіцієнтів тепловіддачі при натіканні потоку на плоску пластину:

$$Nu_{\delta} = Nu_{min} + \sqrt{Nu_{\delta,lam}^2 + Nu_{\delta,turb}^2}$$
(1)

$$Nu_{\delta,lam} = 0,664\sqrt{Re_{\delta}} \cdot \sqrt[3]{Pr}$$
⁽²⁾

$$Nu_{\delta,turb} = \frac{0,037 \cdot Re_{\delta}^{0,8} \cdot Pr}{1 + 2,443 \cdot Re_{\delta}^{-0,1} (Pr^{2/3} - 1)}$$
(3)

Тут $Nu_{\delta,lam}$, $Nu_{\delta,turb}$ - відповідно числа Нусельта для ламінарного та турбулентного пограничного прошарку газу чи рідини; Re_{δ} - число Рейнольдса для потоку газу чи рідини; Pr - число Прандтля при температурі газу чи рідини. Індекс δ в формулах (1 - 3) підкреслює значення характерного розміру при розрахунках чисел Re, Nu, як довжини обтікання.

Напрям теплового потоку (охолодження або нагрівання тіла) дещо впливає на значення числа Nu_{δ} , що можна врахувати поправочним коефіцієнтом $K = (T_C/T_S)^{0,12}$. Але абсолютні значення температур охолоджуючого повітря T_C та поверхні об'єкту заморожування T_S відрізняються настільки, що цей коефіцієнт близький до одиниці, і відповідні поправки лежать (ще і завдяки значенню 0,12 показника степеню) в границях похибки розрахованих чисел Нусельта. Зокрема, більш важливо аргументовано вибрати значення Nu_{min} , яке визначає граничні значення Nu_{δ} при малих числах Рейнольдса $Re \rightarrow 0$. Для сфери і в разі досліджуваних об'єктів заморожування доцільно вибрати $Nu_{min} = 2$.

Ще більш важливо при розрахунках коефіцієнтів тепловіддачі врахувати теплообмін випромінюванням між поверхнею об'єктів охолодження або заморожування та поверхнею обгороджуючих, найчастіше металічних, конструкцій камер заморожування чи швидкоморозильних апаратів. При цьому можливо припустити, що температура поверхні обгороджуючих конструкцій співпадає з температурою охолоджуючого повітря T_C , а степені чорноти обгороджуючих конструкцій та об'єктів охолодження або заморожування дорівнюють одиниці. Тоді значення ефективного коефіцієнту тепловіддачі α_{iRR} за рахунок випромінювання можна розрахувати за формулою:

$$\alpha_{iRR} = \frac{\sigma \cdot [T_{S}^{4}(\tau) - T_{C}^{4}(\tau)]}{T_{S}(\tau) - T_{C}(\tau)}, \qquad (4)$$

де σ є постійною Стефана – Больцмана; підкреслено, що температури $T_S(\tau)$ поверхні об'єкту охолодження або заморожування та $T_C(\tau)$ охолоджуючого повітря є величинами, змінними в часі.

Якщо за формулами (1 - 3) розрахувати значення коефіцієнту тепловіддачі $\alpha_{conv}(\tau) = N u_{\delta} \cdot \lambda_{AIR} / \delta$, що відповідає конвективному механізму теплообміну (де $\lambda_{AIR}(T_C)$ – теплопровідність повітря), то приведений (ефективний) коефіцієнт тепловіддачі $\alpha(\tau)$ буде дорівнювати:

$$\alpha(\tau) = \alpha_{conv}(\tau) + \alpha_{iRR}(\tau).$$
(5)

Відмітимо, що поправка α_{iRR} є суттєвою величиною, вона протягом значної частини тривалості всього процесу заморожування сягає 30–40% від значення $\alpha(\tau)$. До значення ефективного коефіцієнту тепловіддачі $\alpha(\tau)$ необхідно добавити поправку, яка має враховувати теплообмін за рахунок випаровування вологи з поверхні об'єктів охолодження або заморожування, який залежить від температури та відносної вологості охолоджуючого повітря, проникливості для водяної пари шкірки плодів та овочів, температури поверхні плодів та овочів або ж об'єктів заморожування з них, теплового потоку з поверхні та інших факторів. Розрахунок цієї складової з необхідною точністю можливий, але вона становить всього 2…3 % від значення $\alpha(\tau)$ за формулою (5).

