

Polish Academy of Sciences
University of Engineering and Economics in Rzeszów
University of Life Sciences in Lublin
Faculty of Production Engineering

MOTROL

**COMMISSION OF MOTORIZATION AND ENERGETICS
IN AGRICULTURE**

**AN INTERNATIONAL JOURNAL
ON OPERATION OF FARM
AND AGRI-FOOD INDUSTRY MACHINERY**

Vol. 18, No 1

LUBLIN – RZESZÓW 2016

Editor-in-Chief: *Eugeniusz Krasowski*

Assistant Editor: *Jerzy Grudziński*

Associate Editors

1. Agricultural machinery: *Dmytro Voytiuk*, Kiev, *Mariusz Szymanek*, Lublin
2. Machinery of agri-food industry: *Leszek Mościcki*, Lublin
3. Energetics: *Iliia Nikolenko*, Simferopol, *Janusz Wojdalski*, Warszawa
4. Land management, urban planning, architecture and geodesy: *Karol Noga*, Kraków, *Roman Kadaj*, Rzeszów, *Michał Proksa*, Rzeszów, *Lech Licholaj*, Rzeszów
5. Mathematical, statistics: *Andrzej Kornacki*, Lublin, *Rostislav Bun*, Lviv

Editorial Board

Dariusz Andrejko, Lublin, Poland
Andrzej Baliński, Kraków, Poland
Volodymyr Bulgakow, Kiev, Ukraine
Zbigniew Burski, Lublin, Poland
Karol Cupiał, Częstochowa, Poland
Aleksandr Dashchenko, Odessa, Ukraine
Kazimierz Dreszer, Lublin, Poland
Konstantin Dumenko, Mykolayiv, Ukraine
Dariusz Dziński, Lublin, Poland
Stepan Epoyan, Kharkiv, Ukraine
Jan Gliński, Lublin, Poland
Dimitriy Goncharenko, Kharkiv, Ukraine
Janusz Grzelka, Częstochowa, Poland
Aleksandr Holubenko, Lugansk, Ukraine
L.P.B.M. Jonssen, Groningen, Holland
Stepan Kovalyshyn, Lviv, Ukraine
Józef Kowalczyk, Lublin, Poland
Volodymyr Kravchuk, Kiev, Ukraine
Petro Kulikov, Kiev, Ukraine
Elżbieta Kusińska, Lublin, Poland
Andrzej Kusz, Lublin, Poland
Janusz Laskowski, Lublin, Poland
Kazimierz Lejda, Rzeszów, Poland
Jerzy Merkiś, Poznań, Poland
Jarosław Mykhajlovych, Kiev, Ukraine
Janusz Mysłowski, Szczecin, Poland

Jaromir Mysłowski, Szczecin, Poland
Ignacy Niedziółka, Lublin, Poland
Stanislav Nikolajenko, Kiev, Ukraine
Paweł Nosko, Lugansk, Ukraine
Gennadij Oborski, Odessa, Ukraine
Yurij Osenin, Lugansk, Ukraine
Marian Panasiewicz, Lublin, Poland
Sergiej Pastushenko, Mykolayiv, Ukraine
Iwan Rohowski, Kiev, Ukraine
Zinovii Ruzhlyo, Kiev, Ukraine
Vjacheslav Shebanin, Mykolayiv, Ukraine
Povilas A. Sirvydas, Kaunas, Lithuania
Volodymyr Snitynskiy, Lviv, Ukraine
Stanisław Sosnowski, Rzeszów, Poland
Henryk Sobczuk, Lublin, Poland
Ludvikas Spokas, Kaunas, Lithuania
Andrzej Stępniewski, Lublin, Poland
Michał Sukach, Kiev, Ukraine
Aleksandr Sydorchuk, Kiev, Ukraine
Beata Ślaska-Grzywna, Lublin, Poland
Wojciech Tanaś, Lublin, Poland
Giorgiy F. Tayanowski, Minsk, Bielarus
Leonid Tishchenko, Kharkiv, Ukraine
Denis Viesturs, Ulbrok, Latvia
Anatolij Yakovenko, Odessa, Ukraine
Tadeusz Złoto, Częstochowa, Poland

All the articles are available on the webpage: <http://www.pan-ol.lublin.pl/wydawnictwa/Teka-Motrol.html>

All the scientific articles received positive evaluations by independent reviewers

Linguistic consultant: *Boris Boltianskyi*, *Stepan Kovalyshyn*
Typeset: *Viktor Shevchuk*, *Adam Niezbecki*
Cover design: *Hanna Krasowska-Kołodziej*
Photo on the cover: *Janusz Laskowski*

© Copyright by Polish Academy of Sciences 2016

© Copyright by University of Engineering and Economics in Rzeszów 2016

© Copyright by University of Life Sciences in Lublin 2016

in co-operation with Tauria State Agrotechnological University in Melitopol 2016

Editorial Office address

Polish Academy of Sciences Branch in Lublin
Pałac Czartoryskich, Plac Litewski 2, 20-080 Lublin, Poland
e-mail: eugeniusz.krasowski@up.lublin.pl

Printing

Lviv National Agrarian University, St. Vladimir the Great, 1, Dubliany

Publishing Office address

Lviv National Agrarian University, St. Vladimir the Great, 1, Dubliany

ISSN 1730-8658
Edition 150+16 vol.

МОДЕЛИРОВАНИЕ ПЛОСКО-ПАРАЛЛЕЛЬНОГО ДВИЖЕНИЯ В ВЕРТИКАЛЬНОЙ ПЛОСКОСТИ ШИРОКОКОЛЕЙНОГО АГРОСРЕДСТВА ДЛЯ КОЛЕЙНОЙ СИСТЕМЫ ЗЕМЛЕДЕЛИЯ

Владимир Кувачев, Василий Митков, Александр Шульга

Таврический государственный агротехнологический университет

Пр. Б. Хмельницкого, 18, Мелитополь, Украина. E-mail: kuvachoff@mail.ru

Vladimir Kuvachov, Vasil Mitkov, Alexandr Shulga

Tavria State Agrotechnological University

B. Khmelnitsky Avenue, 18, Melitopol, Ukraine. E-mail: kuvachoff@mail.ru

Аннотация. Перспективными средствами механизации для колёсной системы земледелия (Controlled Traffic Farming) являются специализированные ширококолёсные агросредства (Wide Span Tractor). Эффективность практического использования последних зависит от обоснованной научной базы или теоретических основ, относительно изучения их технологических свойств.

В статье представлены теоретические основы динамики плоскопараллельного движения специализированного ширококолёсного агросредства в вертикальной плоскости. Модель функционирования ширококолёсного агросредства, как динамической системы, рассмотрена в виде ее реакции на входные возмущения. Последними являются толчки и удары, вызванные неровностями профиля постоянной технологической колеи и неравномерностью тягового сопротивления сельскохозяйственных орудий технологической части агросредства.

В основу теоретических исследований положены основные принципы теоретической механики, теории мобильных энергетических средств, статистической динамики и теории автоматического регулирования линейных динамических систем при воспроизведении ими статистически случайных возмущающих входных воздействий. В основу анализа оценки степени влияния схемы и параметров ширококолёсного агросредства на динамику его движения в вертикальной плоскости положены амплитудные и фазовые частотные характеристики. Физическим объектом теоретических исследований являлся опытный образец специализированного агросредства для колёсной системы земледелия конструкции ТГАТУ.

Математические модели движения агросредства представлены в дифференциальной и операторной форме записи. На основании математических моделей построены расчетные амплитудно- и фазово-частотные характеристики отработки возмущающих воздействий: отработки остоном ширококолёсного агросредства и его технологической частью колебаний профиля пути с разными параметрами шин опорных колес и давлением в них, разной массой сельскохозяйственных орудий. А также отработки ширококолёсным агросредством колебаний тягового сопротивления сельскохозяйственного орудия при разном положении навесного механизма. Построены математические модели, амплитудно- и фазово-частотные характеристики позволяют оценить влияние возмущающих воздействий на динамику движе-

ния специализированного ширококолёсного агросредства в вертикальной плоскости, а также его конструктивных и других параметров на плавность хода.

Ключевые слова: Controlled Traffic Farming, Wide Span Tractor, колёсное земледелие, мостовой трактор, теоретические исследования, движение в вертикальной плоскости.

ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМЫ

Одним из путей повышения культурно-технологического уровня земледелия является применение постоянной технологической колеи (Controlled Traffic Farming – CTF) [1]. Перспективность колёсного земледелия создает основу для автоматизации и роботизации большинства технологических процессов в растениеводстве, обеспечивает эффективное внедрение «точного» земледелия и дает другие существенные преимущества [2-4].

Практическая реализация основных принципов колёсной системы земледелия традиционными тракторно-комбайновыми средствами механизации осложнена определенными проблемами при их использовании. К основным, из которых, следует отнести сложность согласования параметров ходовых систем машинно-тракторных и комбайновых агрегатов параметрам технологической колеи, тяговых свойств энергетических средств с шириной захвата сельскохозяйственных машин/орудий и т.п. [5]. Безальтернативное повсеместное применение традиционных тракторно-комбайновых технологий, как отмечается в [2, 3], создает ряд серьезных проблем, основными из которых является ухудшения эффективного плодородия почвы, низкий энергетический КПД, невозможность автоматизации производственных процессов, истощение естественных запасов топлива и т.д. Научно-технический прогресс создания или усовершенствование традиционной техники для сельского хозяйства неизбежно приводит к тому, что ее улучшение достигается ценой последовательного роста затрат на единицу полезного эффекта [3]. Создание новых машин направлено преимущественно на совершенствование традиционных принципов и осложнение базовых конструкций, их подорожание, т.е. в направлении, которое исчерпало свой потенциал [3].

Перспективными в этом плане является использование специализированных ширококолёсных средств механизации сельскохозяйственного производства для колёсной системы земледелия (Wide Span Tractor) [5-8]. Применение указанных средств

механизации позволяет получать максимальную эффективность (технологическую, социальную, экологическую, экономическую) в процессах обработки почвы и ухода за культурными растениями [2].

Эффективность практического использования таких специализированных ширококолейных средств механизации сельскохозяйственного производства для колеиной системы земледелия зависит от обоснованной научной базы или теоретических основ, относительно изучения их технологических свойств.

Ширококолейное агросредство в своем движении представляет собой довольно сложную динамическую систему. В частности, динамика его вертикальных колебаний обуславливается рядом конструктивных параметров, к которым относятся и параметры пневматической шины опорных колес [9]. При увеличении основных размеров последних (ширины и диаметра), исходя из формулы Хейдекеля [10], увеличивается и коэффициент жесткости шины, который непосредственно оказывает влияние на динамику вертикальных колебаний агросредства.

Известная ныне методология выбора конструктивных схем, обоснования параметров и режимов работы машинно-тракторных агрегатов на основе традиционных энергетических средств [11-13] практически не подходит для изучения динамики движения специализированных ширококолейных агросредств. Преимущественно по причине нетипичной компоновочной схемы, специфики их агрегатирования и условий функционирования.

Конструктивно-технологические особенности указанных ширококолейных средств механизации требуют разработки принципиально новой системы их функционирования и использования.

АНАЛИЗ ПОСЛЕДНИХ ИССЛЕДОВАНИЙ И ПУБЛИКАЦИЙ

Среди ученых, которые внесли весомый вклад в развитие колеиной системы земледелия можно отнести Черепухина В.Д., Медведева В.В., Yuxia L, Tullberg J., Freebairn D., Taylor J., Williford J., Татибер Й., Ziebarth P., Євтушенко В. О., Жолобецкого Г.И., Улексина В.О., Надыкто В.Т., Кюрчева В.Н. и др. [12]. Результаты многолетних теоретических и экспериментальных исследований на выращивании сельскохозяйственных культур с применением постоянной технологической колеи позволили ученым сформировать требования к параметрам постоянной технологической колеи, энергетической и технологической части машинно-тракторного агрегата для ее формирования [2].

Однако, исчерпанность возможностей и перспектив дальнейшего развития традиционных тракторно-комбайновых технологий, по мнению Тимонина В.Д., Жалнина Э.В., Муфтьева Р.С., Жука В.Я., Дрынчи В.М., Погорелого Л.В., Улексина В.О., Надыкты В.Т. [2, 3] не позволяет реализовать основные принципы колеиной системы земледелия и заставляет искать новые эффективные пути решения этой проблемы.

К наиболее перспективным направлениям механизации колеиной системы земледелия следует

отнести использование ширококолейных (мостовых) агросредств (Wide Span Tractor) [6-8]. Поиску путей практического применения потенциально возможных схем ширококолейных (мостовых) агросредств уделяли внимание в своих исследованиях В.А. Правоторов, В. В. Лазовский, В.П. Бондаренко, А.К. Дидебулидзе, В.Т. Змиевский, Г.А. Микаэлян, В.Д. Тимонин, Ю.М. Жуков, И.А. Майсов, Ю.И. Афанасиков, В.И. Городничев, В.Ф. Косенко, В.В. Иванов, Н.И. Хабрат, В.О. Улексин, В.Т. Надыкто [2, 3, 7, 8, 14]. В последнее время следует отметить Н. Pedersena, который изучает перспективы использования мостового трактора ASA-Lift WS 9600 WS [6].

Сделав определенный вклад в решении проблем использования ширококолейных средств механизации, предшественники не всегда учитывают возможность практической реализации предлагаемых решений. Очень часто оказывается, что идеи создания ширококолейной машины, оторванные от реальности и даже при поверхностном анализе оказываются их экономическая или техническая несостоятельность. И тем более предшественниками не разработана соответствующая методология обоснования схем, параметров и режимов работы указанных ширококолейных средств механизации в соответствии с принципами их функционирования в колеиной системе земледелия, возможности их дальнейшей автоматизации и роботизации, исходя из предметного анализа устойчивости, управляемости, поворотливости и плавности их рабочего движения по следам постоянной технологической колеи.

Следует отметить, что до сегодняшнего дня отсутствует общая теория, методика расчета специализированных ширококолейных средств механизации сельскохозяйственного производства для колеиной системы земледелия и их отдельных механизмов, т.е. механико-технологические основы их функционирования и машиноиспользования.

Математические модели функционирования традиционных машинно-тракторных агрегатов, разработанные в свое время Василенко П.М., Габасм Е.В., Кутьковым Г.М., Надыкто В.Т., Кюрчевым В.Н. [11,12], как было отмечено ранее, не могут быть использованными для решения указанной проблемы. В связи с этим, с позиции эффективного использования указанных ширококолейных агросредств возникают нерешенные вопросы относительно изучения условий, которые накладываются на их конструктивные и другие параметры.

ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Цель работы – разработка математических моделей функционирования специализированных ширококолейных средств механизации сельскохозяйственного производства для колеиной системы земледелия в продольно-вертикальной плоскости и, на их основе, исследование влияния кинематических и силовых параметров их энергетической и технологической части на динамику движения, а также уточнение требований к характеристикам продольного профиля неровностей в следах технологической колеи.

ИЗЛОЖЕНИЕ ОСНОВНОГО МАТЕРИАЛА

Модель функционирования ширококолейного агросредства, как динамической системы, удобно рассматривать в виде ее реакции на входное возмущение, характер отработки которого однозначно определяет плавность хода [15]. В данном случае возмущениями являются толчки и удары, вызванные неровностями профиля постоянной технологической колеи и неравномерностью тягового сопротивления сельскохозяйственных орудий технологической части агросредства.

Качество отработки тот или иной динамической системой входных переменных зависит от ее характеристик. Применительно к ширококолейному агросредству такими характеристиками являются его схема, конструктивные, кинематические и другие параметры. Поэтому, правильный выбор последних с позиции желаемой устойчивости движения обеспечивает ширококолейному агросредству оптимальное преобразование возмущений, которых он испытывает.

Известно, что преобразующие свойства динамической системы могут быть выражены передаточными функциями и частотными характеристиками [16, 17]. Именно такие характеристики, по мнению многих ученых, дают наиболее полное и физическое представление о реакциях сельскохозяйственного агрегата на разные возмущения, а также о переходных и устойчивых процессах его работы [15-17].

Для теоретического анализа передаточных функций и частотных характеристик необходима система соответствующих дифференциальных уравнений, которые связывают исходные переменные с входными возмущениями [18], т.е. математическая модель самого процесса. На данном этапе исследований целесообразно рассмотреть ее в виде системы линейных уравнений. Такая идеализация является довольно эффективной в данном случае, поскольку динамика движения специализированного ширококолейного агросредства изучена еще не достаточно. А именно знание о ней дает возможность физически осмыслить полученный результат и накопить опыт проектирования.

В процессе решения задач оптимизации параметров линейной стационарной динамической системы в качестве операторов будем использовать амплитудные (АЧХ) и фазовые (ФЧХ) частотные характеристики. Для этого, после написания соответствующих дифференциальных уравнений и составления передаточных функций на их основе, необходимо рассчитать и проанализировать АЧХ и ФЧХ по обоим принятым входным возмущениям. Для упрощения составления дифференциальных уравнений приняты следующие положения и допущения: угловые колебания технологической части ширококолейного агросредства не рассматриваются; колебание тягового сопротивления сельскохозяйственных орудий не оказывают влияния на скорость поступательного перемещения ширококолейного агросредства, в силу чего она принимается постоянной; неровности профиля постоянной технологической

колеи представляют собой случайную эргодическую стационарную функцию пути; наклон ширококолейного агросредства в продольно-поперечной плоскости отсутствует; силы сопротивления в шинах опорных колес принимаются пропорциональными скорости колебаний, а характеристики упругих элементов – линейными.

Представим реальное ширококолейное агросредство эквивалентной ему динамической моделью (рис. 1), которая имеет три степени свободы в виде вертикальных колебаний: 1) передней части остова (Z_1) агросредства; 2) задней части остова (Z_2) агросредства; 3) остова технологической части (Z_3).

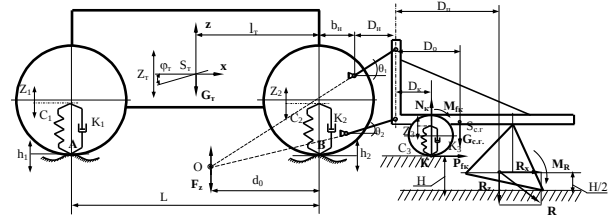


Рис. 1. Схема сил, действующих на специализированное ширококолейное агросредство для колесной системы земледелия

Fig. 1. Scheme of the forces acting on Wide Span Tractor for Controlled Traffic Farming

Математическая модель плоско-параллельного движения ширококолейного агросредства в продольно вертикальной плоскости, построенная на основании уравнения Лагранжа II рода, имеет вид:

$$\begin{cases} A_{11} \cdot \ddot{Z}_1 + A_{12} \cdot \dot{Z}_1 + A_{13} \cdot Z_1 + A_{14} \cdot \ddot{Z}_2 = \\ = f_{11} \cdot \dot{h}_1 + f_{12} \cdot h_1 + f'_{13} \cdot R_x + f_{14} \cdot R_z + f_{15} \cdot M_R + f_{16}; \\ A_{21} \cdot \ddot{Z}_2 + A_{22} \cdot \dot{Z}_2 + A_{23} \cdot Z_2 + A_{24} \cdot \ddot{Z}_1 = \\ = f_{21} \cdot \dot{h}_2 + f_{22} \cdot h_2 + f'_{23} \cdot R_x + f_{24} \cdot R_z + f_{25} \cdot M_R + f_{26}; \\ A_{31} \cdot \ddot{Z}_3 + A_{32} \cdot \dot{Z}_3 + A_{33} \cdot Z_3 = \\ = f_{31} \cdot \dot{h}_3 + f_{32} \cdot h_3 + f'_{33} \cdot R_x + f_{34} \cdot R_z + f_{35} \cdot M_R + f_{36}, \end{cases} \quad (1)$$

где:

$$\begin{aligned} A_{11} &= (M_m \cdot l_m^2 + J_{muy}) / L^2; \quad A_{12} = K_1; \quad A_{13} = C_1; \\ A_{14} &= 2(M_m \cdot l_m \cdot (L - l_m) - J_{muy}) / L^2; \quad A_{31} = M_{c.c.}; \quad A_{32} = K_3; \\ A_{33} &= C_3; \quad f_{11} = K_1; \quad f_{12} = C_1; \quad f'_{13} = \frac{0,5 \cdot H \cdot d_0}{L(d_0 + b_n + D_n + D_k)}; \\ f_{14} &= \frac{d_0(D_n - D_k)}{L(d_0 + b_n + D_n + D_k)}; \quad f_{15} = \frac{d_0}{L(d_0 + b_n + D_n + D_k)}; \\ f_{16} &= \frac{d_0 \cdot G_{c.c.}(D_0 - D_k + f_{c.c.} \cdot r_{k.c.c.})}{L(d_0 + b_n + D_n + D_k)}; \quad f'_{33} = \frac{0,5 \cdot H}{(d_0 + b_n + D_n + D_k)}; \\ f_{34} &= \frac{(D_n - D_k)}{(d_0 + b_n + D_n + D_k)}; \\ A_{21} &= (M_m \cdot (L - l_m)^2 + J_{muy}) / L^2; \quad A_{22} = K_2; \quad A_{23} = C_2; \\ A_{24} &= 2(M_m \cdot l_m \cdot (L - l_m) - J_{muy}) / L^2; \quad f_{21} = K_2; \quad f_{22} = C_2; \\ f_{31} &= K_3; \quad f_{32} = C_3; \quad f'_{23} = \frac{0,5 \cdot H \cdot (1 - d_0)}{L(d_0 + b_n + D_n + D_k)}; \\ f_{24} &= -\frac{(1 - d_0) \cdot (D_n - D_k)}{L(d_0 + b_n + D_n + D_k)}; \quad f_{25} = \frac{(1 - d_0)}{L(d_0 + b_n + D_n + D_k)}; \\ f_{26} &= \frac{(1 - d_0) \cdot G_{c.c.}(D_0 - D_k + f_{c.c.} \cdot r_{k.c.c.})}{L(d_0 + b_n + D_n + D_k)}; \\ f_{35} &= -\frac{1}{(d_0 + b_n + D_n + D_k)}; \quad f_{36} = \frac{G_{c.c.}(D_0 - D_k + f_{c.c.} \cdot r_{k.c.c.})}{(d_0 + b_n + D_n + D_k)}. \end{aligned}$$

В системе уравнений (1) M_T, J_{ST} – масса (кг) и момент инерции ($\text{кН} \cdot \text{м} \cdot \text{с}^2$) агросредства относительно оси, которая проходит через т. S_T (рис. 1); $K_1, K_2, K_3, C_1, C_2, C_3$ – приведенные коэффициенты сопротивления деформации диссипативных ($\text{кН} \cdot \text{с} / \text{м}$) и упругих ($\text{кН} / \text{м}$) элементов системы поддрессорования агросредства и его технологической части; $M_{с.г.}, G_{с.г.}$ – масса (кг) и сила веса (кН) сельскохозяйственных орудий; L, l_T – база и продольная координата центра масс агросредства, м; H – глубина обработки почвы, м; $f_{с.г.}$ – коэффициент сопротивления качению опорного колеса технологической части; $r_{к.с.г.}$ – радиус качения опорного колеса; $d_0, b_H, D_H, D_K, D_O, D_{II}$ – конструктивные параметры, природа которых понятна из рис. 1.

В операторной форме записи система уравнений (1) после преобразования Лапласа имеет вид:

$$\begin{cases} K_{11} \cdot Z_1(s) + K_{12} \cdot Z_2(s) + K_{13} \cdot Z_3(s) = F_{11} \cdot h_1(s) + F_{12} \cdot h_2(s) + \\ + F_{13} \cdot h_3(s) + F_{14} \cdot R_x(s) + F_{15} \cdot R_z(s) + F_{16} \cdot M_R(s) + F_{17}; \\ K_{21} \cdot Z_1(s) + K_{22} \cdot Z_2(s) + K_{23} \cdot Z_3(s) = F_{21} \cdot h_1(s) + F_{22} \cdot h_2(s) + \\ + F_{23} \cdot h_3(s) + F_{24} \cdot R_x(s) + F_{25} \cdot R_z(s) + F_{26} \cdot M_R(s) + F_{27}; \\ K_{31} \cdot Z_1(s) + K_{32} \cdot Z_2(s) + K_{33} \cdot Z_3(s) = F_{31} \cdot h_1(s) + F_{32} \cdot h_2(s) + \\ + F_{33} \cdot h_3(s) + F_{34} \cdot R_x(s) + F_{35} \cdot R_z(s) + F_{36} \cdot M_R(s) + F_{37}, \end{cases} \quad (2)$$

где:

$$\begin{aligned} K_{11} &= A_{11} \cdot s^2 + A_{12} \cdot s + A_{13}; & K_{12} &= A_{14} \cdot s^2; & K_{21} &= A_{24} \cdot s^2; \\ K_{22} &= A_{21} \cdot s^2 + A_{22} \cdot s + A_{23}; & K_{13} &= K_{23} = K_{31} = K_{32} = 0; \\ K_{33} &= A_{31} \cdot s^2 + A_{32} \cdot s + A_{33}; & s &= d/dt; \\ F_{11} &= f_{11} \cdot s + f_{12}; & F_{12} &= F_{13} = 0; \\ F_{14} &= f'_{13}; & F_{15} &= f_{14}; & F_{16} &= f_{15}; & F_{17} &= f_{16}; \\ F_{21} &= F_{23} = 0; & F_{22} &= f_{21} \cdot s + f_{22}; & F_{24} &= f'_{23}; \\ F_{25} &= f_{24}; & F_{26} &= f_{25}; & F_{31} &= F_{32} = 0; \\ F_{33} &= f_{31} \cdot s + f_{32}; & F_{34} &= f'_{33}; & F_{35} &= f_{34}; \\ F_{36} &= f_{35}; & F_{37} &= f_{36}. \end{aligned}$$

Основными возмущениями, вызывающими вертикальные перемещения ширококолейного агросредства в продольно-вертикальной плоскости, являются колебания амплитуды продольного профиля пути под передними (h_1) и задними (h_2) его колесами в зоне постоянной технологической колеи и опорными колесами технологической части (h_3), а также колебание тягового сопротивления сельскохозяйственного орудия (R_x и R_z) и главный момент сопротивления (M_R) (рис. 1). Указанные возмущения являются входными величинами в системе уравнений (1). А исходными параметрами последней являются амплитуды перемещений передней (Z_1) и задней (Z_2) части остова агросредства и колебаний остова технологической части (Z_3).

При отработке ширококолейным агросредством возмущающих воздействий выражения передаточных функций, которые были выбраны для анализа, имеют вид:

$W_1(s) = D_{11}/D_0$ – передаточная функция по профилю пути под задними колесами агросредства относительно колебаний его остова над задними колесами;

$W_2(s) = D_{12}/D_0$ – передаточная функция по профилю пути под передними колесами агросредства относительно колебаний его остова над передними коле-

сами;

$W_3(s) = D_{13}/D_0$ – передаточная функция по профилю пути под опорными колесами технологической части агросредства относительно колебаний ее остова;

$W_4(s) = D_{14}/D_0$ – передаточная функция по горизонтальной реакции сопротивления сельскохозяйственного орудия относительно колебаний остова над задними колесами агросредства;

$W_5(s) = D_{15}/D_0$ – передаточная функция по вертикальной реакции сопротивления сельскохозяйственного орудия относительно колебаний остова над задними колесами агросредства.

где: $D_0, D_{11}, \dots, D_{15}$ – определители, определяемые следующим образом:

$$\begin{aligned} D_0 &= a_6 \cdot s^6 + a_5 \cdot s^5 + a_4 \cdot s^4 + a_3 \cdot s^3 + a_2 \cdot s^2 + a_1 \cdot s^1 + a_0; \\ D_{11} &= (A_{11} \cdot s^2 + A_{12} \cdot s^1 + A_{13}) \cdot (f_{21} \cdot s^1 + f_{22}) \cdot (A_{11} \cdot s^2 + A_{12} \cdot s^1 + A_{13}); \\ D_{12} &= (A_{31} \cdot s^2 + A_{32} \cdot s^1 + A_{33}) \cdot (f_{11} \cdot s^1 + f_{12}) \cdot (A_{21} \cdot s^2 + A_{22} \cdot s^1 + A_{23}); \\ D_{13} &= (f_{31} \cdot s^1 + f_{32}) \cdot (A_{14} \cdot s^2 \cdot A_{24} \cdot s^2 - (A_{11} \cdot s^2 + A_{12} \cdot s^1 + A_{13}) \cdot \\ &\cdot (A_{21} \cdot s^2 + A_{22} \cdot s^1 + A_{23})); \\ D_{14} &= (A_{31} \cdot s^2 + A_{32} \cdot s^1 + A_{33}) \cdot ((A_{11} \cdot s^2 + A_{12} \cdot s^1 + A_{13}) \cdot f'_{23} - A_{24} \cdot s^2 \cdot f'_{13}); \\ D_{15} &= (A_{31} \cdot s^2 + A_{32} \cdot s^1 + A_{33}) \cdot ((A_{11} \cdot s^2 + A_{12} \cdot s^1 + A_{13}) \cdot f'_{24} - A_{24} \cdot s^2 \cdot f'_{14}); \end{aligned}$$

где:

$$\begin{aligned} a_6 &= (A_{11} \cdot A_{21} - A_{14} \cdot A_{24}) \cdot A_{31}; \\ a_5 &= (A_{12} \cdot A_{21} + A_{11} \cdot A_{22}) \cdot A_{31} + (A_{11} \cdot A_{21} - A_{14} \cdot A_{24}) \cdot A_{32}; \\ a_4 &= (A_{13} \cdot A_{21} + A_{12} \cdot A_{22} + A_{11} \cdot A_{23}) \cdot A_{31} + \\ &+ (A_{12} \cdot A_{21} + A_{11} \cdot A_{22}) \cdot A_{32} + (A_{11} \cdot A_{21} - A_{14} \cdot A_{24}) \cdot A_{33}; \\ a_3 &= (A_{13} \cdot A_{22} + A_{12} \cdot A_{23}) \cdot A_{31} + (A_{13} \cdot A_{21} + A_{12} \cdot A_{22} + A_{11} \cdot A_{23}) \cdot A_{32} + \\ &+ (A_{12} \cdot A_{21} + A_{11} \cdot A_{22}) \cdot A_{33}; \\ a_2 &= A_{13} \cdot A_{23} \cdot A_{31} + (A_{13} \cdot A_{22} + A_{12} \cdot A_{23}) \cdot A_{32} + \\ &+ (A_{13} \cdot A_{21} + A_{12} \cdot A_{22} + A_{11} \cdot A_{23}) \cdot A_{33}; \\ a_1 &= A_{13} \cdot A_{23} \cdot A_{32} + (A_{13} \cdot A_{22} + A_{12} \cdot A_{23}) \cdot A_{33}; \\ a_0 &= A_{13} \cdot A_{23} \cdot A_{33}; \end{aligned}$$

После подстановки указанных определителей в передаточные функции W_1 – W_5 общий вид последних примет вид:

$$W_i(s) = \frac{b_5 \cdot s^5 + b_4 \cdot s^4 + b_3 \cdot s^3 + b_2 \cdot s^2 + b_1 \cdot s^1 + b_0}{a_6 \cdot s^6 + a_5 \cdot s^5 + a_4 \cdot s^4 + a_3 \cdot s^3 + a_2 \cdot s^2 + a_1 \cdot s^1 + a_0}, \quad (3)$$

где: $b_0, \dots, b_6$ – коэффициенты, природа которых обусловлена функциональной зависимостью конструктивно-технологических параметров исследуемого агросредства и характеристиками возмущающего воздействия:

$$\begin{aligned} - \text{для } W_1: & b_5 = f_{21} \cdot A_{11} \cdot A_{31}; \\ b_4 &= f_{21} \cdot (A_{11} \cdot A_{32} + A_{12} \cdot A_{31}) + f_{22} \cdot A_{11} \cdot A_{31}; \\ b_3 &= f_{21} \cdot (A_{11} \cdot A_{33} + A_{12} \cdot A_{32} + A_{31} \cdot A_{13}) + f_{22} \cdot (A_{11} \cdot A_{32} + A_{12} \cdot A_{31}); \\ b_2 &= f_{21} \cdot (A_{12} \cdot A_{31} + A_{13} \cdot A_{32}) + f_{22} \cdot (A_{11} \cdot A_{33} + A_{12} \cdot A_{32} + A_{13} \cdot A_{31}); \\ b_1 &= f_{22} \cdot (A_{12} \cdot A_{33} + A_{13} \cdot A_{32}) + f_{21} \cdot A_{13} \cdot A_{33}; \\ b_0 &= f_{22} \cdot A_{13} \cdot A_{33}; \\ - \text{для } W_2: & b_5 = f_{11} \cdot A_{21} \cdot A_{31}; \\ b_4 &= f_{11} \cdot (A_{21} \cdot A_{32} + A_{22} \cdot A_{31}) + f_{12} \cdot A_{21} \cdot A_{31}; \\ b_3 &= f_{11} \cdot (A_{22} \cdot A_{32} + A_{21} \cdot A_{33} + A_{23} \cdot A_{31}) + f_{12} \cdot (A_{21} \cdot A_{32} + A_{22} \cdot A_{31}); \\ b_2 &= f_{11} \cdot (A_{22} \cdot A_{33} + A_{23} \cdot A_{32}) + f_{12} \cdot (A_{21} \cdot A_{33} + A_{23} \cdot A_{31} + A_{22} \cdot A_{32}); \\ b_1 &= f_{12} \cdot (A_{22} \cdot A_{33} + A_{23} \cdot A_{32}) + f_{11} \cdot A_{23} \cdot A_{33}; \\ b_0 &= f_{12} \cdot A_{23} \cdot A_{33}; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 & - \text{для } W_3: b_5 = f_{31} \cdot (A_{14} \cdot A_{24} - A_{11} \cdot A_{21}); \\
 & b_4 = f_{32} \cdot (A_{14} \cdot A_{24} - A_{21} \cdot A_{11}) - f_{31} \cdot (A_{12} \cdot A_{21} + A_{11} \cdot A_{22}); \\
 & b_3 = -f_{31} \cdot (A_{12} \cdot A_{22} + A_{13} \cdot A_{21} + A_{11} \cdot A_{23}) - f_{32} \cdot (A_{12} \cdot A_{21} + A_{11} \cdot A_{22}); \\
 & b_2 = -f_{31} \cdot (A_{22} \cdot A_{13} + A_{23} \cdot A_{12}) - f_{32} \cdot (A_{21} \cdot A_{13} + A_{23} \cdot A_{11} + A_{22} \cdot A_{12}); \\
 & b_1 = -f_{32} \cdot (A_{22} \cdot A_{13} + A_{23} \cdot A_{12}) - f_{31} \cdot A_{23} \cdot A_{13}; \\
 & b_0 = -f_{32} \cdot A_{23} \cdot A_{13}; \\
 & - \text{для } W_4: b_5 = 0; \\
 & b_4 = f'_{23} \cdot A_{11} \cdot A_{31} - f'_{13} \cdot A_{24} \cdot A_{31}; \\
 & b_3 = f'_{23} \cdot (A_{11} \cdot A_{32} + A_{12} \cdot A_{31}) - f'_{13} \cdot A_{24} \cdot A_{31}; \\
 & b_2 = f'_{23} \cdot (A_{13} \cdot A_{33} + A_{12} \cdot A_{32} + A_{13} \cdot A_{31}) - f'_{13} \cdot A_{24} \cdot A_{33}; \\
 & b_1 = f'_{23} \cdot (A_{12} \cdot A_{33} + A_{13} \cdot A_{32}); \\
 & b_0 = f'_{23} \cdot A_{13} \cdot A_{33}; \\
 & - \text{для } W_5: b_5 = 0; \\
 & b_4 = f_{24} \cdot A_{11} \cdot A_{31} - f_{14} \cdot A_{24} \cdot A_{31}; \\
 & b_3 = f_{24} \cdot (A_{11} \cdot A_{32} + A_{12} \cdot A_{31}) - f_{14} \cdot A_{24} \cdot A_{32}; \\
 & b_2 = f_{24} \cdot (A_{11} \cdot A_{33} + A_{13} \cdot A_{31} + A_{12} \cdot A_{32}) - f_{14} \cdot A_{24} \cdot A_{33}; \\
 & b_1 = f_{24} \cdot (A_{12} \cdot A_{33} + A_{13} \cdot A_{32}); \\
 & b_0 = f_{24} \cdot A_{13} \cdot A_{33}.
 \end{aligned}$$

Из анализа математической модели (1) следует, что динамика вертикальных колебаний ширококолейного агросредства обусловлена рядом его конструктивных параметров. В первую очередь к ним относятся параметры пневматической шины опорных колес, в частности ее коэффициент жесткости. При отсутствии других элементов системы поддресоривания ширококолейного агросредства в (1) можно принять, что $C_1 = C_{ш1}$, $C_2 = C_{ш2}$.

Физическим объектом теоретических исследований являлся опытный образец ширококолейного агросредства с шириной колеи 3 м, разработанный в Таврическом государственном агротехнологическом университете (рис. 2) [19, 20].

Указанное ширококолейное агросредство конструкции ТГАТУ (рис. 2) в процессе математического моделирования динамики его вертикальных колебаний рассматривалось в трех вариантах типоразмеров шин его колес: 1 – 11,2R20; 2 – 11,2R32; 3 – 9,5R42 [9].



Рис. 2. Специализированное ширококолейное средство механизации сельскохозяйственного производства для колеиной системы земледелия ТГАТУ

Fig. 2. Wide Span Tractor for Controlled Traffic Farming design TSAU

В результате математического моделирования установлено, что, несмотря на определенную разницу в значении коэффициента жесткости $C_{ш2}$ каждого из вариантов шин, отличие между собой расчетных АЧХ и ФЧХ фактически несущественно (кривые 1-3, рис. 3). Но сам характер отработки колебаний неровностей профиля пути в зоне постоянной технологической колеи ширококолейным агросредством существенно зависит от частоты возмущающего воздействия. Так, на частотах до $7,0 \text{ с}^{-1}$ влияние этого параметра практически не ощущается. При $\omega > 7,0 \text{ с}^{-1}$ увеличение $C_{ш}$ вызывает опускание АЧХ со смещением резонансных пиков в бок более высоких частот (см. рис. 3а). Последние сосредоточены в диапазоне $\omega = 10-11 \text{ с}^{-1}$ для рассматриваемых вариантов типоразмеров шин. И именно этот частотный диапазон является наиболее не желательным для колебаний неровностей профиля постоянной технологической колеи, поскольку усиливает динамической системой (т.е. агросредством) входное возмущение с коэффициентом усиления большим 6. Ухудшение динамики вертикальных колебаний агросредства не удастся улучшить даже увеличением жесткости его шин до 450 кН/м (кривая 5, рис. 3а). А возможное уменьшение последней до 150 кН/м уменьшает АЧХ с одновременным смещением ее резонансных пиков в бок низких частот (кривая 6, рис. 3а). Вместе с тем, дисперсии колебаний неровностей профиля постоянной технологической колеи в частотном диапазоне $\omega = 13-15 \text{ с}^{-1}$ для рассматриваемых трех вариантов шин колес являются наиболее желательными, поскольку приближают характеристики к идеальным.

С точки зрения желаемой отработки динамической системой рассматриваемого возмущения существенное увеличение коэффициента жесткости шин ширококолейного агросредства является эффективным только в том случае, когда дисперсии колебаний неровностей постоянной технологической колеи сосредоточены в частотном диапазоне $\omega = 0...8 \text{ с}^{-1}$ и $\omega = 16...20 \text{ с}^{-1}$. С частотой возмущений менее 8 с^{-1} вертикальные колебания агросредства очень мало зависят от величины коэффициента жесткости его шин. При этом, для рассматриваемых трех вариантов шин колес агросредства, желательно чтобы дисперсии неровностей профиля постоянной технологической колеи были сосредоточены в частотном диапазоне $\omega = 13-15 \text{ с}^{-1}$, где рассматриваемая динамическая система почти не реагирует на входное возмущение. Практически достичь этого можно соответствующей технологией формирования следов постоянной технологической колеи, или изменением жесткости пневматической шины путем подбора такого ее давления воздуха, который бы обеспечивал минимальное реагирование динамической системы на входное возмущение (рис. 4).

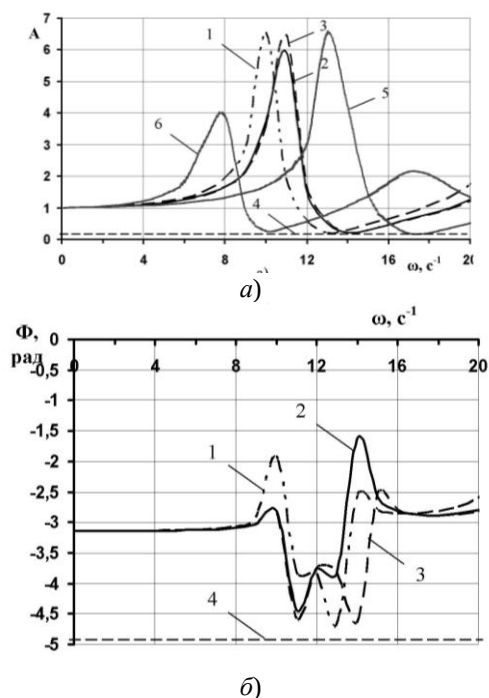


Рис. 3. АЧХ (а) и ФЧХ (б) отработки остовам над задними колесами ширококолейного агросредства колебаний профиля пути с разными шинами разной жесткости: 1 – 11,2R20 ($C_{m2}=254$ кН/м); 2 – 11,2R32 ($C_{m2}=292$ кН/м); 3 – 9,5R42 ($C_{m2}=296$ кН/м); 4 – идеальные характеристики; 5 – $C_{m2}=450$ кН/м; 6 – $C_{m2}=150$ кН/м

Fig. 3. Amplitude- and phase-frequency response testing the frame above the rear wheels Wide Span Tractor fluctuations of the profile path with different tires of different stiffness: 1 – 11,2R20 ($C_{m2}=254$ кН/м); 2 – 11,2R32 ($C_{m2}=292$ кН/м); 3 – 9,5R42 ($C_{m2}=296$ кН/м); 4 – ideal characteristics; 5 – $C_{m2}=450$ кН/м; 6 – $C_{m2}=150$ кН/м

На основании выше изложенного анализа можно отметить, что снижение жесткости шины ширококолейного агросредства при уменьшении частотного диапазона колебаний неровностей профиля постоянной технологической колеи в целом эффективно. Например, если уменьшить жесткость шин рассматриваемого агросредства до 150 кН/м (кривая 6, рис. 3а) желаемый частотный диапазон неровностей профиля технологической колеи сместиться в сторону меньших частот $\omega = 9-13$ с⁻¹.

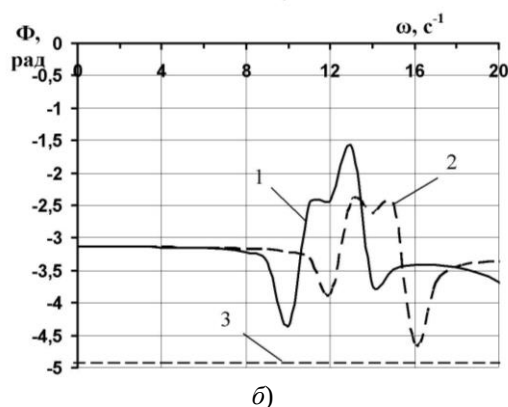
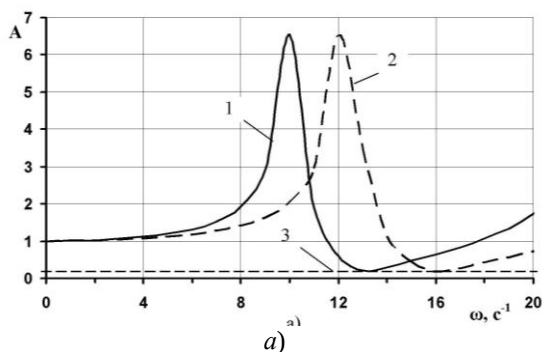


Рис. 4. АЧХ (а) и ФЧХ (б) отработки ширококолейным агросредством колебаний профиля пути с разным давлением в шинах 11,2R20: 1 – $p = 160$ кПа; 2 – $p = 240$ кПа; 3 – идеальные характеристики

Fig. 4. Amplitude- and phase-frequency response testing the Wide Span Tractor fluctuations of the profile path with different tire pressure 11,2R20: 1 – $p = 160$ кПа; 2 – $p = 240$ кПа; 3 – ideal characteristics

Динамика вертикальных колебаний технологической части ширококолейного агросредства обусловлена по (1), прежде всего, жесткостью шин опорных колес и ее эксплуатационной массой $M_{с.г.}$. Если система поддрессирования технологической части не содержит других элементов, то в (1) можно принять $C_3 = C_{m3}$.

В результате математического моделирования установлено, что увеличение эксплуатационной массы $M_{с.г.}$ с 300 до 500 кг приводит к нежелательному подъему АЧХ отработки технологической частью колебаний профиля пути вместе со смещением резонансных пиков в сторону низких частот (кривые 2 и 3, рис. 5 а). Если при этом существенно уменьшить коэффициент жесткости шин опорных колес технологической части до 25 кН/м, т.е. в 4 раза (кривая 5, рис. 5 а), то резонансные пики АЧХ еще больше смещаются в сторону низких частот. При этом коэффициент усиления динамической системой входного возмущения на резонансной частоте снижается только в 2 раза. И лишь на частотах больших 13 с⁻¹ АЧХ вообще становится меньше единицы и приближает характеристики к идеальным. А вот увеличение жесткости шин опорных колес до 200 кН/м (кривая 1, рис. 5 а) наоборот – на низких частотах (до $\omega = 8..10$ с⁻¹) воспроизводит технологической частью практически незначительное усиление входного возмущения, и лишь на частоте $\omega = 18$ с⁻¹ величина коэффициента усиления достигает 2.

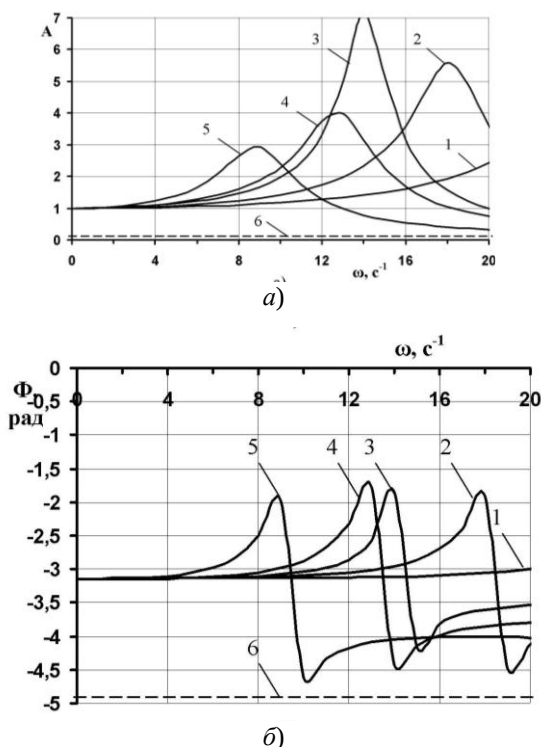


Рис. 5. АЧХ (а) и ФЧХ (б) отработки технологической частью колебаний профиля пути с разной массой ($M_{с.г.}$) и коэффициентами жесткости шин опорных колес ($C_{ш3}$): 1 – $M_{с.г.}=300$ кг; $C_{ш3}=200$ кН/м; 2 – $M_{с.г.}=300$ кг; $C_{ш3}=100$ кН/м; 3 – $M_{с.г.}=500$ кг; $C_{ш3}=100$ кН/м; 4 – $M_{с.г.}=300$ кг; $C_{ш3}=50$ кН/м; 5 – $M_{с.г.}=300$ кг; $C_{ш3}=25$ кН/м; 6 – идеальные характеристики

Fig. 5. Amplitude and phase-frequency response testing the Wide Span Tractor fluctuations of the profile path with different mass ($M_{с.г.}$) and the coefficients of stiffness of tires of the supporting wheels ($C_{ш3}$): 1 – $M_{с.г.}=300$ kg; $C_{ш3}=200$ kN/m; 2 – $M_{с.г.}=300$ kg; $C_{ш3}=100$ kN/m; 3 – $M_{с.г.}=500$ kg; $C_{ш3}=100$ kN/m; 4 – $M_{с.г.}=300$ kg; $C_{ш3}=50$ kN/m; 5 – $M_{с.г.}=300$ kg; $C_{ш3}=25$ kN/m; 6 – ideal characteristics

В частотном диапазоне $\omega=13-15$ с⁻¹ колебаний неровностей профиля постоянной технологической колеи, который наиболее желаемый для движения ширококолейного агросредства, как было указано ранее, изменение жесткости шин опорного колеса технологической части приводит к следующему. При жесткости шины $C_{ш3}=200$ кН/м (кривая 1, рис. 5а) АЧХ имеет усиление входного возмущения с коэффициентом не большим 1,5. Дальнейшее увеличение жесткости шины, и даже использование жесткого обода, приближает АЧХ к 1, т.е. динамическая система копирует неровности профиля пути. Уменьшение жесткости шины с 200 кН/м до 100 кН/м (кривая 2, рис. 5а) в указанном частотном диапазоне увеличивает АЧХ до 3, отдаляя ее от идеальной. Уменьшение жесткости шины с 100 кН/м до 50 кН/м (кривая 4, рис. 5а) еще больше ухудшает динамику движения технологической части в вертикальной плоскости в указанном частотном диапазоне. И лишь уменьшение коэффициента жесткости шины до 25 кН/м приближает характеристики в ча-

стотном диапазоне $\omega=13-15$ с⁻¹ к идеальным (кривая 5, рис. 5а).

Исходя из вышеизложенного анализа можно констатировать, что увеличение эксплуатационной массы технологической части нецелесообразно. В случае, когда основной спектр дисперсий неровностей постоянной технологической колеи сосредоточен в высокочастотном диапазоне $\omega=13-15$ с⁻¹, то значение коэффициента жесткости его шин должны быть не большее 25 кН/м. В противном случае – использование опорных колес технологической части с коэффициентом жесткости шин близким к 200 кН/м и выше является желаемым для ее динамики движения в вертикальной плоскости.

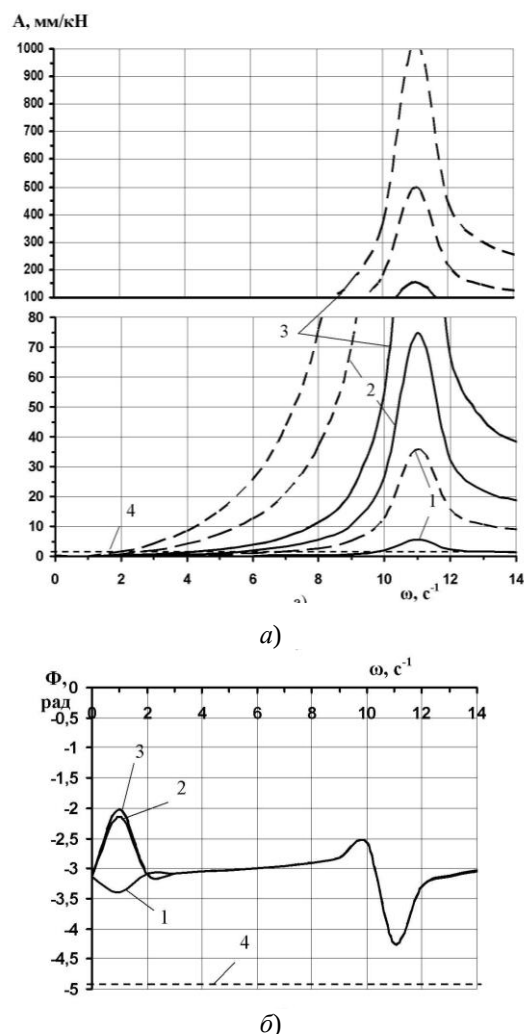


Рис. 6. АЧХ (а) и ФЧХ (б) отработки ширококолейным агросредством колебаний горизонтальной R_x (—) и вертикальной R_z (----) составляющих тягового сопротивления сельскохозяйственного орудия при разном положении навесного механизма (конструктивный параметр b_n): 1 – $b_n=1$ м; 2 – $b_n=0$ м; 3 – $b_n=-1$ м; 4 – идеальные характеристики

Fig. 6. Amplitude- and phase-frequency response testing the Wide Span Tractor fluctuations of the horizontal R_x (—) and vertical R_z (----) components of the traction resistance of agricultural implements at different position of the hinged mechanism (constructive parameter b_n): 1 – $b_n=1$ м; 2 – $b_n=0$ м; 3 – $b_n=-1$ м; 4 – ideal characteristics

Характер отработки колебаний тягового сопротивления сельскохозяйственного орудия технологической части ширококолейного агросредства (рис. 6) существенно зависит от положения навесного механизма (конструктивный параметр b_n , см. рис. 1). Из анализа полученных АЧХ имеем, что смещение навесного механизма из положения заднего навешивания (кривая 1, рис. 6а) в центральное, (кривая 3, рис. 6а) ухудшает динамику его движения в вертикальной плоскости. Коэффициент усиления возмущения при этом на резонансной частоте $\omega=11 \text{ с}^{-1}$ для составляющей тягового сопротивления R_x достигает почти 20, а для вертикальной R_z – 30.