Формулювання цілей статті (постановка завдання). При розрахунках теплообміну в процесах заморожування одиноких об'єктів доцільно обмежитись значеннями коефіцієнтів тепловіддачі за формулою (5). Необхідність при розрахунках за формулами (4,5) знання температури поверхні $T_S(\tau)$ об'єктів охолодження або заморожування означає, що такі розрахунки можуть проводитися в рамках розглянутого вище алгоритму «прогноз – корекція».

Основна частина. Процес охолодження та заморожування плодоовочевої сировини може здійснюватись в промислових камерах, які оснащені батарейними системами охолодження повітря, або камерах зберігання замороженої харчової продукції з малою питомою поверхнею повітроохолоджувачів. В таких камерах суттєве значення має радіаційний теплообмін, а конвективний відбувається як вільна конвекція. Швидкості руху охолоджуючого повітря при цьому визначаються різницею температур $T_S(\tau)$ та $T_C(\tau)$, а точніше, відповідним градієнтом густини охолоджуючого повітря.

Відносно поверхні об'єктів охолодження або заморожування швидкості руху повітря складають близько 0,1...0,2 м/с, їх значення та напрям змінюються в часі. На інтенсивність теплообміну за механізмом вільної конвекції впливає процес випаровування води з поверхні плодів та овочів, наявність магнітних чи електростатичних полів тощо.

Теоретичні результати щодо інтенсивності такого теплообміну достатньо розроблені, але в практичному плані, зокрема, для задач даної роботи, інформаційна база суттєво бідна. В теорії пограничного прошарку вільна конвекція біля тіл з мінливим контуром є однією з найскладніших задач.

Експериментальні результати для теплообміну за механізмом вільної конвекції менш точні, ніж для вимушеної конвекції за причини меншої точності вимірювань при малих інтенсивностях теплообміну та малих швидкостях руху охолоджуючого середовища.

В принципі, для достатньо точних оцінок значень конвективного члена в (5) можна користуватись формулами (1 - 3) при малих значеннях *Re* або швидкості руху охолоджуючого повітря. З іншого боку, якщо в рамках алгоритму «прогноз–корекція» проводити уточнюючу оцінку значення температури охолоджуючого повітря після теплообміну з поверхнею об'єкту холодильної обробки, то оцінку усереднених значень коефіцієнту тепловіддачі можна [3] провести за формулою:

$$Nu_{\delta} = 0.5 \cdot Ra^{0.25}, \tag{6}$$

де $Ra = Gr \cdot Pr = g \cdot \rho^2 \cdot C_P \cdot \zeta \cdot (T_S(\tau) - T_C(\tau))$ - число Релєя;

g - прискорення вільного падіння;

 $\rho = \rho(T_C)/(1 + \zeta \cdot (T_S(\tau) - T_C(\tau)))$ - відносна зміна густини повітря;

 C_P - ізобарна теплоємність повітря при температурі $T_S(\tau)$;

 ζ - температурний коефіцієнт об'ємного розширення повітря.

Формула (6) забезпечує обгрунтоване зменшення конвективного внеску в загальний теплообмін (5), по мірі того, як температура поверхні об'єкту холодильної обробки наближається до температури охолоджуючого повітря.

Також для розрахунку коефіцієнтів тепловіддачі за умов вільної конвекції біля окремих тіл (якщо вони за геометрією близькі до сферичних) можна скористатись формулою:

$$Nu = \pi + \left(\frac{Ra \cdot f(Pr)}{5}\right)^{1/4}.$$
(7)

При цьому характерним розміром об'єкту охолодження також є довжина обтікання, а функція f(Pr) числа Прандтля визначається за формулою:

$$f(Pr) = \left[1 + \left(\frac{0,5}{Pr}\right)^{9/16}\right]^{-16/9}$$

Наведені вище співвідношення для розрахунку коефіцієнтів тепловіддачі при зовнішньому обтіканні об'єктів плодоовочевої сировини можуть бути застосовані для усіх об'єктів заморожування в даній роботі, крім грон винограду та окремих зерен кукурудзи молочної стиглості.

Грона винограду, викладені на сітчастому конвеєрі швидкоморозильного апарату в 1-3 шари, представляють собою «густий прошарок», «нерухомий шар», як систему із специфічно упакованих ягід – куль, який продувається охолоджуючим повітрям. При цьому охолоджуюче повітря рухається знизу догори впродовж повітряних звивистих каналів між окремими ягодами – кулями. Однією з задач тут зразу ж виступає задача визначення аеродинамічного опору «густого прошарку» та підбору відповідного обладнання у системі з повітророзподілювача, теплообмінника - повітроохолоджувача та вентилятора, що забезпечить рух охолоджуючого повітря через конкретний «густий прошарок» з необхідними значеннями швидкості руху $v_C(\tau)$ та температури $T_C(\tau)$ перед входом в прошарок.