Наиболее приемлемым с точки зрения динамики вертикальных колебаний ширококолейного агросредства является вариант заднего навешивания орудий. В этом случае, в характерном для большинства сельскохозяйственных орудий диапазоне частот колебаний $0...14,0 \text{ с}^{-1}$, на каждый 1кН тягового сопротивления приходится от 5 до 35 мм амплитуды вертикальных колебаний ширококолейного агросредства (кривая 1, рис. 6а).

Что касается фазового сдвига отработки динамической системой возмущений тягового сопротивления сельскохозяйственного орудия, то характер ФЧХ практически не зависит от конструктивного параметра b_n (рис. 6б). К тому же, стремление ФЧХ к идеальным на резонансной частоте $\omega=11 \text{ с}^{-1}$ является желаемым.

ВЫВОДЫ

1. В результате математического моделирования динамики плоско-параллельного движения ширококолейного агросредства в продольно-вертикальной плоскости установлено, что, с точки зрения желаемой отработки динамической системой возмущения, существенное увеличение коэффициента жесткости шин его опорных колес является эффективным только в том случае, когда дисперсии колебаний неровностей профиля постоянной технологической колеи сосредоточены в частотном диапазоне $0...8 \text{ с}^{-1}$ и $16...20 \text{ с}^{-1}$. Рассматриваемая динамическая система почти не реагирует на возмущение, если основной спектр дисперсий неровностей профиля постоянной технологической колеи сосредоточен в частотном диапазоне $13-15 \text{ с}^{-1}$. Практически достичь этого можно соответствующей технологией формирования следов постоянной технологической колеи или изменением жесткости пневматической шины путем подбора такого давления воздуха в ней, который бы обеспечивал минимальное реагирование динамической системы на входное возмущение. Если дисперсии неровностей профиля постоянной технологической колеи сосредоточены в диапазоне меньших частот, то уменьшение жесткости шины колес агросредства является эффективным.

2. Теоретическим путем установлено, если основной спектр дисперсий неровностей постоянной технологической колеи будет сосредоточен в высокочастотном диапазоне $13-15 \text{ с}^{-1}$, то коэффициент жесткости шин опорных колес технологической ча-

сти ширококолейного агросредства должен быть не более 25 кН/м или не менее 200 кН/м . Также установлено, что увеличение эксплуатационной массы технологической части ухудшает динамику ее движения в вертикальной плоскости.

3. Теоретическим путем доведено, что характер отработки колебаний тягового сопротивления ширококолейным агросредством существенно зависит от положения навесного механизма. Установлено, что смещение навесного механизма из положения заднего навешивания в центральное – ухудшает динамику его движения в вертикальной плоскости. С практической точки зрения неудовлетворительный результат последнего можно компенсировать изменением жесткости пневматической шины путем подбора такого ее давления воздуха, который бы обеспечивал минимальное реагирование динамической системы на неровности профиля постоянной технологической колеи.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Controlled Traffic Farming – CTF.** Available online at: www.controlledtrafficfarming.com.
2. **Надыкто В.Т., Улексин В.А. 2008.** Колейная и мостовая системы земледелия. Монография. Мелитополь, 270. (Украина).
3. **Улексин В.А. 2008.** Мостовое земледелие. Монография. Днепропетровск, 224.
4. **Надыкто В.Т., Кувачев В.П. 2015.** Колейная и мостовая система земледелия: пути практической реализации. Материалы XVI Международной научной конференции «Современные проблемы земледельческой механики» 17-19 октября 2015 г. НУБиП. 4-8. (Украина).
5. **Кувачев В.П., Митков В.Б. 2012.** Обоснование критериев совместного маршрутизированного движения технологического комплекса МТА Научный вестник ТГТУ. Вып. 2, т. 5. 8-15. (Украина).
6. **Pedersen Н.Н. 2013.** User requirements for a Wide Span Tractor for Controlled Traffic Farming. Available online at: <http://cigr.org/>.
7. **Chamen W.C.T. 2013.** Wide Span CTF. Available online at: <http://ctfeurope.co.uk/Whats/Wide-Span-CTF.aspx>.
8. **Chamen W.C.T. 1994.** Design, Operation and Performance of a Gantry System: Experience in Arable Cropping. Journal of Agricultural Engineering Research. №59(1). 45-60.
9. **Кувачев В.П. 2015.** К вопросу выбора шин специализированных ширококолейных средств сельскохозяйственного назначения. Научный вестник ТГТУ. Вып. 5, т. 1. 14-21. (Украина).
10. **Гуськов В.В. 1984.** Тракторы: Теория. М.: Машиностроение, 374.
11. **Кутыков Г.М. 2015.** Тракторы и автомобили: теория и технологические свойства: Учебник. М.: НИЦ ИНФРА-М, 506.
12. **Кюрчев В.Н. 2015.** Механико-технологические основы агрегатирования пахотно-пропашных тракторов. Автореф. диссерт. д.т.н. Глеваха, 48. (Украина).

13. **Tayanowskiy G., Tanaś W. 2006.** Учет динамики колебаний трактора в оценке его навесоспособности и нагруженности мостов. MOTROL. 8A. 271–279.
14. **Хабрат Н.И., Умеров Э.Д. 2015.** Обоснование кинематической схемы привода агромостового агрегата. Тракторы и сельхозмашины. №2. 22–25.
15. **Булгаков В.М., Кравчук В.И., Надикто В.Т. 2008.** Агрегатирование плугов. Киев: Аграрная наука, 152. (Украина).
16. **Лурье А.Б. 1979.** Статистическая динамика сельскохозяйственных агрегатов. Л.: Колос, 376.
17. **Лурье А.Б. 1976.** Автоматизация сельскохозяйственных агрегатов. Л.: Колос, 264.
18. **Пашенко В.Ф. 2006.** К методики построения математических моделей функционирования динамических систем. Вести академии инженерных наук Украины. №1(28). 27–28. (Украина).
19. **Кувачев В.П., Шульга А.В. 2014.** Пат. №93888 Украина. Мостовое средство для сельскохозяйственных работ. Бюл. № 20. (Украина).
20. **Кувачев В. 2015.** Моделирование плоско-параллельного движения в горизонтальной плоскости ширококолейного агросредства при кинематическом способе его управления. MOTROL. Vol. 17, № 9. 49–54.

MODELLING OF PLANE-PARALLEL
MOVEMENT IN VERTICAL PLANE
WIDE SPAN TRACTOR FOR A
CONTROLLED TRAFFIC FARMING

Summary. The Wide Span Tractor a mechanization system for a Controlled Traffic Farming is promising. Effectiveness of their practical use on grounded scientific base or theoretical basics the studies of their technological properties are depends.

The theoretical basics of the dynamics of plane-parallel movement of Wide Span Tractor in vertical plane in the article are presents. Model of Wide Span Tractor as a dynamical system in terms of its reactions to input the actions are considered. Jerks and shocks caused by the roughness of the permanent technological ruts and uneven traction resistance of agricultural tools techno-logical parts Wide Span Tractor which are.

The basis of the theoretical research basic principles of theoretical mechanics, the theory of the tractor, statistical dynamics and the theory of automatic control of linear dynamical systems when playing them statistically random perturbation of input actions are submitted. The analysis is evaluating the degree of influence of scheme and parameters Wide Span Tractor on the dynamics of its movement in the vertical plane of the bone on the amplitude and phase frequency characteristics are based. Physical object of theoretical research was a prototype of a Wide Span Tractor for Controlled Traffic Farming design TSAU.

The mathematical model Wide Span Tractor differential and operational form of record are presented. On the basis of mathematical models amplitude - and phase-frequency characteristics of mining perturbations are calculated: testing of the framework Wide Span Tractor and technological unit fluctuations of the profile path with different parameters of the tires of the supporting wheels and pressure in them, a lot of different agricultural implements. As well the testing Wide Span Tractor oscillations of the traction resistance of agricultural implements at different position of the hinged mechanism. Building mathematical models, amplitude - and phase-frequency characteristics the effect of perturbations on the dynamics of motion of the Wide Span Tractor in the vertical plane, as well as his constructive and other parameters on the smoothness allows us to estimate.

Key words: Controlled Traffic Farming, Wide Span Tractor, agriculture, theoretical studies, movement in the horizontal plane.

МЕТОД КОНТРОЛЯ СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ КОЛЕСНОЙ МАШИНОЙ С ЦЕЛЬЮ ОБЕСПЕЧЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОЙ РАБОТЫ

Андрей Бондарь

*Таврический государственный агротехнологический университет
Пр. Б. Хмельницкого, 18, Мелитополь, Украина. E-mail: ban1977@i.ua*

Andriy Bondar

*Tavria State Agrotechnological University
B. Khmelnytsky Avenue, 18, Melitopol, Ukraine E-mail: ban1977@i.ua*

Аннотация. Работа посвящена изучению методов контроля направлением движения мобильных машин. Рассмотрены наиболее перспективные решения, которые позволяют получать адаптивное передаточное отношение рулевого механизма в зависимости от условий движения мобильной машины. Определено, что основным эксплуатационным показателем колесной машины является её маневренность. Проанализированы составляющие показатели маневренности и определены её составляющие: управляемость, поворачиваемость, вписываемость. При этом каждый показатель имеет подуровни, которые также влияют на общую маневренность колесной машины. Установлено, что максимальный угол поворота управляющих колес не превышает $40...55^{\circ}$, а угол поворота рулевого колеса в каждую сторону составляет 1,5...3,0 оборотов. В результате анализа движения колесной машины вдоль «базовой линии» разработана кинематическая схема, которая дает наглядное представление о том, как располагаются остова машины, управляющие и ведущие колеса. Такой анализ позволил разработать дискретную математическую модель традиционного рулевого управления колесной машины, которая перемещается вдоль «базовой линии». Однако такое рулевое управление не отвечает всем требованиям по качеству отслеживания траектории на разных скоростных режимах. Поэтому была разработана дискретная математическая модель адаптивного рулевого управления колесной машины, которая позволяет менять передаточное отношение рулевого механизма в зависимости от скорости движения. Анализ данной математической модели показывает, что эффективность работы колесной машины возрастает. Это стало возможным потому, что появилась возможность значительно увеличить технологическую скорость машины и при этом сохранить все агротехнические требования на выполняемые работы.

Ключевые слова: система управления, маневренность, скорость движения, передаточное отношение, рулевой механизм, математическая модель, базовая линия.

ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМЫ

Одним из главных направлений повышения производительности тракторов в сельском хозяйстве является максимальное использование их тягово-мощностных свойств [1-3]. Это возможно только при увеличении рабочих скоростей энергетического средства. Однако работа на повышенных скорост-

ных режимах приводит к ухудшению стабильности технологических процессов в связи с увеличением чувствительности рулевого управления, так как с увеличением скорости колесной машины необходимо увеличивать и передаточное отношение рулевого механизма, а с уменьшением скорости, соответственно, уменьшать [4-6, 19]. Отметим, что под чувствительностью понимается интенсивность отклика объекта управления на единичный управляющее воздействие. Для управления направлением движения транспортного средства чувствительность рулевого управления есть отношение изменения угловой скорости машины к углу поворота рулевого колеса, которое его вызвало.

На сегодняшний день отсутствует такая сельскохозяйственная техника, рулевое управление которой полностью соответствовало бы этим требованиям [7]. Поэтому актуальными являются исследования, направленные на создание рулевых управлений сельскохозйственных МТА, работающих на повышенных скоростных режимах и обеспечивающих адаптивность передаточного отношения рулевого механизма в зависимости от скорости движения.

АНАЛИЗ ПОСЛЕДНИХ ИССЛЕДОВАНИЙ И ПУБЛИКАЦИЙ

Анализ традиционных систем управления движения мобильных машин показывает, что они как объект управления, являются интегратором с переменными параметрами. Можно предложить более эргономичный способ управления мобильными машинами, в рулевое управление которых встроенное дифференцирующее звено [8-10]. Практически это означает, что направление движения машины должно быть связано с положением рулевого колеса. Для оценки управляемости новых типов рулевых управлений были проведены исследования, они показали следующее: рулевое управление по положению обеспечивает на порядок более высокую точность отслеживания траектории движения и дает возможность снизить передаточное отношение рулевого привода [11]. Упрощение управления в этом случае снижает время реакции водителя вдвое, на порядок увеличивает точность отслеживания траектории [11, 12]. Маневренность колесной машины является её важным эксплуатационным свойством, которая определяет эффективность использования и безопасность движения [13-16].

Максимальный угол поворота управляющих колес обычно не превышает $40...55^{\circ}$. Максимальный

угол поворота рулевого колеса в каждую сторону в существующих конструкциях рулевых управлений составляет 1,5 ... 3,0 оборотов [2, 7, 11].

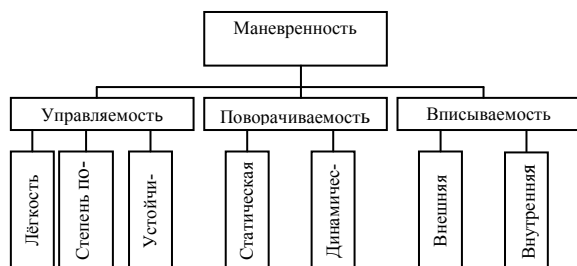


Рис. 1. Структура свойств маневренности колесной машины и машинно-тракторных агрегатов (на базе колесных тракторов)

Fig. 1. The structure of the properties of the machine and the maneuverability of the wheel tractor units (on the basis of wheel tractors)

В рамках существующих механических схем рулевых приводов чувствительность задается передаточным отношением рулевого управления W , как правило неизменным ($W = \text{const}$) [2, 11, 18]. Передаточное отношение это отношение угла поворота рулевого колеса к углу поворота управляемых колес шасси. Для удобства при маневрировании передаточное отношение желательно снизить, а в транспортном (скоростном) – повысить. Такое техническое решение широко распространено практически на всех видах колесной техники. Это связано с тем, что изготовление рулевого управления с нелинейной характеристикой значительно дороже чем с линейной. Известно, что тихоходные машины имеют передаточное отношение рулевого управления – 4...6, а у скоростных автомобилей до 30. При проектировании рулевого управления передаточное отношение выбирается достаточно большим, чтобы обеспечить устойчивость движения на повышенных скоростях. Это приводит к неудобствам при маневрировании. Широко известны попытки косвенного преодоления этого технического противоречия в рамках механических схем. Например, технические решения, в основе которых является введение нелинейности в кинематику рулевого привода. В пределах малых отклонений управляемых колес от нейтрального положения назначается большое передаточное отношение, потому что это характерно для скоростных режимов. Большие отклонения управляемых колес характерны для маневрирования, поэтому с ростом этой величины передаточное отношение снижается [2, 11]. Однако нельзя не отметить, что такой подход не снимает полностью сути технического противоречия, в основе которого лежит линейная зависимость чувствительности от скорости движения.

ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Задачей статьи является исследование способа движения колесной машины во время выполнения технологических операций, а также контроль откло-

нения от заданной траектории на повышенных скоростных режимах работы.

ИЗЛОЖЕНИЕ ОСНОВНОГО МАТЕРИАЛА

Кардинальное улучшение управляемости машин возможно на основе использования современных достижений автоматики. Таким образом, предлагается вариант рулевого привода, который обеспечивает высокую управляемость транспортных средств на всех скоростных режимах [11, 18, 20].

С этой целью было проанализировано движение колесной машины вдоль базовой линии (рис. 2).

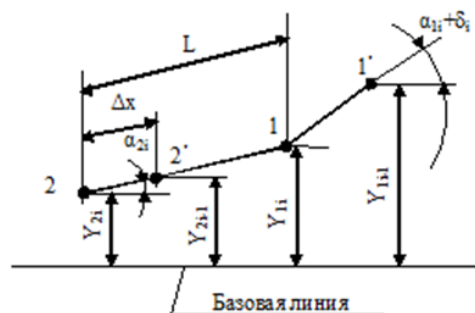


Рис. 2. Схема движения колесной машины вдоль базовой линии: L – длина колесной базы трактора; α_1 – угол поворота передних управляющих колес; α_2 – текущее значение курсового угла остова трактора; Y_1 , Y_2 – текущее значение отклонений от базовой линии переднего и заднего колес трактора соответственно; ΔX – шаг квантования модели по перемещению

Fig. 2. Scheme of wheeled vehicle along the baseline: L – wheelbase wheel machine; α_1 – angle of the front steered wheels; α_2 – the current value of the yaw rate of the core of the tractor; Y_1 , Y_2 – the current value of deviation from the baseline of the front and rear wheels of the tractor, respectively; ΔX – the quantization step model for moving

Приведенная схема перемещения колесной машины вдоль базовой линии позволяет провести кинематический анализ положения элементов кузова, рамы, управляющих и ведущих колес, а так же дает возможность разработать дискретную математическую модель адаптивного рулевого управления.

Дискретная математическая модель традиционного рулевого управления в данном случае имеет вид:

$$\begin{cases} \alpha_{1i} = \frac{\alpha_i}{W}; & \Delta x = V_i \cdot \Delta t; \\ \alpha_{2i} = \frac{(Y_{1i-1} - Y_2)}{L}; \\ Y_{1i} = Y_{1i-1} + (\alpha_{2i} + \alpha_{1i} + \delta_i) \cdot \Delta x; \\ Y_{2i} = Y_2 + \alpha_{2i} \cdot \Delta x \end{cases} \quad (1)$$

где: V – скорость движения МТА, м/с; W – передаточное отношение рулевого механизма; Δt – шаг квантования по времени (0,05 с); δ – значение возмущающего угла ввода эластичных шин, рад.

Во время движения, колесная машина отклоняется от заданной траектории в результате воздействия на него внешних возмущающих факторов. Это приводит к тому, что оператору постоянно приходится выполнять корректирующие действия рулевым колесом [2, 11, 18]. При адаптивной схеме рулевого управления передаточное отношение рассчитывается следующим образом:

$$W_i = W \left(1 + \frac{V}{V_0} \right), \quad (2)$$

где: V_0 – рекомендуемая скорость движения МТА при выполнении сельскохозяйственных операций (const), м/с.

Учитывая уравнение (2), систему (1) возможно записать в следующем виде:

$$\begin{cases} \Delta x = V_i \cdot \Delta t, \\ W_i = W \left(1 + \frac{V_i}{V_0} \right), \\ \alpha_{1i} = \frac{\alpha_i}{W_i}, \\ \alpha_{2i} = \frac{(Y_{1i-1} - Y_2)}{L}, \\ Y_{1i} = Y_{1i-1} + (\alpha_{2i} + \alpha_{1i} + \delta_i) \cdot \Delta x, \\ Y_{2i} = Y_2 + \alpha_{2i} \cdot \Delta x. \end{cases} \quad (3)$$

Анализ работы колесной машины показывает на необходимость применения рулевого управления в котором передаточное отношение рулевого механизма может изменяться в зависимости от условий работы.

Из исследований следует, что необходимо определять границы оптимальных режимов работы и изыскивать технологические приемы, позволяющие резко повысить производительность труда. В связи с переходом к комплексной механизации и автоматизации производственных процессов стабильность сельскохозяйственных процессов приобретает первостепенное значение.

ВЫВОДЫ

1. Исследован способ движения колесной машины во время выполнения технологической операции.
2. Предложена формула расчета передаточного отношения рулевого механизма при адаптивной схеме рулевого управления.
3. Разработана математическая модель процесса движения колесной машины, у которой передаточное отношение рулевого механизма меняется в зависимости от технологической скорости.
4. Применение адаптивного рулевого управления обеспечивает устойчивость прямолинейного движения и маневренность мобильной машины.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Жалнин Э. В., Савченко А. Н. 1985. Технологии уборки зерновых комбайновыми агрегатами. – Москва: Россельхозиздат, 207.

2. Подригало М.А., Волков В.П., Кирчатый В.И., Бобошко А.А. 2003. Маневренность и тормозные свойства колесных машин. / Под ред. М.А. Подригало. Харьков.: ХНАДУ, 403. (Украина).
3. Полишкевич О. 2012. Современное состояние парка кукурузоуборочных машин в условиях экономических и экологических ограничений. – Motrol. Vol. 14 No 2. 91-96.
4. Аствацатуров А.Е., Басилаи М.А. 2006. Инженерные методы безопасности систем «человек-техника-среда». – Ростов Н/Д.: ДГТУ, 130.
5. Лазуткина О.Е. 1992. Повышение производительности МТА на основе улучшения эргономических параметров поста управления оператора. – Харьков, 148.
6. Хачатрян Х.А. 1974. Стабильность работы почвообрабатывающих агрегатов. – Москва.: Машиностроение, 207.
7. Ходес И.В. 2005. Повышение технического уровня колесной машины на базе расчетно-теоретического обоснования параметров управляемости. – Волгоград: ВолгГТУ, 363.
8. Бондарь А.Н., Петров А.В., Петров В.А., Лубяной М.М. № 201006247; заявл. 25.05.2010 опубл. 10.01.2011, бюл.№1. Пат. 56213, МКИ⁷ B62D1/00. Способ управления транспортным средством. (Украина).
9. Бондарь А.Н., Петров В.А., Кашкарьов А.А. № 201503559; заявл. 16.04.15; опубл. 10.11.15, Бюл. №21. Пат. 102573, МКИ⁷ B62D5/00. Рулевое управление по положению с постоянной чувствительностью к управляющему воздействию. (Украина).
10. Бондарь А.Н., Петров В. А., Кашкарьов А.А. №201503566; заявл. 16.04.15; опубл. 10.11.15, Бюл. №21. Пат. 102574, МКИ⁷ B62D5/00. Тактильное рулевое управление по положению с постоянной чувствительностью к управляющему воздействию. (Украина).
11. Петров В.А. 1989. Улучшение управляемости сельскохозяйственных МТА. – Москва, 178.
12. Гельфенбейн С.П. 1981. Терранавигация. – Москва.: Наука, 207.
13. Бондаренко А., Грубань В. 2012. Современные аспекты повышения надежности кукурузоуборочных машин. – Motrol. Vol. 14 No 2. 97-102.
14. Яковлев Б.Н., Любимов М.Е., Клочков В.Н., Склярова Т.В. 1999. Эргономика. – Саратов.: Сарат.гос.тех.ун-т, 92.
15. Новикова Т.А. 1994. Гигиеническая и эргономическая оценка условий труда на мобильной сельскохозяйственной технике.- Саратов, 203.
16. Лурье А.Б. 1970. Статистическая динамика сельскохозяйственных агрегатов. – Ленинград.: Колос, 376.
17. Лисютин В.П. 1988. Дифференциальная обработка междурядий. Тр. МИИСП. Т№3. Кукуруза и сорго. 23-29.

18. **Бондарь А.Н. 2013.** Повышение управляемости колесных тракторов путем использования адаптивного рулевого управления. – Харьков, 151.
19. **Широков А.П. 2006.** Основы эргономики.- Хабаровск.: ДВГУПС, 117.
20. **Петров А.В. 2009.** Внедрение управления «по положению» в конструкциях рулевых управлений мобильных машин. Вестник Днепропетровского Государственного Аграрного Университета. Т2. 271-273. (Украина).

THE METHOD FOR WHEELED MACHINE SYSTEM CONTROL TO PROVIDE ITS EFFECTIVE OPERATION

Summary. The article deals with studying the control methods by mobile machines operation direction. The most perspective solutions enabling to get adaptive steering gear ratio depending on the mobile machine conditions movement have been considered in the article. It was defined that the major wheeled machine operation indicator is its maneuverability. Indicators components have been analyzed as well as its components such as controllability, turnability, cornering agility have been defined. Herewith, each

indicator has sublevels that also effect the whole wheeled machine maneuverability. It has been defined that maximum rotation angle of steering wheels don't exceed $40 \dots 55^\circ$, and the steering wheel angle in each side makes up 1,5 ...3,0 rotations. As the result of analysis of the wheeled machine moving along the "baseline" the kinematic scheme that gives pictorial presentation on machine frame, steering and steered wheels location has been worked out. This analysis enabled to work out discrete mathematical model for traditional steering control of the wheeled machine moving along the "baseline". While, such steering doesn't correspond the requirements as for the quality of trajectory tracing under various speed modes. Thus discrete mathematical model for mobile machine adaptive steering has been worked out; it enables to change steering ratio depending on the movement speed. The analyses of the given mathematical model displays that wheeled machine operation efficiency increases. Reaching such the efficiency is possible due to the increase of wheeled machine technological speed, herewith fixing all agrotechnical requirements on the operations being realized.

Key words: control system, maneuverability, speed movement, ratio, steering mechanism, mathematical model, baseline.

ДИНАМИКА ИЗМЕНЕНИЯ ВЫХОДНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ГИДРОВРАЩАТЕЛЯ ПЛАНЕТАРНОГО ТИПА В СОСТАВЕ ГИДРОАГРЕГАТА С ПРИВОДНЫМ ДВИГАТЕЛЕМ

Анатолий Панченко, Анжела Волошина, Игорь Панченко

Таврический государственный агротехнологический университет

Пр. Б. Хмельницкого, 18, Мелитополь, Украина. E-mail: tia_tgata@bk.ru

Anatoliy Panchenko, Angela Voloshina, Igor Panchenko

Taurian Tavria State Agrotechnological University

B. Khmelnytsky Avenue, 18, Melitopol, Ukraine. E-mail: tia_tgata@bk.ru

Аннотация. Обоснованы и приняты необходимые начальные условия, ограничения и допущения, позволяющие моделировать рабочие процессы, происходящие в серийном и модернизированном гидравлических вращателях планетарного типа с большим рабочим объемом свыше 6000 см^3 , работающих в составе гидроагрегата, включающего насосную станцию мобильной машины с разомкнутой циркуляцией потока, с приводным двигателем дизельного типа, нерегулируемым шестеренным насосом и предохранительным клапаном с помощью пакета имитационного моделирования Vissim. Моделирование переходных процессов, происходящих в гидровращателях планетарного типа, работающих в составе гидроагрегата, позволило исследовать динамику изменения выходных характеристик серийного и модернизированного гидровращателей планетарного типа, работающих в составе гидроагрегата, с учетом их конструктивных особенностей, а также взаимосвязи всех элементов гидроагрегата и их взаимодействия с рабочей жидкостью. Результаты моделирования работы гидравлического вращателя планетарного типа в составе гидроагрегата, включающего насосную станцию мобильной машины с разомкнутой циркуляцией потока, с приводным двигателем дизельного типа, нерегулируемым шестеренным насосом и предохранительным клапаном, во время пуска, подтверждают результаты теоретических и параметрических исследований по обоснованию геометрических параметров вытеснительной и распределительной систем модернизированного гидровращателя.