«Нерухомі шари», як просторова упаковка тіл тієї чи іншої геометрії, характеризуються величинами питомої внутрішньої поверхні A_{eH} та пористості ε . Остання визначається як відношення значення вільного об'єму шару до значення повного об'єму шару. Розглядаючи питому площу поверні A окремої частинки (ягоди) шару, отримаємо $A_{eH} = A(1-\varepsilon)$. Для сфер з діаметром d, якими можна моделювати ягоди ряду сортів винограду, A = 6/d. В разі тіл, що дещо відхиляються за геометричною формою від сфери, значеннєм d вважають еквівалентний діаметр тіла.

При інтерпретації та обробці експериментальних даних за емпіричними формулами, найчастіше висуваються такі дві гіпотези:

a) «нерухомий шар» складається із великої множини звивистих каналів змінного перерізу;

б) «нерухомий шар» складається із великої множини частинок, що знаходяться в потоці газу чи рідини, і на кожній з цих частинок формується свій власний пограничний шар газу чи рідини (з відповідним коефіцієнтом тепловіддачі).

Виходячи з необхідності розв'язку задачі організації руху охолоджуючого повітря через «нерухомий шар» із грон винограду або зерен кукурудзи, треба вибрати формули для розрахунку величини втрат напору ΔP потоком повітря, якщо «нерухомий шар» має висоту H. Теоретичні дослідження та статистична обробка різними авторами експериментальних даних для «нерухомого шару» зі сфер [4] привела до співвідношення:

$$\frac{\Delta P}{L} = f \cdot \frac{\mu \cdot u \cdot (1 - \varepsilon)^2}{d^2 \cdot \varepsilon^2}; \quad f = m + n \cdot \frac{Re}{1 - \varepsilon}, \quad (8)$$

яке справедливе в достатньо широкому діапазоні чисел Рейнольдса від 0,1 до 10000. При цьому $Re = \rho_{no6} \cdot u \cdot d/\mu$, де ρ_{no6} - густина, u - швидкість

руху в звивистих каналах «нерухомого шару», μ - динамічна в'язкість охолоджуючого повітря.

Емпіричні коефіцієнти при упакуванні «нерухомого шару» сферами діаметром $d \ll L$ (в 10 разів) та з великим горизонтальним розміром (віддаленість стінок) мають значення m = 180; n = 1,8. В разі суттєвої шершавості сфер рекомендується значення n = 1,4. Рівняння (8) враховує втрати напору як за рахунок в'язкого тертя, так і втрат кінетичної енергії (опір форми). Оскільки в «нерухомому шарі» окремі ягоди винограду чи кукурудзи екранують одна одну від теплообміну радіацією, то будемо вважати, що її внеском в загальне значення коефіцієнту тепловіддачі можна знехтувати. Аналогічно знехтуємо внеском за рахунок контактного теплообміну ягід з конструкційним матеріалом транспортної сітки, якщо площа контакту відносно мала.

За другою з вище наведених гіпотез витікає, що середні числа Нусельта при проходженні охолоджуючого повітря через «нерухомий шар» з довільною пористостю визначаються формулами, що характерні для одиноких тіл, з поправкою на контактний теплообмін між цими тілами (сферами):

$$Nu = f \cdot Nu_{c\phi epa}; \ f = l + l, 5(l - \varepsilon), \tag{9}$$

де $Nu = \alpha \cdot d/\lambda$, $Re_{\varepsilon} = u \cdot d/(v \cdot \varepsilon)$; $Nu_{c\phi epa}$ розраховується за формулами (1 - 3) або (6, 7); визначальною температурою в (9) є середнє значення

$$T_m = \frac{T_{exi\partial} + T_{euxi\partial}}{2} \tag{10}$$

температур повітря на виході та вході у «нерухомий шар», а питоме значення теплового потоку розраховується, як добуток α на середньологарифмічне значення температурного напору.

Нарешті, звернемо увагу на можливість заморожування зерен кукурудзи молочної стиглості у псевдозрідженому стані (шарі).