Ключевые слова: гидроагрегат, насосная станция мобильной машины с разомкнутой циркуляцией потока, приводной двигатель дизельного типа, нерегулируемый шестеренный насос, предохранительный клапан непрямого действия, гидравлический вращатель планетарного типа, динамика, выходные характеристики.

ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМЫ

Современные тенденции развития гидрофикации мобильной техники требуют разработки принципиально новых и совершенствования существующих конструкций гидромашин, а также новых подходов в решении проблемы улучшения выходных характеристик гидроагрегатов с гидромашинами вращательного действия.

Анализ гидравлических схем гидроагрегатов различных типов мобильной техники показал [1, 2], что как правило, такие гидроагрегаты представлены тремя основными гидравлическими элементами: насос, высокомоментный низкооборотный гидромотор и предохранительный клапан. При этом, в качестве высокомоментного гидромотора используются различные типы гидромашин, в том числе гидравлические вращатели планетарного типа.

В настоящее время развивающийся гидропривод мобильной техники, предъявляет новые требования к гидромашинам вращательного действия с очень большими (более $5000 \text{ Н} \cdot \text{м}$) крутящими моментами и очень низкими (до 10 об/мин) частотами вращения. Таким требованиям удовлетворяют гидравлические вращатели планетарного типа, которые представляют собой совершенно новое направление в развитии высокомоментных планетарных гидромашин вращательного действия.

Использование гидравлических вращателей планетарного типа в приводах активных рабочих органов мобильной техники ограничено невысокими выходными параметрами существующих гидравлических вращателей серии РПГ [3, 4]. Основным недостатком рассмотренного серийного гидровращателя планетарного типа РПГ-6300, являются низкие значения его выходных характеристик (особенно КПД).

Повышения выходных характеристик гидравлических вращателей планетарного типа можно достичь путем постановки и решения важной научно-практической проблемы – исследование динамики изменения выходных характеристик гидровращателя планетарного типа, работающего в составе гидроагрегата, включающего в себя насосную станцию с разомкнутой циркуляцией потока с приводным двигателем, предохранительный клапан непрямого действия и сам гидровращатель.

АНАЛИЗ ПОСЛЕДНИХ ИССЛЕДОВАНИЙ И ПУБЛИКАЦИЙ

Проведенные параметрические исследования [5, 6] позволили выявить особенности изменения выходных характеристик гидровращателя планетарного типа в зависимости от изменения его геометрических параметров с учетом конструктивных особенностей [7, 8], а так же особенностей

перемещения элементов вытеснительной системы и потерь в проточных частях распределительной системы.

С целью исследования характера изменения выходных характеристик планетарных гидровращателей в составе гидроагрегата, разработаны математические модели [9-16], описывающие работу серийного и модернизированного гидровращателей планетарного типа в составе гидроагрегата, которая предусматривает сравнительное проведение исследований с учетом конструктивных особенностей вытеснительной и распределительной систем планетарного гидровращателя на изменение выходных характеристик гидроагрегата.

Разработанная математическая модель рабочих процессов, происходящих в гидравлической системе «насос-клапан-гидровращатель», включающей нерегулируемый шестеренный насос, предохранительный клапан непрямого действия и гидравлический вращатель планетарного типа, а также проведенные параметрические исследования позволили выявить особенности изменения выходных характеристик гидровращателя планетарного типа в зависимости от изменения его геометрических параметров с учетом конструктивных особенностей вытеснительной и распределительной систем, а также взаимосвязи всех элементов гидравлической системы «насос-клапан-гидровращатель» и их взаимодействия с рабочей жидкостью. Принятые начальные условия, ограничения и допущения [17,18] позволили провести моделирование рабочих процессов, происходящих в исследуемой системе, с помощью пакета имитационного моделирования Vissim, как с серийным, так и с модернизированным гидравлическими вращателями с большим рабочим объемом, а так же обосновать и исследовать динамику изменения выходных характеристик гидровращателя в реальных условиях эксплуатации.

Результаты моделирования переходных процессов в гидравлической системе «насос-клапан-гидровращатель» [19], с гидровращателями большого объема, искажают реальную динамику изменения выходных характеристик гидросистемы в момент пуска, так как в момент пуска гидровращателей, некоторое время происходит заполнение их рабочих камер рабочей жидкостью и «валы» гидровращателей неподвижны. То есть в этот момент гидровращатели выполняют роль пассивных гасителей пульсации. Поэтому, для получения реальных результатов исследования динамики изменения выходных характеристик гидровращателя планетарного типа, имеющего большой рабочий объем свыше 6000 см^3 , в процессе разгона сначала проводилось заполнение рабочих камер гидровращателя рабочей жидкостью, а уже затем производился запуск системы [20].

Таким образом, для более рационального использования гидровращателей привода активных рабочих органов мобильной техники, необходимо исследовать изменение выходных характеристик гидровращателя с учетом конструктивных особенностей его вытеснительной и

распределительной систем, работающего в составе гидроагрегата, включающего насосную станцию мобильной машины с разомкнутой циркуляцией потока, с приводным двигателем дизельного типа, нерегулируемым шестеренным насосом и предохранительным клапаном непрямого действия.

ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Одной из важных задач на этапе проектирования и эксплуатации высокомоментных низкооборотных гидромашин вращательного действия являются исследования динамики изменения выходных характеристик серийного и модернизированного гидравлических вращателей планетарного типа с большими рабочими объемами с учетом их конструктивных особенностей, работающих в составе гидроагрегата, включающего в себя насосную станцию мобильной машины с разомкнутой циркуляцией потока, с приводным двигателем дизельного типа, нерегулируемым шестеренным насосом и предохранительным клапаном непрямого действия в реальных условиях эксплуатации.

ИЗЛОЖЕНИЕ ОСНОВНОГО МАТЕРИАЛА

Для моделирования переходных процессов, происходящих в серийном и модернизированном гидравлических вращателях планетарного типа с большим рабочим объемом $V_{\text{в}} = 6300 \text{ см}^3$, работающих в составе гидроагрегата, включающего насосную станцию мобильной машины с разомкнутой циркуляцией потока, с приводным двигателем дизельного типа, нерегулируемым шестеренным насосом и предохранительным клапаном были обоснованы и приняты необходимые начальные условия, ограничения и допущения [17, 18], позволяющие моделировать работу исследуемого гидроагрегата с помощью пакета имитационного моделирования Vissim и исследовать динамику изменения выходных характеристик гидровращателей в реальных условиях эксплуатации.

Для моделирования работы гидравлического вращателя планетарного типа в составе гидроагрегата приняты следующие исходные данные и начальные условия [17, 18]:

– приводной дизельный двигатель с регулятором: угловая скорость вала двигателя равна $\omega_n = 167,5 \text{ с}^{-1}$; мощность двигателя равна $N_{\text{ен}} = 82 \text{ кВт}$; диаметр цилиндра приводного двигателя равен $D_n = 0,11 \text{ м}$; масса стального маховика равна $\delta_n = 0,03 \text{ кг}$; параметр настройки центробежного регулятора $k_d = 86900$; передаточное число согласующего редуктора между приводным двигателем и насосом $u_{\text{де}} = 1,19$ – для гидроагрегата с серийным и $u_{\text{де}} = 1,16$ – для гидроагрегата с модернизированным гидровращателями;

– насос шестеренный нерегулируемый, с возможностью изменять подачу при «запредельном» возрастании нагрузки: рабочий объем насоса посто-

янный и равен $V_{н0} = 24 \text{ см}^3$ для гидроагрегата с серийным и $V_{н0} = 31 \text{ см}^3$ с модернизированным гидроращателем; угловая скорость вала насоса поддерживается регулятором ДВС и равна $\omega_n = 225 \text{ с}^{-1}$; для нерегулируемого насоса параметр регулирования равен $e = 1$; давление в сливной магистрали равно $p_{сл} = 0$; момент инерции вращающихся масс насоса равен $J = 0,066 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$; объемный КПД равен $\eta_{об} = 0,95$, гидромеханический КПД – $\eta_{з.м} = 0,85$;

– гидроращатель планетарного типа: рабочий объем гидроращателя постоянный и равен $V_{зв} = 6300 \text{ см}^3$; количество зубьев направляющей $Z_{напр(с)} = 26$ серийного и $Z_{напр(м)} = 14$ модернизированного гидроращателей; количество зубьев шестерни $Z_{ш(с)} = 25$ серийного и $Z_{ш(м)} = 13$ модернизированного гидроращателей; радиус окружности расположения центров зубьев $R_{ш(с)} = 80,0766 \text{ мм}$ шестерни серийного и $R_{ш(м)} = 73,6473 \text{ мм}$ модернизированного гидроращателей; радиус зубьев шестерни $r_{ш(с)} = 6 \text{ мм}$ серийного и $r_{ш(м)} = 9 \text{ мм}$ модернизированного гидроращателей; радиус зубьев направляющей $r_{н(с)} = 6 \text{ мм}$ серийного и $r_{н(м)} = 11,8 \text{ мм}$ модернизированного гидроращателей; эксцентриситет $e_c = 3,0266 \text{ мм}$ серийного и $e_m = 5,9473 \text{ мм}$ модернизированного гидроращателей момент сопротивления постоянен и равен $M_c = 7587 \text{ Н} \cdot \text{м}$ – для серийного и $M_c = 11316 \text{ Н} \cdot \text{м}$ – для модернизированного гидроращателя; среднестатистический момент инерции вращающихся масс нагрузки гидроращателя, для данных моментов сопротивлений, равен $J = 250 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$; максимальный момент инерции вращающихся масс нагрузки гидроращателя, для данных моментов сопротивлений, равен $J = 1500 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$; объемный КПД равен $\eta_{об} = 0,819$ – для серийного и $\eta_{об} = 0,929$ – для модернизированного гидроращателя; гидромеханический КПД – $\eta_{з.м} = 0,605$ – для серийного и $\eta_{з.м} = 0,705$ – для модернизированного гидроращателя;

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

– рабочая жидкость: параметры рабочей жидкости, зависящие от типа масла и рабочей температуры гидравлической системы равны $A = 12,62$, $B = 1740$; показатель политропы $K = 1,2$; начальное (атмосферное) давление равно $p_0 = 0,1 \text{ МПа}$; содержание нерастворенного воздуха в рабочей жидкости в относительных единицах $m_0 = 0,025$.

При моделировании рабочих процессов, происходящих в серийном и модернизированном гидроращателях, работающих в составе

гидроагрегата, включающего насосную станцию мобильной машины с разомкнутой циркуляцией потока, с приводным двигателем дизельного типа, нерегулируемым шестеренным насосом и предохранительным клапаном, угловая скорость насоса в начальный момент времени равна нулю и увеличивается по мере увеличения частоты вращения вала приводного двигателя, таким образом, чтобы подача насоса при пуске увеличивалась от нулевого до номинального значения. Насос выбирался нерегулируемый, шестеренного типа, с приведенным рабочим объемом, соответствующим расходам рабочей жидкости, как для серийного, так и для модернизированного гидроращателей.

Анализ результатов моделирования процессов изменения выходных характеристик серийного и модернизированного гидроращателей планетарного типа, при разгоне гидроагрегата с приводным двигателем, позволил установить, что давление рабочей жидкости в гидроагрегате (рис. 1) нарастает достаточно «медленно», в период $0 \dots 0,8 \text{ с}$ для модернизированного и $0 \dots 0,9 \text{ с}$ для серийного гидроращателей.

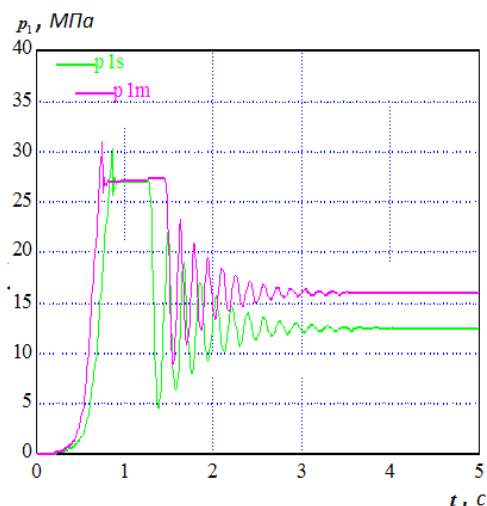


Рис. 1. Зависимость изменения давления в серийном и модернизированном гидроращателях, работающих в составе гидроагрегата при разгоне:

— серийный гидроращатель
— модернизированный гидроращатель

Fig. 1. The dependence of the pressure change inside the serial and updated hydraulic rotator working as a part of hydraulic unit under starting:

— serial hydraulic rotator
— updated hydraulic rotator

В рассматриваемый период «всплески» давления не превышают значений 31 МПа для модернизированного и 30 МПа для серийного гидроращателей. Далее на протяжении $0,8 \text{ с}$ для модернизированного и $0,5 \text{ с}$ для серийного гидроращателей (время срабатывания предохранительного клапана) давление рабочей жидкости устанавливается на значении 27 МПа для обоих гидроращателей. В период времени с $1,3 \text{ с}$ для

серийного и с 1,5 с для модернизированного гидровращателей значения давления рабочей жидкости постепенно уменьшаются и с затухающими колебаниями, значений давления рабочей жидкости для обоих гидровращателей выходят на номинальный режим 16 МПа и 12,5 МПа, соответственно, для модернизированного и серийного гидровращателей.

Таким образом, номинальное значение давления рабочей жидкости у модернизированного гидровращателя на 22% выше, чем у серийного, а амплитуда максимальных колебаний давления рабочей жидкости у серийного гидровращателя на 23 % больше, чем у модернизированного и находится в диапазоне от 8,8 МПа до 22 МПа для модернизированного и от 4,9 МПа до 22 МПа для серийного гидровращателей.

Исследованиями изменения частоты вращения «валов» гидровращателей (рис. 2), при разгоне гидроагрегата с приводным двигателем установлено, что в период времени до 1,2 с для серийного и до 1,4 с для модернизированного гидровращателей их «валы» неподвижны. Далее после 1,2 с для серийного и 1,4 с для модернизированного гидровращателей происходит разгон обоих гидровращателей с максимальным всплеском значения частоты вращения равным 11,3 мин⁻¹ для модернизированного и 9,1 мин⁻¹ для серийного гидровращателей.

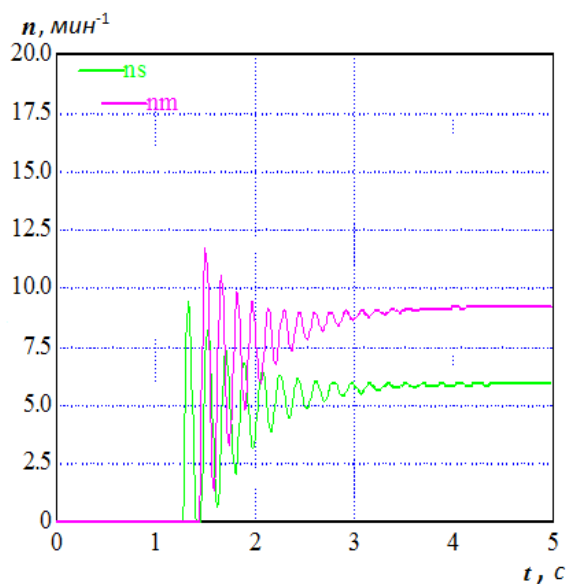


Рис. 2. Зависимость изменения частоты вращения вала серийного и модернизированного гидровращателей, работающих в составе гидроагрегата при разгоне:

- серийный гидровращатель
- модернизированный гидровращатель

Fig. 2. The dependence of the shaft rotary speed of the serial and updated hydraulic rotator working as a part of hydraulic unit under starting:

- serial hydraulic rotator
- updated hydraulic rotator

В период с 1,2 с для серийного и 1,4 с для модернизированного, значения частоты вращения

гидровращателей с затухающими колебаниями интенсивно уменьшаются и выходят на номинальный режим 9 мин⁻¹ и 6 мин⁻¹, соответственно, для модернизированного и серийного гидравлических вращателей.

Таким образом, номинальное значение частоты вращения у модернизированного гидровращателя на 33% выше, чем у серийного, а амплитуда максимальных колебаний частоты вращения у серийного гидровращателя на 9 % меньше, чем у модернизированного и находится в диапазоне от 11,3 мин⁻¹ до 1,3 мин⁻¹ для модернизированного и от 9,1 мин⁻¹ до 0,0 мин⁻¹ для серийного гидровращателей.

Анализ зависимостей изменения крутящих моментов (рис. 3) серийного и модернизированного гидровращателей показывает, что в момент пуска гидровращателей, при разгоне гидроагрегата с приводным двигателем, зависимости изменения крутящих моментов аналогичны зависимостям изменения давления рабочей жидкости (рис. 1).

Анализ (рис. 3), позволил установить, что значения крутящих моментов в период 0...0,8 с для модернизированного и 0...0,9 с для серийного гидровращателей нарастают достаточно «медленно». В рассматриваемый период «всплески» крутящих моментов не превышают значений 24000 Н·м и 18000 Н·м, соответственно, для модернизированного и серийного гидровращателей.

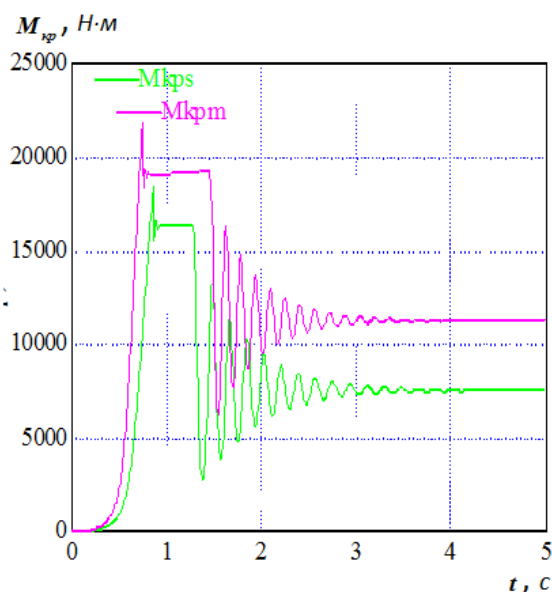


Рис. 3. Зависимость изменения крутящего момента на валу серийного и модернизированного гидровращателей, работающих в составе гидроагрегата при разгоне:

- серийный гидровращатель
- модернизированный гидровращатель

Fig. 3. The dependence of the change of the output torque for the serial and updated hydraulic rotator working as a part of hydraulic unit under starting:

- serial hydraulic rotator
- updated hydraulic rotator

Далее на протяжении 0,8 с для модернизированного и 0,5 для серийного

гидровращателей (время срабатывания предохранительного клапана) значения крутящих моментов устанавливаются на 19000 Н·м и 16500 Н·м, соответственно, для модернизированного и серийного гидровращателей.

В период с 1,3 с для серийного и с 1,5 с для модернизированного гидровращателей значения крутящих моментов постепенно уменьшаются и с затухающими колебаниями выходят на номинальный режим для обоих гидровращателей 12000 Н·м и 7500 Н·м, соответственно, для модернизированного и серийного гидровращателей.

Таким образом, можно заключить, что номинальное значение крутящего момента у модернизированного гидровращателя на 37% выше, чем у серийного, а амплитуда максимальных колебаний крутящего момента у серийного гидровращателя на 23 % больше, чем у модернизированного и находится в диапазоне от 6200 Н·м до 19000 Н·м для модернизированного и от 2500 Н·м до 16500 Н·м для серийного гидровращателей.

Анализ результатов изменения инерционных моментов (рис. 4) серийного и модернизированного гидровращателей при разгоне гидроагрегата с приводным двигателем, позволил установить, что изменения инерционных моментов в гидроагрегате в период 0...0,8 с для модернизированного и 0...0,9 с для серийного гидровращателей нарастают достаточно «медленно».

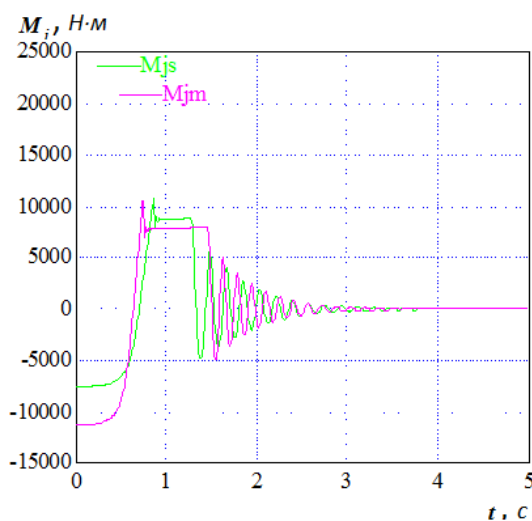


Рис. 4. Зависимость изменения инерционного момента серийного и модернизированного гидровращателей, работающих в составе гидроагрегата при разгоне:

- серийный гидровращатель
- модернизированный гидровращатель

Fig. 4. The dependence of the change of the inertia moment for the serial and updated hydraulic rotator working as a part of hydraulic unit under starting:

- serial hydraulic rotator
- updated hydraulic rotator

В рассматриваемый период «всплески» инерционных моментов не превышают значений

11000 Н·м, далее на протяжении 0,8 с для модернизированного и 0,5 с для серийного гидровращателей (время срабатывания предохранительного клапана) изменения инерционных моментов устанавливаются на значении 9000 Н·м для серийного и 8000 Н·м для модернизированного гидровращателей. В период с 1,3 с для серийного и с 1,5 с для модернизированного гидровращателей значения инерционных моментов постепенно уменьшаются и с затухающими колебаниями выходят на нулевое значение. Необходимо так же отметить, что амплитуда максимальных колебаний инерционных моментов у серийного и модернизированного гидровращателей практически одинаковые.

Исследованиями изменения расходов гидровращателей при разгоне гидроагрегата с приводным двигателем установлено, что подача насосов (рис. 5) для обеспечения работы модернизированного и серийного гидровращателей в процессе разгона изменяется достаточно «плавно» и в период от 0,0 с до 4,0 с выходит на значения 63 л/мин для модернизированного и 49,5 л/мин для серийного гидровращателей.

Таким образом, номинальное значение подачи насоса для модернизированного гидровращателя на 21,5 % выше, чем для серийного.

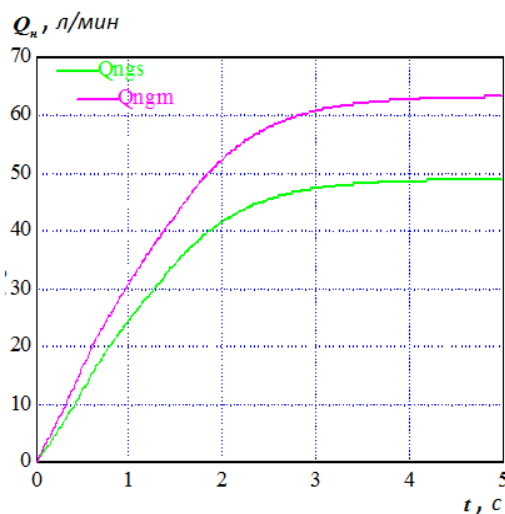


Рис. 5. Зависимость изменения подачи насосов для обеспечения работы модернизированного и серийного гидровращателей, работающих в составе гидроагрегата при разгоне:

- серийный гидровращатель
- модернизированный гидровращатель

Fig. 5. The dependence of the change of the pump feeding which provides the operation of the serial and updated hydraulic rotator working as a part of hydraulic unit under starting:

- serial hydraulic rotator
- updated hydraulic rotator

Анализ результатов моделирования процессов изменения расходов, подводимых к гидровращателям (рис. 6), в исследуемой системе показывает, что в период времени от 0,0 с и до 0,8 с для модернизированного и до 0,9 с для серийного гидровращате-

лей к ним подводится рабочая жидкость, подаваемая насосами, и максимальное значение ее расхода в этом промежутке времени равно 17,5 л/мин и 15 л/мин, соответственно, для модернизированного и серийного гидровращателей. Далее происходит резкое падение расходов рабочей жидкости, подводящей к гидровращателям, вплоть до нулевого значения (срабатывание предохранительный клапан).

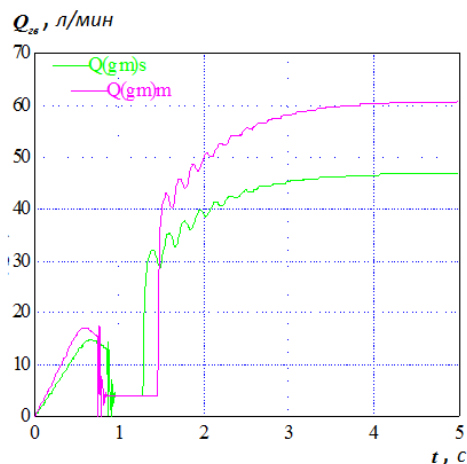


Рис. 6. Зависимость изменения расходов, подводимых к модернизированному и серийному гидровращателям, работающим в составе гидроагрегата при разгоне:

- серийный гидровращатель
- модернизированный гидровращатель

Fig. 6. The dependence of the change of the flow rates which are supplied to the serial and updated hydraulic rotator working as a part of hydraulic unit under starting:

- serial hydraulic rotator
- updated hydraulic rotator

В течение 0,7 с для модернизированного и 0,4 с для серийного гидровращателей количество рабочей жидкости, подводимое к гидровращателям, ограничивается предохранительным клапаном и составляет 3,5 л/мин. Начиная с 1,4 с для серийного и 1,5 с для модернизированного гидровращателей количество рабочей жидкости, подводимой к ним, резко возрастает и с затухающими гармоническими колебаниями к 4,0 с выходит на номинальные значения, равные 60,5 л/мин для модернизированного и 48 л/мин для серийного гидровращателей.

Таким образом, можно заключить, что номинальное значение расхода рабочей жидкости, подводимой к модернизированному гидровращателю на 21% выше, чем к серийному.

Зависимости изменения расходов рабочей жидкости, поступающей на слив из гидровращателей (рис. 7) в исследуемой системе при разгоне гидроагрегата с приводным двигателем показывают, что в период времени от 0,0 с до 1,25 с для серийного и от 0,0 с до 1,4 с для модернизированного гидровращателей рабочая жидкость из гидровращателей на слив не поступает, что свидетельствует о том, что в рассматриваемый период времени происходит заполнение гидровращателей рабочей жидкостью, а так же

отвод рабочей жидкости через предохранительный клапан.

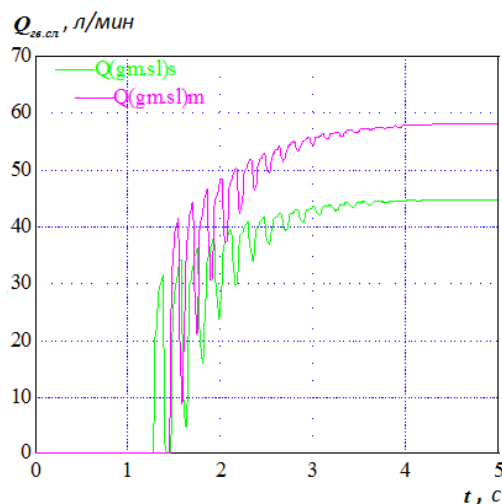


Рис. 7. Зависимость изменения количества рабочей жидкости, поступающей на слив из модернизированного и серийного гидровращателей, работающих в составе гидроагрегата при разгоне:

- серийный гидровращатель
- модернизированный гидровращатель

Fig. 7. The dependence of the change of the working fluid amount which is supplied to the drain from the serial and updated hydraulic rotator working as a part of hydraulic unit under starting:

- serial hydraulic rotator
- updated hydraulic rotator

Начиная с 1,25 с для серийного и 1,4 с для модернизированного гидровращателей, количество рабочей жидкости, поступающей на слив, резко возрастает и с затухающими гармоническими колебаниями к 4,0 с выходит на номинальные значения равные 59 л/мин для модернизированного и 45 л/мин для серийного гидровращателей.

Таким образом, номинальное значение расхода рабочей жидкости, поступающей на слив из модернизированного гидровращателя на 24% выше, чем из серийного.

Результаты исследований изменения количества рабочей жидкости, проходящей через предохранительный клапан (рис. 8), в исследуемой системе при разгоне гидроагрегата с приводным двигателем показывают, что в период времени от 0,0 с до 0,8 с для модернизированного и 0,0 с до 0,9 с для серийного, предохранительные клапаны закрыты, т.е. рабочая жидкость через них не проходит. При достижении времени разгона 1,25 с для серийного и 1,4 с для модернизированного, происходит резкое срабатывание предохранительного клапана с мгновенным всплеском расхода рабочей жидкости через клапан до 25 л/мин для серийного и 90 л/мин для модернизированного гидровращателей с резким падением расхода до 15 л/мин у серийного и 17 л/мин у модернизированного. В течение 0,7 с для модернизированного и 0,4 с для серийного расход жидкости через предохранительный клапан линейно возрастает до значений 25 л/мин для модернизированного и 19

л/мин для серийного гидровращателей. При достижении времени разгона 1,25 с для серийного и 1,5 с для модернизированного гидровращателей происходит резкое отключение предохранительного клапана, т.е. расход через предохранительный клапан отсутствует, и весь поток рабочей жидкости направляется к гидровращателю.

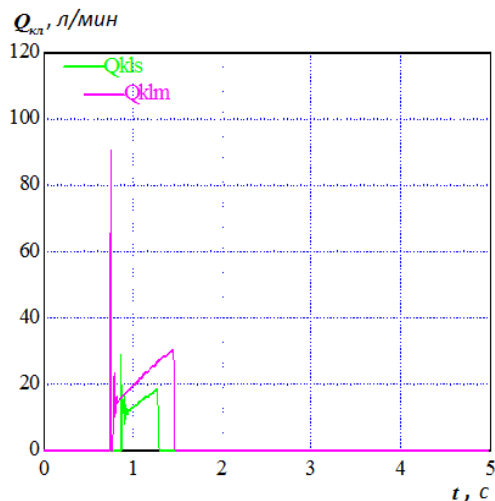


Рис. 8. Зависимость изменения количества рабочей жидкости, проходящей через предохранительный клапан при разгоне гидроагрегата:

- серийный гидровращатель
- модернизированный гидровращатель

Fig. 8. The dependence of the change of the working fluid amount which passes through the relief valve under starting of the hydraulic unit:

- serial hydraulic rotator
- updated hydraulic rotator

Исследованиями изменения КПД гидровращателей при разгоне гидроагрегата с приводным двигателем установлено, что в период времени от 0,0 с до 1,25 с для модернизированного и от 0,0 с до 1,4 с для серийного гидровращателей, значения объемного КПД (рис. 9) равны нулю. Начиная с 1,25 с для серийного и 1,4 с для модернизированного гидровращателей их объемный КПД резко возрастает, и с затухающими колебаниями к 4,0 с выходит на номинальные значения равные 0,96 для модернизированного и 0,8 для серийного гидровращателей. Исходя из этого, номинальное значение объемного КПД модернизированного гидровращателя на 17% выше, чем серийного.

Анализ зависимостей изменения механического КПД (рис. 10) гидровращателей при разгоне гидроагрегата с приводным двигателем показывает, что в период времени от 0,0 с до 1,3 с для модернизированного и от 0,0 с до 1,06 с для серийного гидровращателей, значения механического КПД обоих гидровращателей равны нулю. Начиная с 1,06 с для серийного и 1,3 с для модернизированного гидровращателей значения их механических КПД резко возрастают, и с затухающими колебаниями к 4,0 с выходят на номинальные значения равные 0,7 для модернизированного и 0,6 для серийного гидровращателей.

Таким образом, можно констатировать, что номинальное значение механического КПД модернизированного гидровращателя на 14% выше, чем серийного.

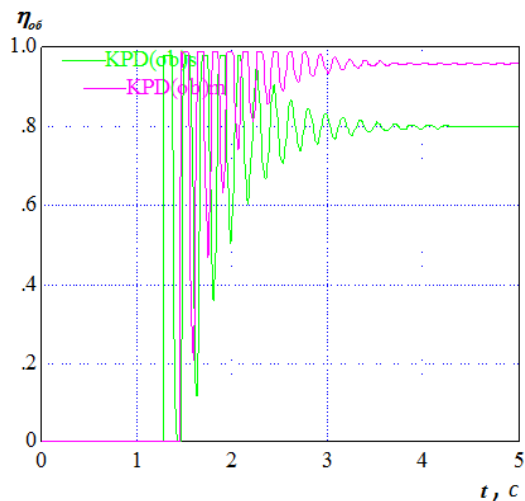


Рис. 9. Зависимость изменения объемного КПД модернизированного и серийного гидровращателей, работающих в составе гидроагрегата при разгоне:

- серийный гидровращатель
- модернизированный гидровращатель

Fig. 9. The dependence of the change of the volumetric efficiency for the serial and updated hydraulic rotators working as a part of hydraulic unit under starting:

- serial hydraulic rotator
- updated hydraulic rotator

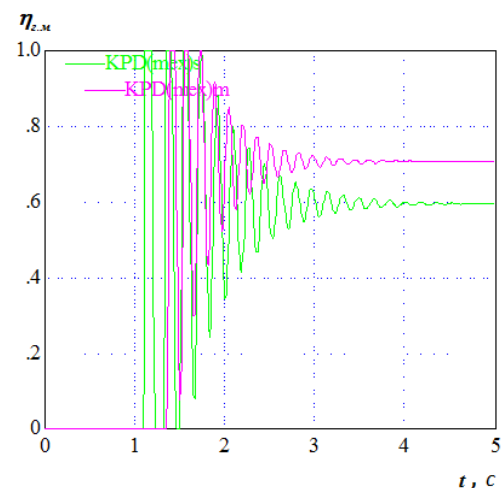


Рис. 10. Зависимость изменения механического КПД модернизированного и серийного гидровращателей, работающих в составе гидроагрегата при разгоне:

- серийный гидровращатель
- модернизированный гидровращатель

Fig. 10. The dependence of the change of the mechanical efficiency for the serial and updated hydraulic rotators working as a part of hydraulic unit under starting:

- serial hydraulic rotator
- updated hydraulic rotator

Зависимости изменения общего КПД (рис. 11) гидровращателей при разгоне гидроагрегата с приводным двигателем показывают, что в период времени от 0,0 с и до 1,4 с для модернизированного и от 0,0 с до 1,25 с для серийного гидровращателей, значения общего КПД обоих гидровращателей равны нулю. Начиная с 1,25 с для серийного и 1,4 с для модернизированного гидровращателей их общий КПД резко возрастает, и с затухающими колебаниями к 4,0 с выходит на номинальные значения равные 0,67 для модернизированного и 0,48 для серийного гидровращателей.

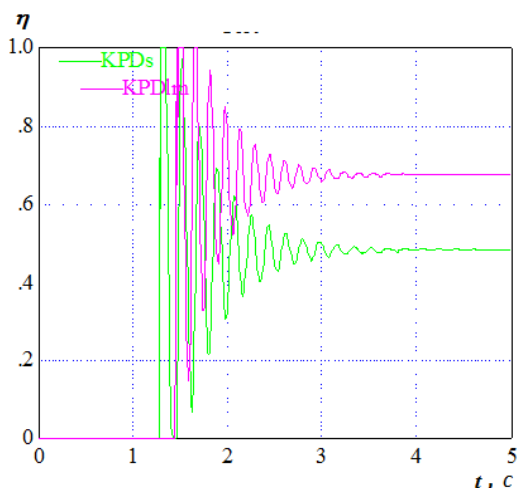


Рис. 11. Зависимость изменения общего КПД модернизированного и серийного гидровращателей, работающих в составе гидроагрегата при разгоне:

- серийный гидровращатель
- модернизированный гидровращатель

Fig. 11. The dependence of the change of the overall efficiency for the serial and updated hydraulic rotators working as a part of hydraulic unit under starting:

- serial hydraulic rotor
- updated hydraulic rotor

Таким образом, можно констатировать, что номинальное значение общего КПД модернизированного гидровращателя на 29% выше, чем серийного.

Анализ исследований изменения мощности гидровращателей при разгоне гидроагрегата с приводным двигателем, позволил установить, что в период времени от 0,0 с до 0,8 с для модернизированного и от 0,0 с до 0,9 с для серийного гидровращателей, затраченные мощности плавно возрастают (рис. 12) до значений 8 кВт и 6,7 кВт, соответственно, для модернизированного и серийного гидровращателей. Далее на протяжении времени 0,7 с для модернизированного и 0,4 с для серийного гидровращателей (время срабатывания предохранительного клапана) значения затраченных мощностей равно 2 кВт. В период с 1,3 с для серийного и с 1,5 с для модернизированного гидровращателей значения затраченных мощностей резко возрастают и с затухающими колебаниями выходят на номинальный значения равные 16 кВт для модернизированного и 10

кВт для серийного гидровращателей. Таким образом, можно заключить, что номинальное значение затраченной мощности у модернизированного гидровращателя на 37% выше, чем у серийного, а амплитуда максимальных колебаний значений затраченной мощности у серийного гидровращателя на 13 % больше, чем у модернизированного гидровращателей и находится в диапазоне от 15 кВт до 7 кВт для модернизированного и от 11 кВт до 4 кВт для серийного гидровращателей.

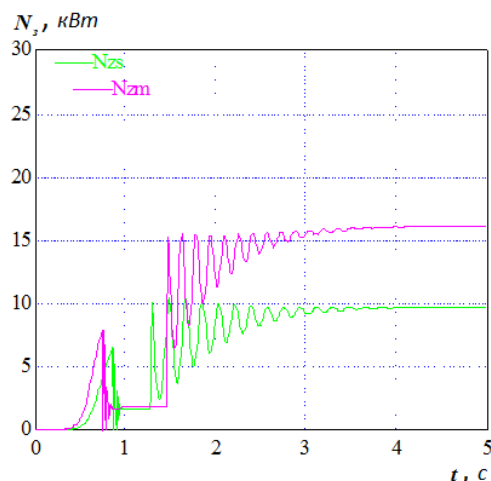


Рис. 12. Зависимость изменения затраченной мощности модернизированного и серийного гидровращателей, работающих в составе гидроагрегата при разгоне:

- серийный гидровращатель
- модернизированный гидровращатель

Fig. 12. The dependence of the change of the supplied power of the serial and updated hydraulic rotators working as a part of hydraulic unit under starting:

- serial hydraulic rotor
- updated hydraulic rotor

Анализ зависимостей изменения полезной мощности гидровращателей (рис. 13) показывает, что при разгоне гидроагрегата с приводным двигателем, на протяжении времени 1,5 с для модернизированного и 1,3 с для серийного гидровращателей значения их полезных мощностей равны нулю, а «валы» гидровращателей неподвижны (заполнение рабочих камер, срабатывание предохранительного клапана). В период с 1,3 с для серийного и 1,5 с для модернизированного, значения полезной мощности гидровращателей резко возрастают и с затухающими колебаниями уменьшаются и выходят на номинальные значения равные 11 кВт для модернизированного и 4,9 кВт для серийного гидравлических вращателей. Таким образом, номинальное значение полезной мощности у модернизированного гидровращателя на 45% выше, чем у серийного, а амплитуда максимальных колебаний значений полезной мощности у серийного гидровращателя на 35 % меньше, чем у модернизированного и находится в диапазоне от 17,0 кВт до 1,3 кВт для модернизированного и от 10,2 кВт до 0,1 кВт для серийного гидровращателей.

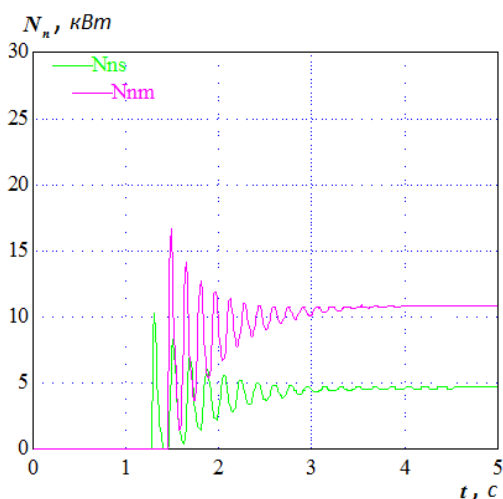


Рис. 13. Зависимость изменения полезной мощности модернизированного и серийного гидровращателей, работающих в составе гидроагрегата при разгоне:

— серийный гидровращатель
— модернизированный гидровращатель

Fig. 13. The dependence of the change of the net capacity of the serial and updated hydraulic rotators working as a part of hydraulic unit under starting:

— serial hydraulic rotator
— updated hydraulic rotator

Результаты моделирования работы гидравлического вращателя планетарного типа в составе гидроагрегата, включающего насосную станцию мобильной машины с разомкнутой циркуляцией потока, с приводным двигателем дизельного типа, нерегулируемым шестеренным насосом и предохранительным клапаном, во время пуска (рис. 1-13), подтверждают результаты теоретических и параметрических исследований по обоснованию геометрических параметров вытеснительной и распределительной систем модернизированного гидровращателя.

ВЫВОДЫ

1. Моделирование рабочих процессов, происходящих в гидравлическом вращателе планетарного типа, работающего в составе гидроагрегата, включающего насосную станцию мобильной машины с разомкнутой циркуляцией потока, с приводным двигателем дизельного типа, нерегулируемым шестеренным насосом и предохранительным клапаном, выполнялось как для серийного, так и для модернизированного гидровращателей с большим рабочим объемом $V_{\text{раб}} = 6300 \text{ см}^3$, были обоснованы и приняты необходимые начальные условия, ограничения и допущения, позволяющие моделировать работу исследуемого гидроагрегата с помощью пакета имитационного моделирования Vissim и исследовать динамику изменения выходных характеристик гидровращателя в реальных условиях эксплуатации.

2. Исследования динамики изменения выходных характеристик серийного и

модернизированного гидровращателей планетарного типа, работающих в составе гидроагрегата, с учетом их конструктивных особенностей, а также взаимосвязи всех элементов гидроагрегата и их взаимодействия с рабочей жидкостью показывают, что

- номинальное значение давления рабочей жидкости у модернизированного гидровращателя на 22% выше, чем у серийного, при этом колебания давления рабочей жидкости у серийного гидровращателя на 23 % больше, чем у модернизированного;

- значение крутящего момента у модернизированного гидровращателя на 37% выше, чем у серийного, при этом амплитуда максимальных колебаний крутящего момента у серийного гидровращателя на 23 % больше, чем у модернизированного;

- номинальное значение подачи насоса для модернизированного гидровращателя на 21,5 % выше, чем для серийного;

- номинальное значение количества рабочей жидкости, подводимой к модернизированному гидровращателю и поступающей на слив из него, на 24% выше, чем у серийного;

- номинальное значение частоты вращения у модернизированного гидровращателя на 33% выше, чем у серийного, при этом колебания частоты вращения у серийного гидровращателя на 9% больше, чем у модернизированного;

- номинальное значение затраченной мощности у модернизированного гидровращателя на 37% выше, чем у серийного, при этом амплитуда максимальных колебаний затраченной мощности у серийного гидровращателя на 13 % больше, чем у модернизированного;

- номинальное значение полезной мощности модернизированного гидровращателя на 45% выше, чем серийного, при этом амплитуда максимальных колебаний полезной мощности у серийного гидровращателя на 35% меньше, чем у модернизированного;

- номинальное значение объемного КПД модернизированного гидровращателя на 17% выше, чем у серийного, механического КПД — на 14% и общего КПД — на 29% выше.

3. Результаты моделирования работы гидравлического вращателя планетарного типа в составе гидроагрегата, включающего насосную станцию мобильной машины с разомкнутой циркуляцией потока, с приводным двигателем дизельного типа, нерегулируемым шестеренным насосом и предохранительным клапаном, во время пуска, подтверждают результаты теоретических и параметрических исследований по обоснованию геометрических параметров вытеснительной и распределительной систем модернизированного гидровращателя.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Панченко А.И., Волошина А.А., Обернин Ю.П. 2013. Основные направления гидрофикации мобильной техники. Труды Таврического государственного агротехнологического университета. Мелитополь: ТГАТУ, вып.13, т.6. 3–19.

2. **Панченко А.И., Волошина А.А., Панченко И.А. 2015.** Разработка планетарных гидромоторов для силовых гидроприводов мобильной техники. MOTROL. Vol. 17. No 9. 29-36.
3. Гидравлические вращатели РПГ [Электронный ресурс]. Режим доступа: <http://gidromash.lipetsk.ru>.
4. **Ерасов Ф.Н. 1969.** Новые планетарные машины гидравлического привода. Киев, УкрНИИ-НТИ, 55.
5. **Волошина А.А. 2014.** Параметрические исследования вытеснительной и распределительной систем гидравлического вращателя планетарного типа. Научный вестник Таврического государственного агротехнологического университета [Электронный ресурс], Мелитополь: ТГАТУ, вып.4, т.1. 30-40.
6. **Панченко А.И., Волошина А.А., Обернихин Ю.П. 2014.** Параметрические исследования гидравлического вращателя планетарного типа. Промышленная гидравлика и пневматика, №3 (45). 45–54 (Украина).
7. **Панченко А.И., Волошина А.А., Засядко А.И. 2013.** Методика проектирования элементов распределительных систем гидровращателей планетарного типа. Труды Таврического государственного агротехнологического университета. Мелитополь: ТГАТУ, вып. 13, т.6. 82-101.
8. **Панченко А.И., Волошина А.А., Панченко И.А. 2014.** Методика проектирования элементов вытеснительных систем гидровращателей планетарного типа. Вестник Национального технического университета «Харьковский политехнический институт». Х.: НТУ «ХПИ», № 1 (1044). 136–145.
9. **Волошина А.А. 2013.** Математическая модель рабочих процессов вытеснительной системы гидровращателя планетарного типа. Научный вестник Таврического государственного агротехнологического университета [Электронный ресурс], Мелитополь: ТГАТУ. Мелитополь: ТГАТУ, вып.3, т.1. 87-96.
10. **Панченко А.И., Волошина А.А., Панченко И.А. Обернихин Ю.П. 2015.** Математическая модель рабочих процессов распределительной системы гидровращателя планетарного типа. Вестник Национального технического университета «Харьковский политехнический институт». Х.: НТУ «ХПИ», № 45 (1154). 53-59.
11. **Панченко А.И., Волошина А.А., Панченко И.А. 2013.** Математическая модель насосной станции с приводным двигателем. Труды Таврического государственного агротехнологического университета. Мелитополь: ТГАТУ, вып. 13, т.6. 45-61.
12. **Панченко А.И., Волошина А.А., Засядко А.И. 2014.** Математическая модель высокомоментного гидромотора с упруго-инерционной нагрузкой. MOTROL. Vol. 16. No 5. 293–298.
13. **Панченко А.И., Волошина А.А., Панченко И.А. 2014.** Математическая модель рабочих процессов гидравлического вращателя планетарного типа в составе гидроагрегата. Промышленная гидравлика и пневматика, №1 (43). 71–82 (Украина).
14. **Панченко А.И., Волошина А.А., Панченко И.А. 2014.** Методологические основы проектирования гидравлических вращателей планетарного типа. MOTROL. Vol. 16. No 3. 179–186.
15. **Андренко П., Свиначенко М. 2009.** Математическая модель гидравлического гасителя пульсаций давления с автоматической подстройкой параметров. MOTROL. №11В. 42-49.
16. **Лурье З., Федоренко И. 2011.** Аппаратно-программный комплекс для определения моментов инерции элементов и в целом мехатронного гидроагрегата системы смазки. MOTROL. №13С. 106-115.
17. **Волошина А.А. 2014.** Начальные условия моделирования работы гидравлического вращателя планетарного типа. Труды Таврического государственного агротехнологического университета. Мелитополь: ТГАТУ, вып. 14, т.4. 81-94.
18. **Волошина А.А. 2014.** Обоснование начальных условий моделирования работы гидровращателя планетарного типа в составе гидроагрегата. Научный вестник Таврического государственного агротехнологического университета [Электронный ресурс], Мелитополь: ТГАТУ, вып.4, т.1. 76-87.
19. **Панченко А.И., Волошина А.А. 2015.** Исследование динамики гидравлической системы насос-клапан-гидровращатель. Труды Таврического государственного агротехнологического университета. Мелитополь: ТГАТУ, вып. 15, т.3. 66-79.
20. **Панченко А.И., Волошина А.А., Панченко И.А. 2016.** Особенности моделирования рабочих процессов, происходящих в гидравлической системе насос-клапан-гидровращатель. Научный вестник Таврического государственного агротехнологического университета [Электронный ресурс], Мелитополь: ТГАТУ, вып.6, т.1. 91-106.

DYNAMICS OF CHANGES IN THE OUTPUT CHARACTERISTICS FOR THE PLANETARY HYDRAULIC ROTATOR AS A PART OF THE HYDRAULIC UNIT WITH THE DRIVING ENGINE

Summary. The article presents some necessary starting conditions as well as limits and assumptions allowing to model the working processes which take place inside the serial and updated planetary hydraulic rotators with the large volumes over 6000 cm³. The rotators work as a part of the hydraulic unit which includes a pumping station of the mobile machine with an open flow circulation, a driving diesel engine, a nonadjustable gear pump and a relief valve. The starting conditions have been substantiated and accepted for the modeling with the help of Vissim simulation modeling software.

The modeling covered transient processes which take place inside the planetary hydraulic rotators working as a part of the hydraulic unit. This enabled to study the dynamics of changes in the output characteristics for the serial and updated hydraulic rotators. The design features of the hydraulic rotators as well as the relationship between all the studied hydraulic system elements have been taken into account while research. The modeling describes the operation of the planetary rotator as a part of hydraulic unit. It consists of a pumping station

of the mobile machine with an open flow circulation, a driving diesel engine, a nonadjustable gear pump and a relief valve. The results of the modeling during starting confirm the results of theoretical and parametric research aimed at the substantiation of the geometrical parameters of the displacing and distribution systems of the updated hydraulic rotator.

Key words: hydraulic unit, pumping station of the mobile machine with an open flow circulation, driving diesel engine, nonadjustable gear pump, indirect acting relief valve, planetary hydraulic rotator, dynamics, output characteristics.

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ПРОЦЕССА ПОДГОТОВКИ МАСЛИЧНОГО СЫРЬЯ В МНОГОЧАННОЙ ЖАРОВНЕ

Владимир Дидур¹, Валентин Ткаченко¹, Александр Ткаченко¹, Владимир Дидур²

¹*Таврический государственный агротехнологический университет*

Пр. Б. Хмельницкого, 18, Мелитополь, Украина. E-mail: didurva@mail.ru

²*Уманский национальный университет садоводства*

Умань, Украина. E-mail: didur-vladimir@yandex.ru

Vladimir Didur¹, Valentin Tkachenko¹, Aleksandr Tkachenko¹, Vladimir Didur²

¹*Tavria State Agrotechnological University,*

B. Khmelnytsky Avenue, 18, Melitopol, Ukraine. E-mail: didurva@mail.ru

²*Umansky national university of horticulture*

Uman, Ukraine E-mail: didur-vladimir@yandex.ru

Аннотация. Работа посвящена изучению процессов тепло- и влагопереноса в многочанной жаровне при тепловой обработке мятки, с целью вызвать определённые физико-химические изменения мятки и структуры её частей, которые способствуют наилучшему эффекту при извлечении масла. Рассмотрено сложное движение мятки в чане жаровни, представляющей собой турбинную мешалку с наклонными лопатками. Благодаря расположению мешалки наряду с основным движением образуется вторичный поток. Анализом доказано, что в многочанной жаровне обрабатываемый материал и среда находятся в прямооточном движении и требуют разработки граничных условий, обеспечивающих описание этого движения существующими дифференциальными уравнениями.

Приводится система дифференциальных уравнений, которая может явиться моделью внутреннего тепло- и массообмена при влаготепловой обработке мятки в чане. В качестве одного граничного условия используется условие симметрии. Для определения вторых граничных условий составляются балансовые уравнения для потоков, определяются переменные значения потенциалов, от которых зависит скорость процесса.

В работе представлены граничные условия для процесса увлажнения на границе влажный материал – среда: поток влаги перемещается с теплоносителя к поверхности материала и потоками влаги поверхностных слоёв материала за счёт диффузии и термодиффузии к внутренним слоям. На основе потоков влаги составлены балансовые уравнения увлажнения для прямооточного движения материала и теплоносителя. Приводится плотность тепла создаваемого глухим паром днища чана. Составлено уравнение теплового баланса для первого этапа жаренья.

Оба этапа жаренья сопровождаются контактным (кондуктивным) нагревом мятки от конденсации глухого пара через днище. Причём, на первом этапе это сопровождается пропариванием мятки, а на втором сушкой без введения дополнительного теплоносителя.

У горячей поверхности чана образуется подвижный контактный слой. Приводится основное урав-

нение тепло- и влагообмена для контактной сушки на греющей поверхности днища чана.

Ключевые слова: тепло- влагоперенос, многочанная жаровня, материальный баланс, тепловой баланс, плотность потока массы, плотность потока тепла.

ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМЫ

В многочанной жаровне производится сложный технологический процесс влаготепловой обработки мятки, цель которого вызвать определённые физико-химические изменения мятки и изменения структуры её частей, которые способствуют наилучшему эффекту при извлечении масла.

Теплофизическими основами кондиционирования по влажности и температуре являются закономерности массо- (влаго-) и теплопереноса. А.В. Лыков применил к переносу вещества методы и систему понятий, которые применяются в явлениях переноса тепла, и тем самым заложил основы общей термодинамики переноса, которая рассматривает эти явления в их неразрывной связи, т.е. так как они протекают в действительности. Разработана теория тепло- и массопереноса на базе решения системы нелинейных дифференциальных уравнений при граничных условиях, соответствующих постоянным и переменным потенциалам в среде, меняющимся по наперёд заданным законам. Однако теория предназначена для материала и среды, находящихся в неподвижном состоянии [1-3].

Таким образом, проблемой для создания математической модели тепло- и массопереноса в многочанной жаровне является, прежде всего, детальное изучение и математическое описание реального процесса и построение граничных условий, позволяющих получить характеристики, оценивающие движение материала и тепло- влагоносителя, которые находятся в различных количественных соотношениях.

АНАЛИЗ ПОСЛЕДНИХ ИССЛЕДОВАНИЙ И ПУБЛИКАЦИЙ

В работе [4] впервые получена математическая модель влаготепловой обработки мятки в многочанных паровых жаровнях с использованием системы

дифференциальных уравнений переноса массы и энергии. Математическая модель влаготепловой обработки в толстом неподвижном слое паровой жаровни принята как сумма тонких элементарных слоёв. Толстый неподвижный слой условно разбит на элементарные слои, а время влаготепловой обработки на малые промежутки времени. Для каждого элементарного слоя в малом промежутке времени в пределах данного интервала потенциалов принимаются постоянные коэффициенты тепло – и массопереноса и термодинамические характеристики. Но с переходом из слоя в слой и изменением времени коэффициенты тепло и массопереноса и термодинамические характеристики меняются дискретно. Система дифференциальных уравнений должна замыкаться экспериментальными зависимостями технологических свойств перерабатываемой массы и зависимостями, определяющими параметры агента сушки.

Технологический процесс влаготепловой обработки мятки по процессам тепло и массопереноса ближе всего процессам сушки. При исследовании сушки семян подсолнечника в толстом неподвижном слое [5], прежде всего, были определены теплофизические и термодинамические свойства составляющих семян подсолнечника, составлены соответствующие уравнения регрессии этих характеристик. Для описания внутреннего теплообмена в оболочке и в ядре семечки применили систему дифференциальных уравнений переноса массы и энергии, разработанную А.В. Лыковым на основании термодинамики необратимых процессов. Анализ и практика решений системы уравнений с частными производными показывает, что использование классических методов не позволяет эффективно решать задачи до конца. Применение методов интегральных преобразований позволяет преодолеть эти трудности. Решение модели неограниченной пластины и шара получены методом интегральных преобразований.

В работе [6] предложена безотходная технология переработки семян клещевины по схеме двухступенчатого отжима и химической детоксикации клещевинного жмыха. Отказ от экстракции масла позволяет применить технологию в малотоннажном производстве, а отделение лузги, химическая детоксикация жмыха даёт возможность получить не только качественное масло, но и высокобелковые кормовые добавки. Отделяемая лузга используется для технологического производства. Приведены технологические режимы влаготепловой обработки мятки семян клещевины в многочанной жаровне.

Исследования [7-9,30, 31] показали перспективность, безопасность, технологичность процесса, энергоэкономия, получения продуктов высокого качества при применении гидродинамических режимов в аппаратах с закрученными потоками теплоносителя. Частицы постоянно взаимодействуют друг с другом и со стенкой сушилки, при этом увеличивается скорость взаимодействующих фаз, повышается концентрация твёрдой фазы, время пребывания материала в аппарате тоже увеличивается [7, 10-13]. Идёт увеличение коэффициентов тепло-

массообмена, так как увеличивается скорость движения фаз в потоке почти в четыре раза, если сравнить с прямолинейными потоками. Всё это способствует повышению эффективности сушки.

Профессор А. Н. Остриков [14] исследовал сушку и тепловую обработку пищевого растительного сырья. Он сформулировал и экспериментально подтвердил модель процесса сушки круп перегретым паром.

Научный интерес представляют математические модели для осуществления сушки во взвешенном слое [8, 9, 15].

Большое значение имеют кинетические модели, позволяющие описать процесс сушки пищевых продуктов при различных методах энергоподвода [16-20].

ПОСТАНОВА ЗАДАЧИ

Задачей статьи является установление закономерностей происходящих при влаготепловой обработке мятки в многочанной жаровне и разработка математической модели для их описания.

ИЗЛОЖЕНИЕ ОСНОВНОГО МАТЕРИАЛА

В работе [4] при описании математической модели влаготепловой обработки мятки в многочанной жаровне рассматривался толстый неподвижный слой обрабатываемого материала. Для этого случая использовали систему дифференциальных уравнений переноса энергии и массы, предназначенной для материала и среды, находящихся в неподвижном состоянии.

На самом деле каждый чан жаровни представляет собой турбинную мешалку с наклонными плоскими лопатками. Результирующую скорость w мятки в любой точке чана можно разделить в цилиндрической системе координат (r, φ, z) на три составляющих: радиальную составляющую w_r , осевую составляющую w_z и тангенциальную составляющую w_t рис. 1 [21].

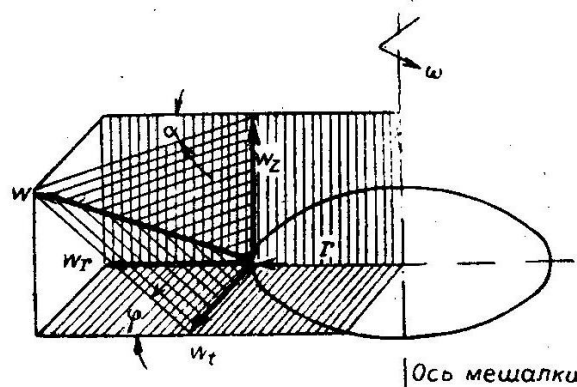


Рис. 1. Схема разложения суммарной скорости мезги в чане жаровни с мешалкой на составляющие скорости

Fig. 1. The scheme of decomposition of total speed of a material in a tub to a brazier with a mixer for making speeds

Отдельные составляющие скорости можно рассчитать по зависимостям.

– радиальная составляющая:

$$w_r = \frac{w}{\sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \alpha + \operatorname{tg}^2 \varphi}},$$

– тангенциальная составляющая:

$$w_t = \frac{w \operatorname{tg} \alpha}{\sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \alpha + \operatorname{tg}^2 \varphi}},$$

– осевая составляющая:

$$w_z = \frac{w \operatorname{tg} \varphi}{\sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \alpha + \operatorname{tg}^2 \varphi}},$$

где: α – угол, определяющий отклонение результирующей скорости от вертикальной плоскости, проходящей через ось аппарата и начало этого вектора; φ – угол, определяющий отклонение вектора, результирующей скорости от горизонтальной плоскости, перпендикулярной к оси аппарата (плоскость вращения мешалки).

Так как мешалка находится у самого дна жаровни, то при работе образуется один поток вторичной циркуляции. В первый период жаренья для увлажнения и нагрева в мятку впрыскивают смесь пара и воды. На рисунке 2 [22] показана схема движения частиц мятки в жаровне при поточно-непрерывном жаренье.

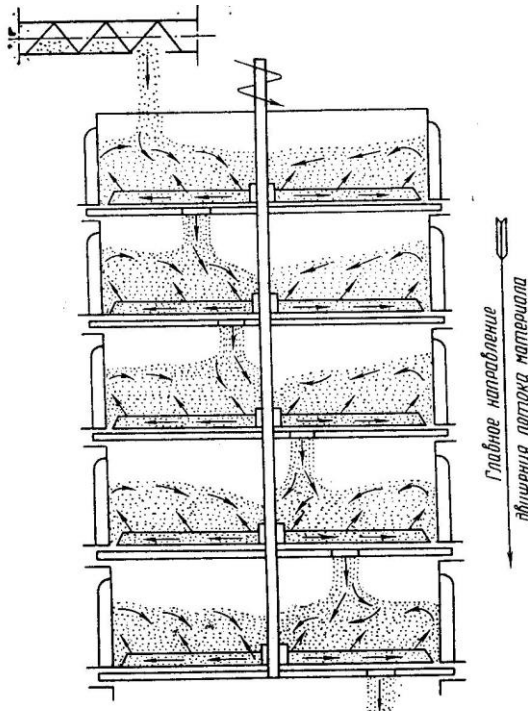


Рис. 2. Движение частиц мятки в жаровне при поточно-непрерывном жаренье

Fig. 2. Schematic picture of movement of particles of a material in a brazier at exact-continuous process

Внутренний тепло- и массообмен, происходящий при влаготепловой обработке мятки в чане можно количественно описать с помощью системы дифференциальных уравнений тепло- и массопере-

носа, предложенной А.В. Лыковым, которая при отсутствии градиента общего давления представляется в таком виде [1, 2]:

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} = a_T \left(\frac{\partial^2 t}{\partial r^2} + \frac{\Gamma}{r} \frac{\partial t}{\partial r} \right) + \frac{\varepsilon r_c}{c} \frac{\partial U}{\partial \tau}; \quad (1)$$

$$\frac{\partial U}{\partial \tau} = a_m \left(\frac{\partial^2 U}{\partial r^2} + \frac{\Gamma}{r} \frac{\partial U}{\partial r} \right) + a_m \delta \left(\frac{\partial^2 t}{\partial r^2} + \frac{\Gamma}{r} \frac{\partial t}{\partial r} \right). \quad (2)$$

где: t – текущая температура материала в данной точке, К; τ – время, с; r – текущий линейный размер материала, м; Γ – фактор формы (для неограниченной пластины $\Gamma = 0$, для неограниченного цилиндра $\Gamma = 1$, для шара $\Gamma = 2$); ε – критерий фазового перехода; r_c – скрытая теплота испарения, Дж/кг; U – текущее влагосодержание материала в данной точке, кг/кг сухого материала; a_m – коэффициент диффузии влаги, м²/с; δ – коэффициент термовлагопроводности, 1/К; a_T – коэффициент температуропроводности, м²/с; $a_T = \lambda / c \rho_0$; λ – коэффициент теплопроводности, Вт/(м·К); c – теплоёмкость материала, Дж/(кг·К); ρ_0 – плотность абсолютно сухого тела, кг/м³ [23].

Система уравнений (1, 2) определяет нестационарные поля температур и концентраций во влажном материале в зависимости от состояния на границах. В качестве одного граничного условия используем условие симметрии:

$$\left(\frac{\partial U}{\partial r} \right)_{r=0} = \left(\frac{\partial t}{\partial r} \right)_{r=0} = 0. \quad (3)$$

Необходимость применения системы дифференциальных уравнений тепло- и массопереноса и использование массообменных характеристик были предприняты и нами [4, 6, 24], однако в работе [6] использовались общепринятые граничные условия.

Для определения вторых граничных условий, позволяющих получить характеристики, оценивающие движение материала и теплоносителя, которые находятся в различных количественных соотношениях, воспользуемся методикой предложенной З.Ю. Мазяк [25]. При влаготепловой обработке мятки в паровых жаровнях потенциалы тепло- и массопереноса претерпевают значительное изменение, которые определяются ходом самого процесса. Поэтому при составлении математической модели более целесообразно не задаваться законом изменения потенциалов в среде, а пользоваться балансовыми уравнениями, непосредственно отражающими изменения потенциалов. Это выполнено в последующих подразделах.

На первом этапе влажного типа жаренья наряду с контактным нагревом в чанах жаровен большое количество тепла передаётся непосредственно острым увлажнённым паром.

Граничные условия для процесса увлажнения на границе влажный материал – среда представляются в виде балансовых уравнений [5].

Поток массы j в материале за счёт диффузии:

$$j = a_m \rho_0 \nabla U. \quad (4)$$

С учётом явлений термодиффузии:

$$j = a_m \rho_0 (\nabla U + \delta \nabla T). \quad (5)$$

При увлажнении поток массы j с теплоносителя (со среды) к поверхности материала представляется с помощью формулы Дальтона:

$$j = B(P_C - P_S), \quad (6)$$

где: B – коэффициент испарения, кг/(Н·с); P_S – упругость насыщенных паров при данной температуре, Н/м²; P_C – упругость паров в среде, Н/м².

Плотность потока тепла, создаваемого глухим паром днища чанов, определяется из выражения:

$$q_q(\tau) = \frac{D(i-q)}{F}, \quad (7)$$

где: $q_q(\tau)$ – плотность потока тепла, Вт/м²; D – расход глухого пара, кг/с; i – энтальпия греющего пара, Дж/кг; q – теплосодержание конденсата, Дж/кг; F – площадь днища чана жаровни, м².

Первый этап увлажнения и быстрое нагревание мятки и пропаривания с доведением мятки до оптимальной для дальнейшей обработки начальной влажности.

Для прямооточного движения мятки в первом чане жаровни материальный баланс запишем:

$$G(W - W_1) = V(x_O - x), \quad (8)$$

где: G – расход сухого жирного вещества мятки, сухого материала, кг/с; V – расход теплоносителя, кг сухого теплоносителя/с; W, W_O, W_1 – текущее, начальное и полученное после внесения воды в мятку среднее по объёму влагосодержание материала, кг/кг сухого материала; x_O – влагосодержание теплоносителя на входе в зону, кг/кг сухого теплоносителя; x – текущее влагосодержание теплоносителя, кг/кг сухого теплоносителя, $x = x_O - \frac{1}{\alpha}(W - W_1)$;

$\alpha = \frac{V}{G}$ – удельный расход теплоносителя.

Влагосодержание газовой среды равно [26, 27]:

$$x = A \frac{\varphi_T P_S}{P - \varphi_T P_S}, \quad (8)$$

где: $A = R_{\Gamma} / R_{\Pi}$, R_{Γ}, R_{Π} – газовые константы (если теплоноситель воздух $A = 0,622$); P – общее давление, Н/м², Па; φ_T – относительная влажность теплоносителя, $\varphi_T = P_C / P_S$.

На основании уравнений (9) и (10) для прямооточного движения получаем:

$$\varphi_T P_S = \frac{\Pi \left(x_0 + \frac{W - W_1}{\alpha} \right)}{A + x_0 + \frac{W - W_1}{\alpha}}. \quad (11)$$

Уравнение (11) является нелинейным. Однако его можно представить с незначительной потерей точности как линейное:

$$\varphi_T P_S = \frac{\Pi \left(x_0 + \frac{W - W_1}{\alpha} \right)}{A}. \quad (12)$$

$$A \square \frac{W - W_1}{\alpha} + x_0. \quad (13)$$

Балансовое уравнение на границе по потоку влаги на основании (4) и (12) для прямооточного движения представим:

$$a_m \rho_0 \left(\frac{\partial U}{\partial r} \right)_{\Pi} = B P_C \left[1 - \frac{A P_S \alpha}{\Pi (\alpha x_0 + W - W_1)} \right], \quad (14)$$

где: Π – индекс обозначает поверхность.

Балансовое уравнение на границе по потоку влаги на основании уравнений (5), (12) для прямооточного движения с учётом термодиффузии представим:

$$a_m \rho_0 \left[\left(\frac{\partial U}{\partial r} \right)_{\Pi} + \delta \left(\frac{\partial T}{\partial r} \right)_{\Pi} \right] = B P_C \left[1 - \frac{A P_S \alpha}{\Pi (\alpha x_0 + W - W_1)} \right]. \quad (15)$$

Уравнения теплового баланса. Балансовые уравнения по тепловому потоку в общем виде можно представить так:

$$\begin{aligned} \alpha_T (t_T - t_{\Pi}) + \frac{D}{F} (i - q) = \\ = \lambda \left(\frac{dt}{dr} \right)_{\Pi} + (1 - \varepsilon) r_C j, \end{aligned} \quad (16)$$

где: температура теплоносителя t_T – величина переменная, которая изменяется в зависимости от того, сколько тепла расходует теплоноситель на нагрев материала и испарения влаги.

Количество тепла, которое оставляет теплоноситель и глухой пар днища чана в жаровне при прямооточном движении:

$$\begin{aligned} V c_T (t_{T,Н} - t_T) + \frac{D}{F} (i - q) = \\ = (1 + Rb) r_C G \Delta W \end{aligned} \quad (17)$$

или:

$$t_T = t_{T,Н} + \frac{D}{F V c_T} (i - q) - \frac{(1 + Rb) r_C \Delta W}{\alpha c_T}, \quad (18)$$

где: α_T – коэффициент теплоотдачи, Вт/(м² · К); t_T – текущая температура теплоносителя, град; $t_{T,Н}$ – начальная температура на входе в зону; $t_{T,К}$ – конечная температура теплоносителя на выходе из зоны; c_T – теплоёмкость теплоносителя, Дж/(кг · К); D – расход глухого пара, кг/с; i – энтальпия греющего пара, Дж/кг; q – теплосодержание конденсата, Дж/кг; r_C – скрытая теплота испарения, Дж/кг.

Балансовое уравнение по тепловому потоку на границе для прямооточного движения определяется из уравнений (6), (9), (12), (16), (18):

$$\alpha_T \left[t_{T.H} - \frac{(1+Rb)r_c(W-W_1)}{\alpha_{CT}} + \frac{D}{V_{CT}}(i-q) - t_{II} \right] = \quad (19)$$

$$= \lambda \left(\frac{\partial t}{\partial r} \right)_II + (1-\varepsilon)r_c B P_C \left[1 - \frac{A P_S \alpha}{\Pi(\alpha x_O + W - W_1)} \right];$$

Оба этапа жаренья сопровождаются контактным (кондуктивным) нагревом мятки от конденсации глухого пара через днища. Причём, на первом этапе это сопровождается пропариванием мятки, а на втором сушкой без введения дополнительного теплоносителя.

У горячей поверхности днища чана образуется подвижный контактный слой. Поле температур любого слоя мятки в направлении от контактного слоя непрерывно убывает. Распределение влагосодержания в процессе сушки неравномерно и несимметрично: в контактном слое, прилегающем к горячей поверхности, минимально и увеличивается в направлении от горячей поверхности. Перепад влагосодержания внутри контактного слоя создаётся за счёт парообразования, которое происходит с различной интенсивностью в зависимости от координаты слоя.

Основное уравнение тепло и влагообмена для контактной сушки на греющей поверхности имеет вид [28]:

$$\lambda_3 (\nabla t)_{гр} + c \rho_0 R_V \frac{dt}{d\tau} + rj + \alpha_Q (t_{II} - t_C) = 0, \quad (20)$$

где: λ_3 – эквивалентный коэффициент теплопроводности, учитывающий и перенос тепла паром, Вт/(м·К); $\nabla t_{гр}$ – температурный градиент внутри материала на границе соприкосновения с нагретой поверхностью, К/м; ∇ – оператор Гамильтона; R_V – отношение объёма тела к его поверхности; ρ_0 – плотность сухого тела; r – удельная теплота испарения, Дж/кг; j – плотность потока влаги, кг/(м²·с); α_Q – коэффициент теплообмена (теплоотдачи), Вт/(м²·К); R_V – отношение объёма тела к его поверхности, м. Индекс «п» обозначает поверхность материала, а «с» – окружающую среду.

Из за большой общей толщины обрабатываемого слоя мятки процесс тепло- и массообмена происходит следующим образом. Влага, испарившаяся за счёт нагрева мятки контактным способом, отдаёт своё тепло вышерасположенным и более холодным слоям мятки, частично конденсируясь на них; это составляет один из важных моментов механизма жарения в чанных жаровнях (самопропаривание).

Полученные результаты позволяют составить дифференциальные уравнения тепло- и влагопереноса (1) и (2) при соответствующим образом выбранных краевых условиях (3), (14), (15), (19) и получить математические модели кондуктивного и конвективного тепло- и массопереноса в многочанной жаровне для конкретных семян масличной культуры с выбранной технологией переработки. Для численного решения полученной системы целесообразно произвести замену производных их конечными разностями. При решении системы уравнений тепло- и массопереноса возможно использовать нея-

вную схему и метод прогонки, которые в ряде случаев предпочтительнее [28, 29].

ВЫВОДЫ

1. Разработаны математические модели процессов предварительной подготовки различного масличного сырья в многочанной жаровне с учетом граничных условий, позволяющих получить характеристики, оценивающие движение материала и теплоносителя, которые находятся в различных количественных соотношениях, а также с учетом плотности потока тепла, создаваемого глухим паром через днища чанов жаровни.

2. Установлены граничные условия из материальных и тепловых балансовых уравнений позволяют решить численным способом дифференциальные уравнения тепло- и влагопереноса и получить характеристики, оценивающие движение материала и тепло- влагоносителя, которые находятся в различных количественных соотношениях. Это в конечном итоге позволит повысить эффективность производства и качества продукции.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Лыков А.В., Михайлов Ю.А. 1959.** Теория переноса энергии и вещества. – Минск: АН БССР, 330. (Белоруссия).
2. **Лыков А.В., Михайлов Ю.А. 1963.** Теория тепло- и массопереноса. – Москва - Ленинград: Госэнергоиздат, 535.
3. **Эккерд Э.Р., Дрейк Р.М. 1961.** Теория тепло- и массообмена. – Москва: Госэнергоиздат, 265.
4. **Ткаченко А.В., Дидур В.В., Ткаченко В.А., Дидур В.А. 2012.** Математическая модель влаготепловой обработки мятки масличных культур в многочанной жаровне. Работы Таврического государственного агротехнологического университета: научное издание. Вып. 12, Т1 – Мелитополь. 23–35. (Украина).
5. **Ткаченко А.В., Дидур В.А. 2014.** Оборудование и технология сушки семян подсолнечника высших репродукций / Lambert Academie Publishing, 165 (Германия).
6. **Дидур В.А., Ткаченко В.А. 2014.** Технология переработки семян клещевины на малотоннажных предприятиях. Вестник Украинского отделения международной академии аграрного просвещения. – Мелитополь: Копицентр «Документ сервис». 21 – 36. (Украина).
7. **Фролова Л.Н. 2016.** Развитие научно-практических основ ресурсосберегающих процессов комплексной переработки семян масличных культур (теория, техника и технология). Дис. канд. техн. наук: 05.18.12. – Воронеж, 370.
8. **Алексанян И.Ю., Титова Л.М., Нугманов А.Х. 2014.** Моделирование процесса сушки дискретного материала в кипящем слое. Техника и технология пищевых производств, №3. 96 – 102.

9. **Бырдин А.П., Сидоренко А.А., Сточней В.Г. 2011.** Кинетика теплообмена в кипящем слое стадии прогрева материала. Вестник Воронежского государственного технического университета. Т.7, №11. 122 – 125.
10. **Бырдин А.П., Надеев А.А., Сидоренко А.А. 2013.** Анализ одной модели процессов обмена в движущихся фазах дисперсной системы. Энерго- и ресурсосбережение в теплоэнергетике и социальной сфере: материалы Международной научно-технической конференции студентов, аспирантов, учёных. Т.1, №1. 68–71.
11. **Рудобашта С.П., Зуев Г.А., Дмитриев В.М., Зуев Н.А. 2014.** Массопроводность при сушке коллоидных капиллярно-пористых материалов. Известия высших учебных заведений. Серия химия и химическая технология. Т. 57, №1. 103–107.
12. **Станкевич Г.Н., Овсянников Л.К. 2014.** Технология комбинированной сушки мекосемянных культур. V Международный научно-технический симпозиум «Современные энергосберегающие тепловые технологии (сушка и термовлажная обработка материалов (СЭТТ – 2014). Иван. гос. хим. технол. ун-т – Иваново 344–348.
13. **Шевцов А.А., Остриков А.Н. 2014.** Техника и технология сушки пищевого растительного сырья. Воронеж: Воронежский государственный агротехнологический университет, 289.
14. **Остриков А.Н., Василенко В.Н., Фролова Л.Н., Драган И.В. 2014.** Техника и технология хранения растительного сырья и продукции масложировых предприятий: учебное пособие ВГУИТ, 82.
15. **Шевцов А.А., Павлов И.О., Воронова Е.В., Бритиков Д.А. 2010.** Аналитическое решение математической модели связанного тепло-массопереноса при конвективной сушке зерна. Известия вузов. Пищевая технология. №4. 99–104.
16. **Бритиков Д.А. 2013.** Разработка ресурсосберегающих процессов сушки зерна злаковых и масличных культур с использованием тепло-насосных технологий. Дис. докт. тех. наук: 05.18.12. – Воронеж, 332.
17. **Подгорный С.А., Косачев В.С., Кошевой Е.П., Схалыхов А.А., 2014.** Влажно-температурные кинетические зависимости при сушке. Новые технологии №1. 43-47.
18. **Никитенко Н.И., Снежкин Ю.Ф., Сорокова Н.Н. 2011.** Математическая модель и метод расчета динамики непрерывной сушки. Материалы четвёртой международной научно-практической конференции «Современные энергосберегающие тепловые технологии (сушка и термовлажная обработка материалов) (СЭТТ). – Москва, МГАУ. 89 – 100.
19. **Ольшанский А.И. 2014.** Исследование теплообмена в процессе сушки влажных материалов по экспериментальным данным влагообмена. Инженерно-физический журнал. Т. 87, №4. 887– 898.
20. **Подгорный С.А., Кошевой Е.П., Косачев В.С., Схалыхов А.А. 2014.** Постановка задачи описания переноса тепла, массы и давления при сушке. Новые технологии. №3. 20–27.
21. **Стренк Ф. 1975.** Перемешивание и аппараты с мешалками. Польша, 1971. /Пер. с польск. под ред. Щупляка И.А. – Ленинград: Химия, 384.
22. **Голдовский А. В. 1960.** К вопросу об улучшении конструкции аппаратов для приготовления мезги в производстве растительных масел. Масло-жировая промышленность, №8. 3–11.
23. **Чертов А.Г., 1977.** Единицы физических величин. – Москва, Высш. Школа, 287.
24. **Гинзбург А.С. 1973.** Основы теории и техники сушки пищевых продуктов – Москва: Пищевая промышленность, 528.
25. **Мазяк З.Ю. 1979** Тепло- и массоперенос в пористых телах при переменных потенциалах в среде. – Львов: Вища школа, Изд-во при Львовском ун-те, 120. (Украина).
26. **Касаткин А.Г. 1971.** Основные процессы и аппараты химической технологии. – Москва: Химия, 750.
27. **Плановский А.Н., Муштаев В.И., Ульянов В.М. 1979.** Сушка дисперсных материалов в химической промышленности. – Москва: Химия, 288.
28. **Лыков А.В. 1968.** Теория сушки. – Москва: Энергия, 472.
29. **Демидович Б. П., Марон И.А., Шувалова Э.З. 1967.** Численные методы анализа. – Москва: Наука, 368.
30. **Кюрчев С.В., Колодий А.С. 2013.** Анализ существующих способов и средств для сепарации семян. MOTROL. Motorization and energetics in agriculture. Lublin-Rzeszow. Vol. 15. No 2. 197–205.
31. **Задосная Н. 2015.** Аспекты обоснования параметров и режимов работы пневмосепаратора масличного сырья подсолнечника. MOTROL. Motorization and energetics in agriculture. Lublin-Rzeszow. Vol. 17. No 9. 43–48.