Псевдозріджений шар висотою H та пористістю ε одержують за допомогою потоку повітря, що за рахунок аеродинамічних сил «підіймає» нерухомий шар частинок відповідно висотою H_0 та пористістю ε_0 . При цьому баланс маси твердих частинок

$$H \cdot (1 - \varepsilon) = H_0 \cdot (1 - \varepsilon_0). \tag{11}$$

При великих значеннях пористості ($\varepsilon_0 > 0,48$) початкового нерухомого шару рекомендується розрахункова формула:

$$Re_{\kappa p} = \frac{Ar}{710 + 4\sqrt{Ar}},\tag{12}$$

де *Ar* – число Архимеда.

При швидкості руху зріджуючого повітря, більшій за $u_{\kappa p}$ і при якої можливе унесення твердої частинки за межі псевдозрідженого шару, слід використовувати співвідношення:

В границях між $Re_{\kappa p}$ та Re_t псевдозріджений шар характеризується, як правило, такими значеннями пористості, що теплообмін між зріджуючим повітрям та твердими частинками наближається до теплообміну між повітрям та окремими частинками [3]. Тому відповідні значення коефіцієнтів конвективної тепловіддачі можливо розраховувати за формулами (9, 1-3), враховуючи зміну характерних розмірів при обчисленнях чисел Re та Nu.

Коефіцієнт тепловіддачі при зовнішньому омиванні об'єктів потоком пари азоту може бути розрахованим за вище наведеними співвідношеннями для випадків примусової чи вільної конвекції пари. Але випадок теплообміну при кипінні азоту на поверхні зануреного в нього об'єкту (плодів, овочів) вимагає вибору формул та методів розрахунку, що не розглянуті вище. При зануренні плодів та овочів у рідкий азот буде мати місце велике початкове значення перепаду температур між поверхнею об'єктів та нормальною температурою кипіння рідкого азоту. Тому що температура поверхні вельми швидко зменшиться, сам перепад наблизиться до нуля, відповідний теплообмін і сама температура поверхні об'єкту будуть змінюватися в часі залежно від змінних значень теплового навантаження та тиску рідини. Таке кипіння називають кипінням з недонагріванням, кипінням у великому об'ємі при вільній конвекції пузирів парової фази (в середньому за процес).

Найбільш прийнятною розрахунковою моделлю [3] є формула для розрахунку значень коефіцієнту тепловіддачі

$$\alpha = A \cdot q^{0,7} \cdot F(p^*), \tag{14}$$

де постійна $A = 0,10111 \cdot p_{cr}^{0,69};$

 p_{cr} - критичний тиск фазової рівноваги рідина — пара (для азоту p_{cr} = 3,4 МПа, відповідно A= 1,1512);

 $F(p^*)$ є функцією приведеного тиску кипіння рідини $p^* = p/p_{cr}$ і розраховується за формулою (в умовах вільної конвекції)

$$F(p^*) = 1, 8 \cdot (p^*)^{0, 17}$$

При значенні тиску кипіння азоту p = 0,1013 МПа маємо $p^*=0.02984; F(p^*)=0.99079$. Тоді, для умов кипіння азоту при заморожуванні плодів та овочів в наших експериментальних дослідженнях, маємо за формулою (14)

$$\alpha = 1,1406 \cdot q^{0,7}, \tag{15}$$

де значення q задаються в BT/м², а результат має розмірність BT/(м²·K).

Висновки. Наближену величину *q* теплового потоку на поверхні об'єкту заморожування можна розрахувати за формулою односторонньої похідної температури по координаті через значення температур в трьох Машини і засоби механізації сільськогосподарського виробництва

вузлах температурного поля. Ці розрахунки треба проводити, як і розраховувати самі температурні поля, в режимі «прогноз – корекція».

Література:

1. Войтко В. А. Гидродинамика при замораживании плодов и овощей в псевдосжиженном и плотных слоях / В. А. Войтко, С. И. Глебов, Л. А. Горбунов // Тр. ин-та МолдНИИПП / МолдНИИПП. – 1970. – № 9. – С. 41–48.

2. Рогов И.А. Консервирование пищевых продуктов холодом (теплофизические основы) / И. А. Рогов [и др.]. – М.: Колос, 1999. – 176 с.

3. Справочник по теплообменникам. В 2 томах. Т.1: пер. с англ. / под ред. Б. С. Петухова, В. К. Шикова. - М.: Энергоатомиздат, 1987. - 560 с.

4. Тепло- и массообмен, теплотехнический эксперимент : справочник / под ред. В. А. Григорьева и В. М. Зорина. – М. : Энергоиздат, 1982. – 512 с.

5. Фролов С.В. Тепло-массообмен в расчетах процессов холодильной технологии пищевых продуктов / С. В. Фролов, В. Е. Куцакова, В. Л. Кипнис. – М.: Колос-пресс, 2001. – 143 с.

6. *Чумак И.Г.* Холодильные установки. Проектирование : учебное пособие / *И.Г. Чумак* [и др.]; под ред. И.Г. Чумака. –3–е изд., перераб. и доп.- Одесса: Друк, 2007.- 480 с.

7. *Чижов Г.Б.* Теплофизические процессы в холодильной технологии пищевых продуктов / *Г. Б. Чижов.* – М.: Пищепромиздат, 1979. – 272 с.

8. *Чумак И.Г.* Контактное замораживание растительных продуктов в рассоле / И. Г. Чумак, Л. Д. Гольберг, А. А. Чуркин. – М.: Пищевая промышленность, 1977. – 29 с.

9. Awonorin S. O. Analysis of the heat transfer coefficient for liquid nitrogen droplets in cryogenic freezing of foods / S. O. Awonorin // Int. J. Refrig. – 1993.- Vol. 16, N_{2} 2. – P. 143–151.

10. Levy F.L. Measuring the convective heat transfer coefficient while chilling carcasses / F.L. Levy // Int. J. Refrig. - 1986. - Vol. 9, No. 2. - P. 84-88.

11. 2002 ASHRAE Refrigeration Handbook (Si). Fundamentals. – Atlanta : ASHRAE, 2002 // Chapter 8. Thermal Properties of Foods. - P. 8.1-8.30; Chapter 9. Cooling and Freezing Times of Foods. - P. 9.1-9.15.

ТЕПЛООБМЕН ПРИ ОХЛАЖДЕНИИ И ЗАМОРАЖИВАНИИ ОБЪЕКТОВ ИЗ ПЛОДООВОЩНОГО СЫРЬЯ В ПРОМЫШЛЕННЫХ УСЛОВИЯХ

Ялпачик В.Ф.

Аннотация – приведенные соотношения для расчета коэффициентов теплоотдачи при внешнем обтекании объектов плодоовощного сырья могут быть использованы для всех объектов замораживания, причём эти расчеты нужно выполнять в режиме «прогноз-коррекция».

HEAT TRANSFER DURING INDUSTRIAL COOLING AND FREEZING OF OBJECTS MADE OF FRUIT AND VEGETABLE RAW MATERIALS

V.Yalparchyk

Summary

Presented correlations for calculating heat transfer coefficients at the external flow around objects of fruit and vegetable raw materials can be applied to all frozen items. These calculations should be done in the "prediction-correction" mode.

3MICT

<i>Лурье З.Я., Панченко А.И., Цента Е.Н.</i> Динамическая компенсация колебаний в мехатронном гипроагрегате	3
мобильной машины	
Яхио О М. Струтинський С В. Розробка інерційного	19
лемпфера коливань виконавного органу просторової системи	17
приволів навісного обладнання трактора	
Андренко П.М., Свинаренко М.С. Визначення довговічнос-	30
ті ущільнень при зворотно-поступальному руху	
Панченко А.И., Волошина А.А., Панченко И.А. Разработка	39
стенда для испытаний унифицированного ряда гидравлических	
вращателей планетарного типа	
Волошина А.А. Дослідження ккд гідравлічних обертачів	51
планетарного типу	
Лурье З.Я., Братута Э.Г., Гасюк А.И., Булгаков В.А.,	59
Цехмистро Л.Н. Динамика мехатронного гидропривода	
рабочего колеса поворотно-лопастной гидротурбины	
Полянский А.С., Дубинин Е.А. Обеспечение устойчивости	74
положения средств транспорта при движении по неровностям	
Волошина А.А. Начальные условия моделирования работы	81
гидравлического вращателя планетарного типа	
Финкельштейн З.Л., Палюх А.П. Корректировка искрив-	95
ленного профиля углом зацепления роторного гидромотора с	
планетарной передачей	
Лурье З.Я., Панченко А.И., Соловьев В.М., Гасюк А.И.	103
Многокритериальная оптимизация и численное моделирование	
рабочего процесса шестеренного насоса внешнего зацепления	
Ялпачик В.Ф., Верхоланцева В.А. Исследование влияния	128
условий хранения на изменения клейковины пшеницы	
Братута Э.Г., Панченко А.И., Волошина А.А.,	132
Обернихин Ю.П. Определение гидравлических потерь в	
проточных частях распределительных систем	
непосредственного типа	
Мельник В.И., Аль-Фтиххат Моусаб Абдулвахид	144
Моххамед, Антощенков Р.В. Особенности методики	
восстановления траектории сошника методом парциальных	
ускорений	
<i>Ремарчук М.П., Воронін С.В.</i> Вплив в'язкості рідини на	155
процес гідродинамічного змащування в рухомих з'єднаннях із	
зворотньо-поступальним рухом	
Куценко Ю.М. Технологічні аспекти та технічні засоби	165
виробництва біогазу	