MATHEMATICAL MODELS OF PROCESSES PREPARATION OF OILSEEDS IN THE BRAZIER

Summary. The work is devoted to the study of heat and moisture transfer processes in the brazier with heat-treated seeds, in order to produce certain physical and chemical changes in the seed and its parts of the structure that contribute to the best effect when removing the oil. Considered complex motion of seeds in brazier pan, which is a turbine impeller with oblique blades.

The location of the mixer along with the main flow of traffic form a secondary. The analysis proved that in the brazier material to be treated and the environment are in a continuous-flow motion and require the devel-

opment of boundary conditions, providing a description of the existing differential equations of motion.

The drive system of differential equations, which can be a model of internal and mass transfer with the moisture-heat treatment in the vat. As a boundary condition used symmetry condition. To determine the second boundary conditions are drawn up the balance equations for the flow variables are determined by the values of the potentials from which the process depends on the speed.

The paper presents the boundary conditions for the humidification process at the border of the wet material - environment: water flow moves from the coolant to the surface of matter and flow of moisture the surface layers of the material by diffusion and thermal diffusion to the inner layers. On the basis of the moisture flux copresented moisture balance equation for the continuous-flow movement of material and coolant.

We present the density of heat generated deaf steam tank bottom. Compiled by the heat balance equation for the first phase of roasting.

Both stages are accompanied by roasting pin (convective) heating Mint from condensation of steam through the bottom of the blind. Moreover, in the first step is followed by steaming the seeds, and the second dryer without introducing additional coolant.

In the hot surface of the tank is formed movable contact layer. The basic equation of heat and moisture for contact drying on the heating surface of the vat bottom.

Key words: heat - moisture carrying over, a multi-capacitor brazier, material balance, thermal balance, density of a stream of weight, density of a stream of heat.

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ РАЗБРАСЫВАТЕЛЯ ПОДСТИЛКИ С РОТОРНО-ПАЛЬЦЕВЫМ РАБОЧИМ ОРГАНОМ

Андрей Париев¹, Борис Болтянский², Олег Дробышев¹, Татьяна Коротченко¹

¹Запорожский научно-исследовательский центр механизации животноводства
Ул. Энтузиастов, 14, Запорожье, Украина. E-mail: imtuaan@ukr.net

²Таврический государственный агротехнологический университет
Пр. Б. Хмельницкого, 18, Мелитополь, Украина. E-mail: b_bolt@mail.ru

Andrew Paryev¹, Boris Boltianskyi², Oleg Drobyshev¹, Tatyana Korotchenko¹

¹Zaporozhe research center on mechanization of livestock
St. Enthusiasts, 14, Zaporozhe, Ukraine. E-mail: imtuaan@ukr.net

²Tavria State Agrotechnological University
B. Khmel'nitsky Avenue, 18, Melitopol, Ukraine. E-mail: b_bolt@mail.ru

Аннотация. В настоящее время беспривязно-бюксовая система содержания молочного скота считается наиболее перспективной технологией в производстве молока [1]. Все больше украинских хозяйств, учитывая природно-физиологические потребности коров, переходят на беспривязную систему содержания коров в бюксах. Комфортно оборудованный бюкс позволяет животному часто (16-18 раз в сутки) вставать для потребления корма и воды, что очень важно для достижения максимальной продуктивности [2-3]. Таким образом, оптимально сформированный бюкс с подстилкой для лежания в коровнике является решающей составной частью комфорта коровы.

Солома считается одним из лучших покрытий для бюксов крупного рогатого скота, экологически безопасной для животных [4]. Солома способна поглощать вредные газы, которые присутствуют в коровнике (аммиак, сероводород), имеет теплоизоляционные свойства – уменьшать расходы тепла КРС на 12-14%. Но, как показывает практика, существующее оборудование для разбрасывания соломенной подстилки, имеет существенный технологический недостаток, что ограничивает его использование [5-12].

Для механизации процесса внесения подстилки в ЗНИЦМЖ (г. Запорожье) разработан разбрасыватель, который предназначен для раздачи соломенной подстилки при беспривязно-бюксовом содержании крупного рогатого скота. Экспериментальный образец разбрасывателя для внесения соломенной подстилки с роторно-пальцевым органом изготовлен с комплектом (комбинацией) рабочих органов [18-19].

В статье приведены результаты экспериментальных исследований и производственных испытаний разбрасывателя подстилки с роторно-пальцевым органом в СПК «Россия» Великобелозерского района Запорожской области. Экспериментальный образец разбрасывателя подстилки соответствует зоотехническим требованиям, обеспечивает локальную и дозированную подачу (0,5 кг/гол.) соломенной подстилки в бюксы.

Ключевые слова: беспривязно-бюксовое содержание, соломенная подстилка, разбрасыватель, рабочий орган, испытания.

ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМЫ

От создания надлежащих условий отдыха коров зависит 20-25% их продуктивности. В технологии беспривязно-бюксового содержания коров высокопродуктивному молочному скоту нужно отдыхать в бюксах – 12-14 часов в сутки [13]. Основным для отдыха скота является комфорт бюксов, уровень которого определяется процентом занятых стойл (бюксов) в коровниках. Но практика отечественных хозяйств с беспривязно-бюксовой технологией, в т.ч. и наши этологические наблюдения на современных крупнотоварных молочных фермах юга Украины доказывают, что уровень комфорта бюксов для молочного скота довольно низкий, а процент бюксов, занятых скотом составляет лишь 36-45% (норма 80-85%) [14].

Низкий уровень комфортности бюксов на отечественных фермах обусловлен, в первую очередь, отсутствием технических средств для внесения подстилки, которые соответствуют зоотехническим и технологическим требованиям по автоматизации этого процесса. На практике внесения подстилки в бюксы происходит вручную без всякого соблюдения названных требований [15].

АНАЛИЗ ПОСЛЕДНИХ ИССЛЕДОВАНИЙ И ПУБЛИКАЦИЙ

Анализ современного технологического оборудования для разбрасывания соломенной подстилки (преимущественно выдуватели вентиляторного типа) [16] позволяет сделать выводы о несоответствии указанного оборудования зоотехническим и технологическим требованиям: отсутствие локального, дозированного, распределенного внесения подстилки, большая запыленность при раздаче соломы (30 мг/м³). Низкая маневренность, большие габариты и энергоемкость процесса раздачи подстилки ограничивают их использование в реконструированных коровниках с беспривязно-бюксовым содержанием молочного скота.

Так же, как показывают последние технологические исследования физико-механических свойств соломенной подстилки в боксах для содержания молочного скота, существенные изменения подстилки происходят в первой 1/3 расстояния от входа в бокс: изменение влажности подстилки, теплоотдача, фракционный состав подстилки [17]. В связи с этим, необходима разработка такого оборудования, которое бы вносило основную массу подстилки (2/3) – в первую 1/3 бокса, то есть 60-70 см от входа в бокс.

ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Разработать перспективный мобильный разбрасыватель подстилки с роторно-пальцевым рабочим органом на базе однооперационного кормораздатчика типа КТУ-10, который соответствует зоотехническим и технологическим требованиям по внесению соломенной подстилки в боксы.

ИЗЛОЖЕНИЕ ОСНОВНОГО МАТЕРИАЛА

Для механизации процесса внесения подстилки в ЗНИЦМЖ разработан разбрасыватель соломенной подстилки при беспривязном содержании КРС в боксах [18]. Базой для разбрасывателя подстилки выбран одноосный узкогабаритный кормораздатчик, который является аналогом однооперационного кормораздатчика типа КТУ и предназначен для раздачи измельченной (6-15 см) соломенной подстилки в боксы, с максимальным их покрытием по плоскости 1,95x1,3 м. Общий вид раздатчика подстилки показан на рис. 1.



Рис. 1. Общий вид разбрасывателя соломенной подстилки.

Fig. 1. General view of the spreader straw.

Разбрасыватель подстилки агрегируется с трактором класса 0,9 с помощью сцепки и имеет привод от карданного вала ВОМ трактора

Техническая характеристика разбрасывателя соломенной подстилки представлена в табл. 1.

Узкогабаритный кормораздатчик состоит из накопительного бункера вместимостью 3,5 м³, продольного донного транспортера, выравнивающих битеров, поперечного выгрузного транспортера (ленточного типа).

Рабочим органом для внесения подстилки является ротор с четырьмя рядами пальцев (рис. 2), выполненный в двух вариантах.

Таблица 1. Техническая характеристика разбрасывателя соломенной подстилки

Table 1. Technical data litter spreader

Производительность, т/ч	0,5-2
Вместимость бункера, м ³	3,5 (4,15)
Грузоподъемность, кг	1000
Габаритные размеры, мм	4200x1300x2100
Масса разбрасывателя, кг	850
Рабочая скорость, км/ч	0,4-3,5
Дальность разбрасывания, мм	500-2500
Ширина полосы разбрасывания, м	3,2

В первом варианте – с прямыми пальцами (рис. 2 а), во втором варианте – с пальцами, часть, из которых выполнено согнутыми под углом 30° (45°), рис. 2 б.



а)



б)

Рис. 2. Общий вид рабочего органа роторно-пальцевого типа.

Fig. 2. General view of the working body of the rotary-type finger.

Роторно-пальцевый орган раздатчика установлен в выгрузном окне (340x420 мм) узкогабаритного раздатчика над поперечным ленточным транспортером таким образом, что выгружаемая масса выбрасывается из транспортера роторным органом перпендикулярно направлению движения разбрасывателя [19].

Конструктивное отличие ротора заключается в установленных в несколько рядов пальцев различной конфигурации, пальцы одного ряда выполнены прямыми и установлены радиально относительно вала ротора, а второго ряда – состоящие из двух отрезков, расположенных под углом друг к другу. С поперечного транспортера ротор прямыми пальцами одного ряда срезает соломенную массу, в том числе увлажненную и бросает ее в разрыхленном виде на пол бокса. Гнутые пальцы ротора, составленные из

двух отрезков, расположенных под углом друг к другу, сначала уплотняют соломенную массу, а потом бросают ее в виде уплотненной порции, которая преодолевает большее расстояние за счет уменьшения сопротивления воздуха, чем предыдущая распущена порция соломенной массы. Таким образом, при неизменной частоте вращения вала ротора, соломенная масса сбрасывается пальцами ротора на разное расстояние, чем достигается расширение полосы разбросанной массы и повышения равномерности разбрасывания подстилки по плоскости бокса [20].

Экспериментальные исследования были проведены на специально подготовленной площадке с твердым покрытием и с нанесенной мерной сеткой (рис. 3).



Рис. 3. Площадка для проведения испытаний.
Fig. 3. Playground for testing.

Была проведена подготовка материала для подстилки, выполнены необходимые измерения (взвешивание, замеры влажности, фракционный состав).

Средняя масса тюка – 13 кг, влажностью – 33%. Средняя масса пробы для определения фракционного состава – 150 г. Фракционный состав соломы: длина частиц 28-18см – 7%; 18-10см – 7,4%; 10-6см – 12,6%; 6-2см – 22% и мелкая фракция составила – 51%.

Экспериментальные исследования разбрасывателя подстилки проводились при оборотах двигателя 1850 об./мин., оборотах ВОМ 460 об./мин., скорость трактора до 3,5 км/ч.

Экспериментальными исследованиями устанавливались: массовая производительность разбрасывателя, распределение подстилки в боксе (длина и ширина полосы разбрасывания), равномерность внесенной подстилки.

Примеры полос разбрасывания подстилки, в зависимости от частоты вращения ротора и его конструктивных особенностей (пальцев) приведены на рис. 4.



а)



б)

Рис. 4. Разбрасыватель подстилки в работе и полосы разбрасывания подстилки.

Fig. 4. Spreader litter in the litter, and the band spreading.

Были проведены замеры полосы разбрасывания подстилки по ширине и высоте (рис. 5)



Рис. 5. Замеры полосы разбрасывания.

Fig. 5. Measurements of band spreading.

В результате исследований были определены контур поперечного профиля полосы разбрасывателя соломенной подстилки по ширине (рис. 6).

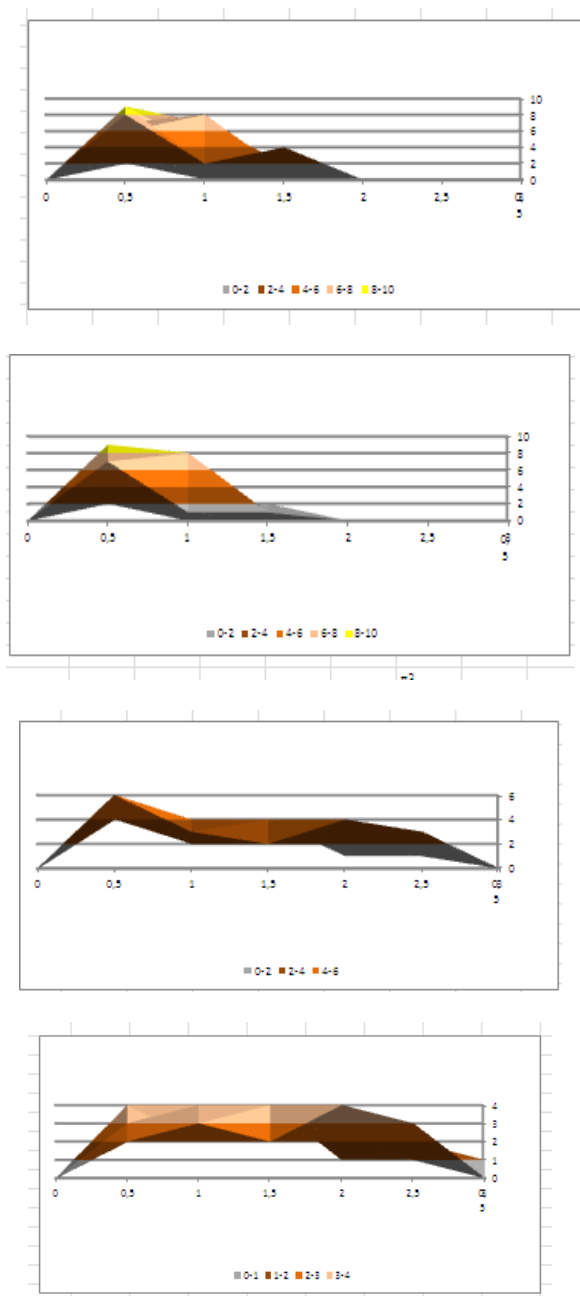


Рис. 6. Контур поперечного профиля по ширине соломы.

Fig. 6. The contour of the transverse profile on the width of the straw.

Максимальная высота профиля полосы соломы составляет 4-10 см. Длина профиля (по ширине полосы) – 1,9-3,0 м. Распределение основной массы по профилю в первой 1/3 от входа бокс от начала разбрасывания.

Определены математические модели полета частиц соломенной подстилки в зависимости от частоты вращения ротора разбрасывателя:

$$B = -0,0012x^2 + 0,5566x + 741,35 \quad (1)$$

$$B = -0,0016x^2 + 0,2643x + 612,53.$$

Определены траектории полета пучка соломы (рис. 7).

Исходные данные:

– высота начала траектории полета частиц соломенной подстилки – 600 мм;

– дальность полета – 700-1050 мм.

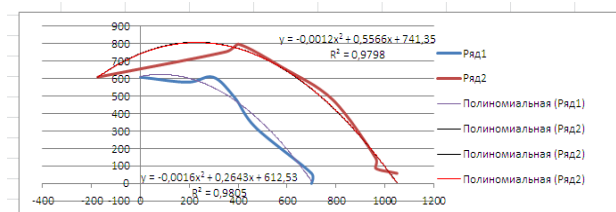


Рис. 7. Траектория полета частиц соломенной подстилки.

Fig. 7. The flight path of the particles litter.

Роторно-пальцевый рабочий орган в ходе исследований также обеспечивал стабильную подачу соломы с повышенным содержанием влаги (более 16%).

Также были проведены производственные испытания разбрасывателя подстилки в СПК «Россия» Великобелозерского района Запорожской области. В СПК «Россия» имеется 2000 голов КРС, в том числе 500 голов дойного стада. Испытания проводились в трехрядном коровнике на 168 голов КРС.



Погрузка тюков соломы в разбрасыватель



Транспортировка соломы к коровнику



Раздача соломы в боксы

В результате производственных испытаний было установлено массовую производительность раздачи подстилки – 0,5-3,7 т/ч. Разбрасыватель подстилки показал стабильную работу рабочего органа

с увлажненной соломой, а также обеспечивает локальную и дозированную подачу (0,5 кг/гол.) соломенной подстилки в боксы, что соответствует зоотехническим требованиям.

ВЫВОДЫ

1. Анализ существующего оборудования для раздачи соломенной подстилки показал, что оно имеет существенный технологический недостаток: неустойчивую и ненадежную работу вентиляторных рабочих органов, а также отсутствие дозированного внесения подстилки. В связи с этим, целесообразна разработка перспективного раздатчика, без образования воздушного потока для разбрасывания подстилки, с дозированным внесением подстилки в боксы.

2. Экспериментальный образец разбрасывателя подстилки с роторно-пальцевым органом позволит создать оборудование, которое соответствует зоотехническим и технологическим требованиям, и является энергосберегающим оборудованием.

3. В результате экспериментальных исследований установлено массовую производительность разбрасывателя подстилки – 0,5-3,7 т/ч.

4. Экспериментальный образец разбрасывателя подстилки соответствует зоотехническим требованиям, обеспечивает локальную и дозированную подачу (0,5 кг/гол.) соломенной подстилки в боксы.

5. Рабочий орган разбрасывателя обеспечивает его стабильную работу с увлажненной соломой (более 16%).

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Тришин О., Микитюк Д., Билоус Д., Геймор М. 2005.** Энергосберегающая технология производства молока. Пропозиция №8. 114-117. (Украина).
2. **Козий В., Бабенюк С. 2009.** Побеспокоимся о корове – и она побеспокоится о нас. Пропозиция. № 12. 124-126. (Украина).
3. **Тригуба А. 2014.** Обоснование сценариев реализации технологически интегрированных программ развития молочного скотоводства. MOTROL. Commission of Motorization and energetics in agriculture – Vol.16. No.4. 181-188.
4. **Музыка А.А. 2002.** Мягче стелешь – больше молока получаешь. Животноводство России. № 6. 16-17.
5. **Боярчук В., Чучман В. 2014.** Исследование и обоснование теоретической модели процесса брикетирования соломы в пеллеты. MOTROL. Commission of Motorization and energetics in agriculture – Vol.16. No. 4. 3-8.
6. **Тищенко М.А. Сергеев М.Ф. 1982.** Разбрасыватели подстилки на фермах крупного рогатого скота. Техника в сельском хозяйстве. №10. 12-15.
7. **Шаршунов В. 1989.** Распределение подстилки в животноводческом помещении. Механизация и электрификация сельского хозяйства. №5. 24-26.
8. Машина для разбрасывания подстилки и раздачи кормов. Техническое описание и инструкция по эксплуатации. ВНИПТИОУ. 1989.1-6.
9. Мобильный прицепной раздатчик кормов и подстилки L-440, «Land technik».1985. №2. 1-2.
10. **Сухоруков В.В., Горбулина Н.А., Коломоец И.И. 1981.** Результаты исследований выбора рабочего органа разбрасывателя подстилки. Научно-технический бюллетень по механизации и электрификации с.х-ва. Запорожье. – Коммунар. Вып. 16. 28-32.
11. **Сухоруков В.В., Матусевич В.Е. 1985.** Устройство для разбрасывания подстилки. Авт.сво №1156755. 1-4.
12. **Сухоруков В.В., Смолин А.А. 1985.** Универсальный разбрасыватель подстилки. Тракторы и с.х. машины. №12. 12-14.
13. **Музыка А.А. 2007.** Обоснование норм внесения подстилки. Эффективное животноводство. №5. 50-51.
14. **Париев А.А., Дробишев О.О., Коротченко Т.М., Луц С.М., 2012.** Исследования существующей технологии внесения подстилки в действующих хозяйствах. Механизация, экологизация и конвертация биоресурсов в животноводстве: сб. научных трудов / Ин-т мех. животноводства НААН. ISSN2075-1591: сб. научных трудов. – Запорожье, Вып. 2(10). 165-169. (Украина).
15. **Луц С.М. 2012.** Зоотехнические аспекты внесения подстилки на фермах крупного рогатого скота. Вестник Харьковского национального технического университета сельского хозяйства имени Петра Василенко. Вып. 120. 162-166. (Украина).
16. **Париев А., Луц С. 2011.** Анализ и классификация разбрасывателей соломенной подстилки для крупного рогатого скота. Механизация, экологизация и конвертация биоресурсов в животноводстве: сб. научных трудов / Ин-т мех. животноводства НААН. ISSN2075-1591. - Запорожье. Вып. 1(7). 260-264. (Украина).
17. Ведомственные нормы технологического проектирования. Животноводческие предприятия. (комплексы, фермы, малые фермы) 2005. ВНТП – АПК – 01.05. – Киев, 64. (Украина).
18. **Луц С., Шевченко И., Париев А. 2012.** Пат. 73327 Украина, МПК (2006.01) A01K1/015. Устройство для разбрасывания подстилки; заявитель и собственник патента Ин-т мех. животноводства НААН. – № u 2012 00793; заявл. 26.01.2012; опублик. 25.09.2012, Бюл. №18. (Украина).
19. **Шевченко И.А. Париев А.А., Коротченко Т.Н., Луц С.М. 2012.** Обоснование конструктивно-технологической схемы разбрасывателя подстилки с роторно-пальцевым органом. Механизация, экологизация и конвертация биоресурсов в животноводстве: сб. научных трудов / Ин-т мех. животноводства НААН. ISSN2075-1591: сб. научных трудов. – Запорожье, Вып. 2(10). 58-62. (Украина).

20. **Париев А.А., Воронин Л.С., Коротченко Т.Н. 2012.** Технологическое обоснование использования кормораздатчика-смесителя для измельчения соломы на подстилку для крупного рогатого скота. Механизация, экологизация и конвертация биоресурсов в животноводстве: сб. научных трудов / Ин-т мех. животноводства НААН. ISSN2075-1591: сб.научных трудов. - Запорожье, Вып. 2(10).160-164. (Украина).

EXPERIMENTAL STUDIES OF THE STRAW-THROWER WITH A ROTARY WORKING BODY

Summary. Currently, the box-stall system for dairy cattle is considered to be the most promising technology in milk production. More and more Ukrainian economy, given the natural physiological needs of cows, switching to loose housing system of keeping cows in the pits. Comfortably equipped box allows the animal often (16-18 times a day) to get up to feed and water consumption, which is very important to achieve maximum productivity. Optimally shaped box with straw for lying in the barn is, therefore, crucial part of the cow comfort.

At the present time, straw is considered one of the best covers of boxes for cattle, environmentally friendly animal. Straw can absorb harmful gases, which are present in the barn (ammonia, hydrogen sulfide) has a heat-insulating properties - to reduce heat consumption by 12-14% of cattle. But, in practice, modern equipment for spreading litter has a significant technological disadvantage that limits its use.

For the mechanization of the process of making straw spreader ZNITSMZH developed, which is intended for distribution in the straw cubicles Loose-content cattle. The experimental sample spinner for making straw with rotary-finger body is made with a set (combination) of the workers.

The results of experimental studies and testing of spreader with rotary-finger body in the SEC "Russia" Velikobelozerskogo district of Zaporozhye region. The experimental sample spreader corresponds zootechnical requirements, provides local and dosing (0,5 kg/head.) Straw into the pits.

Key words: loose-boxed content, straw, rotary working body, experimental studies.

ОПТИМАЛЬНОЕ СООТНОШЕНИЕ ДИЗЕЛЬНОГО И ГАЗООБРАЗНОГО ТОПЛИВ ПО КРИТЕРИЮ ПРИВЕДЕННОГО ВЫБРОСА ТОКСИЧНЫХ ВЕЩЕСТВ

Олег Болтянский, Ирина Милаева, Алексей Стефановский

Таврический государственный агротехнологический университет

Проспект Богдана Хмельницкого, 18, Мелитополь, Украина. E-mail: tia_tgata@bk.ru

Oleg Boltyansky, Irina Millayeva, Alexey Stefanovsky

Tavriya State Agrotechnology University

Bogdan Khmelnytsky Ave., 18, Melitopol, Ukraine. E-mail: tia_tgata@bk.ru

Аннотация. Проанализирован ряд опубликованных работ об исследовании рабочего процесса и токсичности отработавших газов дизелей при одновременном использовании минерального дизельного топлива и горючего газа. Поставлена задача оптимизации состава их «смеси» по критерию приведенного выброса токсичных (вредных) веществ, который следует минимизировать.

На основе результатов испытаний дизелей 4ЧН 10,4/11,3 и 6ЧН 12/14 рассчитан удельный приведенный выброс этих веществ (при двух способах приведения). Представлены его зависимости от процентного содержания горючего газа в «смеси» с дизельным топливом для двух уровней относительной нагрузки дизелей – 10 и 80% номинальной мощности. Показано, что способ приведения выбросов отдельных вредных веществ к выбросу «эталонного» загрязнителя влияет не на характер полученных зависимостей, а на величину приведенного выброса. Анализом результатов расчета удельного приведенного выброса вредных веществ с отработавшими газами дизеля 6ЧН 12/14 установлено, что на его величину оказывает незначительное влияние учёт выброса твёрдых частиц.

На «смеси» дизельного топлива и двух газов (водорода и сжиженного нефтяного, находившихся в соотношении 3:7) дизель 4ЧН 10,4/11,3 работал наиболее экономично и с незначительным удельным приведенным выбросом вредных веществ в широком диапазоне относительной нагрузки (10 и 80%). В данных случаях, минимумы этого выброса достигаются при таких процентных содержаниях этой смеси двух газов: при относительной нагрузке дизеля 10% - 30%; при относительной нагрузке дизеля 80% - 40%. Использование же водорода и сжиженного нефтяного газа порознь в «смеси» с дизельным топливом давало существенно худшие результаты.