Ломейко О.П., Кулінченко В.Р. Термодинамічний і тепло-	174
вий підходи до стійкості фаз під час кипіння рідин	
Гвоздєв О.В., Ялпачик О.В., Гамова А.В. Обгрунтування	186
конструкції дробарки зерна прямого удару	
Скляр О.Г., Скляр Р.В. Аналіз конструкцій біогазових	196
установок з вібраційною інтенсифікацією процесу анаеробного	
бродіння	
Болтянська Н.І., Болтянський О.В. Аналіз шляхів підви-	204
щення ефективності використання машинно-тракторного парку	
Безпалов Р.І., Мілько Д.О. критеріальна модель неріномір-	210
ності подачі дрібнодисперсних матеріалів	
Вершков О.О., Коломієць С.М. Обґрунтування параметрів	217
чизельних культиваторів для передпосівного обробітку ґрунту	
Стефановський О.Б., Гуйва С.Д. Про залежність характер-	225
ного часу розгону автомобілів від їхніх основних параметрів	
Кліценко Г.Г. Галузева система відстеження потенційних	229
небезпек та виробничих ризиків в АПК	
Буніна Л. М. Кінетичні діаграми руйнування марганцевис-	237
тих сталей	
Болтянський О.В., Болтянська Н.І. Вплив технологічних	243
параметрів продуктивності тварин на підвищення конкурентос-	
проможності галузі свинарства	
Кишко М.Л., Болтянський Б.В., Болтянський О.В. Аналіз	253
шляхів підвищення надійності комплексного посівного машин-	
но-тракторного агрегату	
Петров В.О., Бондар А.М., Петров А.В. Конструктивна ре-	259
алізація перспективних рульових керувань мобільних машин	
$X_{anuauvo} C = 1$ Боли Ю П Математическая молель рассло-	267
ения псерлолжиженной зернорой смеси на розлухопроницаемой	
скатной плоскости типа «ценьуйцатое» решето	
ekarhou indekoetu tuna «4emyu4atoe» pemeto	
Харченко С.А. К построению трехмерной гидродинамиче-	275
ской модели динамики пузырьковой псевдоожиженой зерновой	
смеси по структурному виброрешету	
Антощенков Р.В. До побудови математичної моделі руху	282
багатоелементних мобільних машин та обгрунтуванню зв'язків	
між ними	
Зуга 1 1 Имитанионное молетирование опасных ситуаний	288
<i>Буев А.А.</i> имитационное моделирование опасных ситуации	_00
при обслуживании топливных баков	005
<i>Милаева И.И.</i> Применение системы ABS на автомобилях	296
Серая Е.М. Обоснование энергосберегающих режимов	301
работы вентиляторного опрыскивателя на виноградниках	

Бешун О.А. До питання доцільності застосування сигналі-	307
заторів завантаження двигунів машинно-тракторних агрегатів	
Стефановський О.Б. Особливості перспективних умов	320
функціонування агропромислового комплексу	
Зуев А.А. Методика коррекции экспериментальных данных	327
стендовых испытаний двигателей внутреннего сгорания	
Милаева И.И. Особенности двигателей внутреннего	335
сгорания при работе на водороде	
Побігун А.М., Бойко О.В., Халіман І.О. Вдосконалення ви-	340
робничих процесів у тваринництві за рахунок нормування часу	
Потапова С.С. Комплексна методика порівняльного	347
оцінювання подрібнювачів зернових кормів	
Халіман І.О., Побігун А.М., Бойко О.В. Екологічні аспекти	353
при виробництві продукції тваринництва	
Ялпачик В.Ф. Розрахунок теплофізичних властивостей	358
овочів	
Колодій О.С. Економічний розрахунок ефективності	363
використання аеродинамічного сепаратора з вертикальним	
аспіраційним каналом	
Ялпачик В.Ф. Теплообмін при охолодженні та заморожу-	370
ванні об'єктів з плодоовочевої сировини в промислових умовах	

Наукове фахове видання

Праці Таврійського державного агротехнологічного університету

Випуск 14. Том. 3

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 30.12.2014 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