Применение «смеси» дизельного топлива и горючего газа, как правило, позволяет уменьшить удельный выброс основного загрязнителя атмосферы – оксидов азота, облегчая их нейтрализацию в выпускной системе дизеля для выполнения действующих нормативов. В то же время, удельный выброс углеводородов с отработавшими газами при этом возрастает.

Ключевые слова: дизель, дизельное топливо, горючий газ, токсичность, выброс.

ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМЫ

Одним из путей экономии минерального дизельного топлива (ДТ) транспортными двигателями внутреннего сгорания, где происходит самовоспламенение рабочей смеси топлива и воздуха (то есть дизелями), служит перевод их на питание одновременно ДТ и горючим газом (ГГ). При этом ГГ смешивается со впускаемым в цилиндры воздухом, а порция ДТ (так называемая «запальная» или «пилотная») впрыскивается туда из форсунок; условно же можно считать, что дизель работает на «смеси» ДТ и ГГ. Как показал опыт, в дизелях можно использовать различные ГГ: природный (в основном, метан CH_4), сжиженный нефтяной (пропанобутановую смесь, английская аббревиатура LPG) и др. Однако в современных условиях нужно учитывать не только экономические соображения, но и экологические факторы.

При изменении соотношения ДТ и ГГ, а также состава ГГ может существенно изменяться содержание вредных веществ в ОГ дизеля, зависящее от особенностей протекания сгорания рабочей смеси. Поэтому необходимо оптимизировать указанное соотношение (начиная с конкретных случаев), чтобы при сгорании такой смеси образовывалось меньше этих веществ. Тогда и нейтрализация их с помощью тех или иных способов обойдётся дешевле.

АНАЛИЗ ПОСЛЕДНИХ ИССЛЕДОВАНИЙ И ПУБЛИКАЦИЙ

В журнале «MOTROL» освещались проблемы, затрудняющие более широкое использование природного газа в дизелях [1-3]. Однако, в этих работах не анализировались показатели токсичности отработавших газов (ОГ) этих двигателей.

Рабочий процесс транспортных дизелей и токсичность их ОГ при использовании как одного ДТ, так и совместно ДТ и природного газа изучались в Украине проф. Долгановым К.Е., проф. Парсадановым И.В. и их сотрудниками [4, 5]. Испытаниям подвергались, соответственно, дизели ЯМЗ-236ГД (6ЧГД 13/14) и СМД-31 (6ЧНГД 12/14; в таких обозначениях «Ч» - 4-тактный, «Н» - с наддувом, «ГД» - газодизель). Количество исследованных соотношений ДТ и природного газа (ПГ) при этом составляло, соответственно, два и одно. У дизеля ЯМЗ-236ГД доля ПГ в общей цикловой подаче двух топлив составляла примерно 33% и 62% (соответственно, при нагрузке более половины номинальной и низкой

нагрузке); у дизеля СМД-31 доля ДТ составляла 15% массы цикловой подачи обоих топлив. В книге [5] предложено полезное соотношение, позволяющее по концентрации углеводородов (СН) в ОГ и относительной дымности ОГ определить концентрацию твердых частиц (ТЧ) в ОГ. Это необходимо потому, что агрессивность углеводородов и ТЧ к человеческому организму, отражаемая соответствующими предельно-допустимыми концентрациями (ПДК) в воздухе, неодинакова. Поэтому, в частности, не совпадают и нормативы, установленные на содержание или выброс в ОГ СН и ТЧ [6, 7].

Вопросы влияния состава ГГ и соотношения ДТ и ГГ в «смеси» топлив, потребляемых дизелями, на их экономичность и токсичность ОГ исследовались индийскими учёными [8 - 11]. В работах [10, 11] достаточно широко варьировалось данное соотношение и опубликованы данные о содержании основных токсичных веществ в ОГ дизеля Ashok Leyland ALU W04CT (4ЧНГД 10,4/11,3), а также о дымности ОГ. Однако в этих работах соотношение ДТ и ГГ оптимизировано лишь по критерию наибольшей экономичности работы двигателя. Для случая совместного использования водорода H_2 и LPG, в частности, установлено, что наиболее экономично указанный двигатель работал при соотношении H_2 и LPG 3:7. В работе [8] не определялось содержание оксидов азота в ОГ испытанного одноцилиндрового дизеля, являющихся основным вредным веществом. Работа [9] является обзорной по отношению к другим, здесь упомянутым.

Чтобы оптимизировать соотношение ДТ и ГГ по критерию минимальной токсичности ОГ, нужно учесть различия в агрессивности разных вредных веществ (оксида углерода CO, СН, оксидов азота NO, ТЧ и др.), образующихся в различных химических реакциях при сгорании рабочей смеси в цилиндрах дизеля. Типичным приёмом здесь служит выбор «эталонного» загрязнителя, ПДК которого принимается за условную единицу масштаба агрессивности вредных веществ, содержащихся в ОГ.

Здесь наметились разные подходы [5, 12, 13]. «Эталонным» загрязнителем чаще всего считается CO, но есть сведения [13], что в 1999 г. российскими учеными-экологами таким загрязнителем предложено считать диоксид серы SO_2 . В то же время, для малосернистых ДТ выброс диоксида серы в ОГ незначителен, даже с учётом его повышенной агрессивности. В связи с происходящим постепенным пересмотром значений ПДК разных веществ, В. Азаров [14] предложил считать «эталонным» загрязнителем такой, ПДК которого принимается равной 1 мг/м^3 . Однако этот подход кажется искусственным, так как вместо 1 мг/м^3 можно было бы выбрать величину 0,1 или 10 мг/м^3 .

Поскольку в изученной литературе, в частности, изданной в Украине, токсичность вредных веществ, находящихся в ОГ дизелей, суммируется посредством приведения всех выбросов к CO, то этот способ далее считается основным. Дополнительно, для сравнения результатов, использован метод приведения выбросов по В. Азарову.

Не все опубликованные данные о токсичности ОГ дизелей, работавших на «смесях» ДТ и ГГ, одинаково пригодны для анализа в настоящем исследовании. Так, данные о токсичности ОГ дизеля 6ЧГД 13/14 [4], цитированные в книге [12], характеризуют концентрацию в ОГ различных вредных веществ, выраженную в процентах, а данные [5] – не только её, но и массовый выброс вредных веществ. Поскольку для расчёта массового выброса вредных веществ по известным их концентрациям в ОГ опубликованной информации [12] недостаточно, а наиболее информативен именно удельный массовый выброс (на 1 кВт мощности двигателя), то далее анализировались некоторые результаты работы [5] для дизеля СМД-31.

По аналогичной причине не использовались результаты работы [15] польских специалистов, исследовавших показатели дизелей грузовых автомобилей DAF и MAN на «смеси» ДТ и сжиженного нефтяного газа (LPG). В этой работе приведены показатели токсичности ОГ, выраженные в граммах на километр пробега автомобиля по ездовым циклам. По этим показателям невозможно определить удельный массовый выброс вредных веществ в ОГ.

Затруднительно это и для результатов, полученных в работе [16] при испытаниях тракторного дизеля 2ЧГД 10,5/12 на ДТ при добавлении LPG к впускному воздуху, когда доля ГГ в смеси с ДТ достигала 24%. В этой работе приведены только концентрации сажи и оксидов азота в ОГ дизеля. Замечено, что при дальнейшем повышении доли LPG возникало детонационное сгорание. В то же время, в работе румынских исследователей [17] соответствующая граничная доля LPG была близкой к 35%. С этим согласуются рекомендации, опубликованные Украинской ассоциацией сжиженного газа [18] (хотя при частичной нагрузке её эксперт допускает долю LPG 75%) и в работе [19].

ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Определить соотношения ДТ и различных ГГ в рабочей смеси, оптимальные (или близкие к оптимальным) по критерию приведенного удельного выброса токсичных веществ с ОГ дизеля 4ЧНГД 10,4/11,3.

ИЗЛОЖЕНИЕ ОСНОВНОГО МАТЕРИАЛА

В качестве дополнительного иллюстративного материала используются результаты, полученные украинскими исследователями [5] при испытаниях дизелей 6ЧН 12/14 на «смесях» ДТ и ГГ с фиксированными соотношениями этих топлив.

Приведенный удельный выброс вредных веществ с ОГ $g_{\text{red}(Z)}$ вычисляется как:

$$g_{\text{red}(Z)} = \sum_i a_{i(Z)} g_i, \quad (1)$$

где: Z – обозначение способа приведения; $a_{i(Z)}$ – относительный показатель агрессивности i -го вредного вещества; g_i – удельный выброс i -го вредного вещества с ОГ, г/(кВт·ч).

Если выбросы всех вредных веществ приводят к выбросу CO ($Z = \text{CO}$), то показатели агрессивности $a_{i(\text{CO})}$ равны отношениям ПДК CO к ПДК со-

ответствующих веществ, причём для СО этот показатель равен единице. Значения $a_{i(\text{CO})}$ для других веществ, по данным [5, 16], приняты здесь такими:

$$a_{\text{CH}(\text{CO})} = 3,16; a_{\text{NO}(\text{CO})} = 41,1; a_{\text{PM}(\text{CO})} = 200.$$

Часть индекса «PM» обозначает твёрдые частицы (от английских слов particulate matter).

Если выполнять приведение выбросов вредных веществ по В. Азарову [14] ($Z = 1$), то показатели агрессивности $a_{i(1)}$ равны обратным величинам ПДК этих веществ, выраженных в миллиграммах на кубометр: $a_{\text{CO}(1)} = 0,33$; $a_{\text{CH}(1)} = 6,3$; $a_{\text{NO}(1)} = 25$; $a_{\text{PM}(1)} = 50$.

В качестве примера, ниже рассчитаны значения приведенных удельных выбросов вредных веществ с ОГ $g_{\text{red}(\text{CO})}$ и $g_{\text{red}(1)}$ для случая работы дизеля 4ЧН 10,4/11,3 на ДТ при относительной нагрузке 10% [9 – 11]. Значения удельных выбросов вредных веществ, г/(кВт·ч): $g_{\text{CO}} = 0,07$; $g_{\text{CH}} = 1,7$; $g_{\text{NO}} = 1,5$.

Сведений о выбросе вредных частиц с ОГ в этих работах не приведено. Соответственно, по формуле (1) получим, г/(кВт·ч): $g_{\text{red}(\text{CO})} = 67,1$; $g_{\text{red}(1)} = 48,2$.

Как видно, второй способ приведения заметно уменьшает величину $g_{\text{red}(Z)}$, вследствие принятого меньшего показателя агрессивности оксидов азота.

Результаты таких подсчётов представлены в виде точек и кривых на рис. 1 (обозначения пояснены в табл. 1). Дополнительно обработаны данные Парсаданова И.В. [5] о токсичности ОГ дизеля 6ЧН 12/14 для тех режимов, когда относительная нагрузка была близкой к 80% (точки «п»).

Прежде чем определять по рис. 1 оптимальные составы «смесей» ДТ и ГГ, нужно убедиться, что неучёт выброса твёрдых частиц с ОГ при вычислении $g_{\text{red}(Z)}$ существенно не изменит результата. Для этого данные [5] были обработаны как без учета этого выброса, так и с его учетом. Получилось следующее: для приведения выбросов к СО отношение значения $g_{\text{red}(\text{CO})}$, вычисленного без учета выброса твёрдых частиц, к значению, вычисленному с учетом этого выброса, находится в пределах 0,91...0,92; для приведения выбросов по В. Азарову это отношение находится в пределах 0,96...0,97 для исследованных режимов работы дизеля 6ЧНГД 12/14. Поэтому можно быть уверенным, что неучёт выброса твердых частиц в значениях $g_{\text{red}(Z)}$, показанных на рис. 1, существенно не искажает положение оптимумов составов «смесей» ДТ и ГГ. Изложенное подтверждается результатами работы [20].

Оптимальным составом «смеси» ДТ и ГГ в данном исследовании считается такой, при котором приведенный удельный выброс вредных веществ с ОГ $g_{\text{red}(Z)}$ минимален.

Для «смеси» ДТ и водорода, минимумы $g_{\text{red}(Z)}$ достигаются при таких содержаниях H_2 : при относительной нагрузке дизеля 10% - для $g_{\text{red}(\text{CO})}$ при 50%

водорода, а для $g_{\text{red}(1)}$ при 20%; при относительной нагрузке дизеля 80% - для $g_{\text{red}(\text{CO})}$ и $g_{\text{red}(1)}$ при 10% водорода.

Для «смеси» ДТ и LPG, минимумы $g_{\text{red}(Z)}$ достигаются при таких содержаниях LPG: при относительной нагрузке дизеля 10% - для $g_{\text{red}(\text{CO})}$ при 10...20% LPG, а для $g_{\text{red}(1)}$ при 10%; при относительной нагрузке дизеля 80% - для $g_{\text{red}(\text{CO})}$ и $g_{\text{red}(1)}$ при 50% LPG.

Для «смеси» ДТ и двух ГГ (H_2 и LPG в соотношении 3:7), минимумы $g_{\text{red}(Z)}$ достигаются при таких содержаниях этой смеси ГГ: при относительной нагрузке дизеля 10% - для $g_{\text{red}(\text{CO})}$ и $g_{\text{red}(1)}$ при 30% смеси ГГ; при относительной нагрузке дизеля 80% - для $g_{\text{red}(\text{CO})}$ и $g_{\text{red}(1)}$ при 40% смеси ГГ.

Таким образом, видно, что способ приведения выбросов вредных веществ с ОГ влияет на результат оптимизации состава «смеси» ДТ и ГГ незначительно. Исключение - случай работы дизеля 4ЧНГД 10,4/11,3 с относительной нагрузкой 10% на «смеси» ДТ и водорода. В этом случае, по данным [9 – 11], в диапазоне содержания H_2 25...30% происходит 4-5-кратное увеличение удельного выброса углеводородов с ОГ, показатель агрессивности которых $a_{\text{CH}(1)}$ вдвое больше, чем $a_{\text{CH}(\text{CO})}$. Удельный выброс же оксидов азота при увеличении содержания H_2 в смеси с ДТ от 20 до 50% снижается вдвое и становится меньше удельного выброса углеводородов. Дымность ОГ дизеля, работающего на таких «смесях» топлив, незначительно снижается.

Если сравнить три исследованные «смеси» ДТ и ГГ по уровню минимального удельного приведенного выброса вредных веществ, то на рис. 1 видно, что в целом лучший результат показала «смесь» ДТ с двумя ГГ (водородом и LPG, находящимся в соотношении 3:7). Существенно, что при работе дизеля 4ЧНГД 10,4/11,3 на ней, на уровень $g_{\text{red}(Z)}$ незначительно влияет относительная нагрузка двигателя, чего не было при использовании «смесей» ДТ порознь с H_2 и LPG.

Теперь оценим влияние относительной нагрузки дизеля 4ЧНГД 10,4/11,3 на величину приведенного удельного выброса вредных веществ с ОГ. Как видно на рис. 1, при работе на «смесях» ДТ и с H_2 , и с LPG повышение нагрузки дизеля ведёт к многократному увеличению $g_{\text{red}(Z)}$, так как соответственно возрастает удельный выброс оксидов азота - основного загрязнителя воздуха. Но это увеличение удалось снизить до двукратного и менее, когда в качестве ГГ была использована смесь H_2 и LPG в соотношении 3:7. На ней дизель работал, кроме того, наиболее экономично [9-11]. Следовательно, водород нужно добавлять в общую «смесь» топлив для улучшения протекания сгорания рабочей смеси в цилиндрах дизеля.

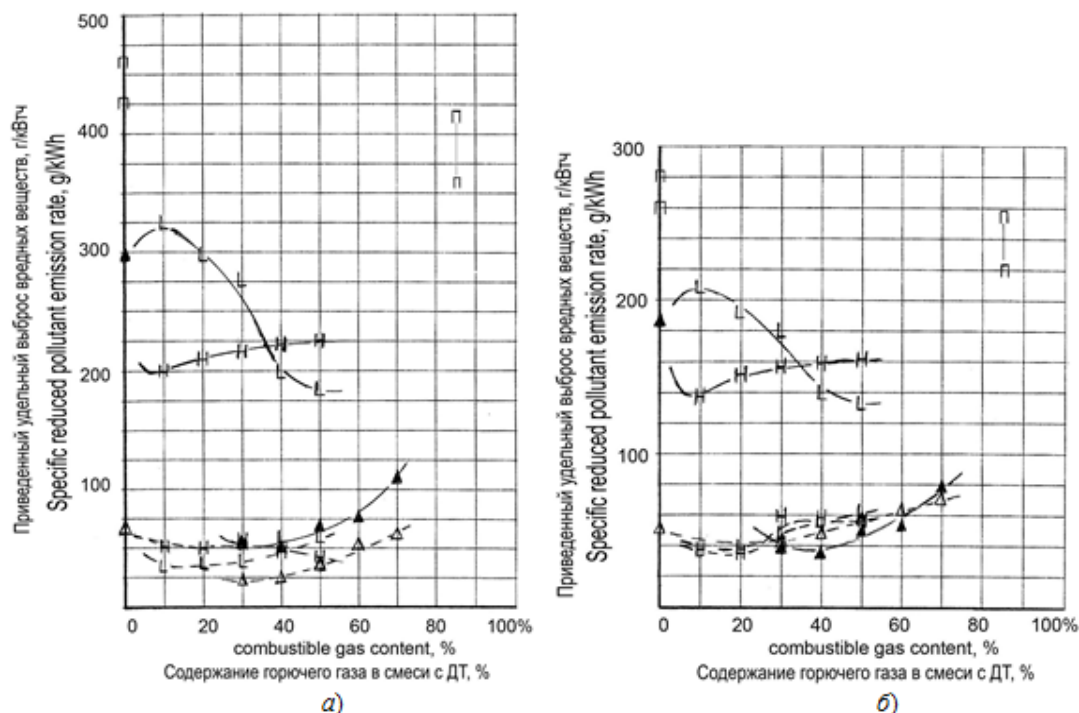


Рис. 1. Зависимости приведенного удельного выброса вредных веществ в ОГ дизелей от содержания горючего газа в смеси с ДТ: *а* – приведение к CO [5]; *б* – приведение по В. Азарову [14]; обозначения точек и линий см. в таблице 1

Fig. 1. Effect of the combustible gas content in the gas-diesel mixture on the diesel engine specific reduced pollutant emission: *a* – reduction to the CO emission [5]; *b* – reduction after V. Arzarov [14]; points and lines are explained in Table 1

Таблица 1. Обозначения линий и точек на рис. 1

Table 1. Notation of lines and points on Fig. 1

Наименование	Обозначения точек					Обозначения линий	
	Н	L	Δ	▲	П	-----	-----
Горючий газ	Водород	LPG	Смесь водорода и LPG 3:7*		Природ- ный	H ₂ , LPG, их смесь	
Относительная мощность дизеля N_e/N_{en}	См. обозначения линий		0,1	0,8	0,76...0,82	0,1	0,8

Примечание: * при нулевом содержании ГГ эти точки соответствуют ДТ.

Данные из работы [5] об удельных выбросах вредных веществ с ОГ дизеля 6ЧНГД 12/14 могли использоваться только для случаев его относительной нагрузки, близкой к 80%. Из расположения точек «п» на рис. 1 видно, что работа этого дизеля на «смеси» ДТ и 85% ПГ сопровождалась снижением $g_{red(Z)}$ примерно на 12%, по отношению к случаям использования одного ДТ. Столь большое содержание ПГ объяснялось стремлением сэкономить больше ДТ; задача оптимизации состава «смеси» ДТ и ПГ автором [5] не ставилась. В целом, при сходной относительной нагрузке для дизеля 6ЧН 12/14 величины $g_{red(Z)}$ примерно в 1,5...2 раза выше, чем для дизеля 4ЧНГД 10,4/11,3.

Если сопоставить величины удельных выбросов вредных веществ с ОГ дизеля 4ЧНГД 10,4/11,3 [9–11] и соответствующие европейские нормативы «Еуро» для двигателей грузовых автомобилей и автобусов [14, 16], то можно увидеть следующее.

Удельный выброс CO g_{CO} с ОГ этого дизеля во всех исследованных режимах ниже 1 г/(кВт·ч) и значительно ниже уровня, предписанного нормативами Еуро IV и V; в то же время, повышение содержания ГГ в «смеси» с ДТ ведёт к увеличению g_{CO} . Удельный выброс углеводородов g_{CH} с ОГ изменяется шире, но наиболее близок к нормативу Еуро II - 1,1 г/(кВт·ч) в двух случаях: когда относительная нагрузка дизеля 10% и в качестве ГГ используется 20% H₂, и когда относительная нагрузка 80%, а в качестве ГГ используется 30% смеси H₂ и LPG (3:7). Примечательно, что только в последнем случае величина g_{CH} существенно ниже, чем при использовании одного ДТ. Наконец, удельный выброс оксидов азота g_{NO} с ОГ данного дизеля при относительной нагрузке 10% во всех исследованных случаях намного ниже норматива Еуро V - 2,0 г/(кВт·ч), особенно при использовании 30...40% смеси H₂ и LPG

(3:7), а при относительной нагрузке 80% g_{NO} в 1,5...2 раза ниже этого норматива только при использовании 30...50% такой смеси в качестве ГГ. Работа данного дизеля на «смеси» ДТ и либо 10...50% водорода, либо 40...50% LPG с относительной нагрузкой 80% обеспечивает выполнение лишь норматива Euro III.

Что касается нормативов Euro VI [14], то приведенные выводы об удельных выбросах CO и углеводородов остаются справедливыми, а в отношении g_{NO} норматив 0,4 г/(кВт·ч) при относительной нагрузке дизеля 80% уже не выполняется во всех исследованных случаях.

Хотя выполненное сопоставление носит качественный характер, так как не рассмотрены выбросы твердых частиц и дизель 4ЧНГД 10,4/11,3 не испытывался в соответствии с требованиями Правил Европейской экономической комиссии (ЕЭК) ООН R49, всё же видно, что использование ГГ, как дополнительного топлива, позволяет значительно уменьшить удельный выброс оксидов азота – основного загрязнителя атмосферы. Тем самым значительно упрощается нейтрализация этого выброса в выпускной системе двигателя. Что касается удельных выбросов продуктов неполного сгорания (CO и углеводородов), то для CO он незначительный, а выделяющиеся углеводороды можно окислить или дожечь каким-либо способом. Необходимость этого видна также из результатов работы [17].

ВЫВОДЫ

1. Результаты оптимизации состава «смесей» ДТ и ГГ по критерию приведенного удельного выброса вредных веществ (ПУВВВ) в исследованной области почти не зависят от использованного способа приведения выбросов этих веществ к выбросу «эталонного» загрязнителя.

2. Как показал анализ данных работы [5] о показателях токсичности ОГ дизеля 6ЧНГД 12/14, удельный выброс твердых частиц, даже с учётом их повышенной агрессивности, составляет менее 10% расчётной величины ПУВВВ. Поэтому последний можно вычислять приближённо, не имея сведений о выбросе этих частиц.

3. Работа дизеля 4ЧНГД 10,4/11,3 с относительной нагрузкой 10% номинальной мощности характеризовалась минимальными значениями ПУВВВ при следующих процентных содержаниях ГГ в их «смесях» с ДТ: водорода – 20% (при приведении выбросов по В. Азарову) и 50% (при приведении выбросов к CO); LPG – 10...20%; смеси водорода и LPG (3:7) – 20...30%.

4. Работа дизеля 4ЧНГД 10,4/11,3 с относительной нагрузкой 80% номинальной мощности характеризовалась минимальными значениями ПУВВВ при следующих процентных содержаниях ГГ в их «смесях» с ДТ: водорода – 10%; LPG – 50%; смеси водорода и LPG (3:7) – 40%.

5. Среди исследованных трёх ГГ, лучшие результаты по уровням ПУВВВ показала смесь водорода и LPG (3:7), причём эти уровни весьма незначительно зависели от относительной нагрузки дизе-

ля. Поэтому водород – это полезная добавка к другим ГГ, используемым совместно с ДТ в дизелях.

Препятствием к использованию водорода пока остаётся его недоступность в обычных газозаправочных сетях. (Хотя сгорание одного водорода могло бы дать повышенный тепловой эффект, в дизелях это невозможно по причине особенности рабочего процесса, использующего эффект самовоспламенения распылённого ДТ.)

6. Использование ГГ совместно с ДТ позволяет существенно снизить удельный выброс основного загрязнителя – оксидов азота с ОГ, что соответственно облегчает их нейтрализацию в выпускной системе дизеля. Выделяющиеся при этом с ОГ несгоревшие углеводороды необходимо окислять или дожигать.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Lejda K., Jaworski A. 2006.** Zasilanie gazowe silników rolniczych // *Motrol*, 8, 131-138. (Польша)
2. **Lejda K., Jaworski A. 2003.** Problemy zasilanie gazowe silników rolniczych // *Motrol*, 5, 9. (Польша)
3. **Полищук В., Дубровин В., Полищук А. 2012.** Альтернативные дизельные топлива // *Motrol*. Vol. 14. No 3. 20-31.
4. **Долганов К.Е. 1991.** Исследование топливной экономичности и токсичности отработавших газов газодизеля // *Двигателестроение*, 8-9, 6-9.
5. **Парсаданов И.В. 2003.** Повышение качества и конкурентоспособности дизелей на основе комплексного топливно-экологического критерия: Монография. Харьков: Издательский центр НТУ «ХПИ», 244.
6. **Парсаданов И.В. 2002.** Нормирование выбросов вредных веществ дизелей грузовых автомобилей и сельскохозяйственных машин в Украине // *Двигатели внутреннего сгорания*, 1. 4-7.
7. **Марков В.А., Деяннин С.Н., Быковская Л.И. 2013.** Оптимизация состава многокомпонентных смесевых биотоплив для дизельных двигателей сельскохозяйственных машин // *Известия вузов. Машиностроение*, 12. 51-63.
8. **Poonia M., Ramesh A., Gaur R. 1999.** Experimental investigation of the factors affecting the performance of a LPG - Diesel dual fuel engine // *SAE Techn. Pap. Ser.*, 1999-01-1123, 10.
9. **Ashok B., Ashok S.D., Ramesh Kumar C. 2015.** LPG diesel dual fuel engine - a critical review // *Alexandria Engineering J.*, 54. 105-126.
10. **Lata D.B., Ashok Misra. 2010.** Theoretical and experimental investigations on the performance of dual fuel diesel engine with hydrogen and LPG as secondary fuels // *Int. J. of Hydrogen Energy*, 35. 11918-11931.
11. **Lata D.B., Ashok Misra, Medhekar S. 2012.** Effect of hydrogen and LPG addition on the efficiency and emissions of a dual fuel diesel engine // *Int. J. of Hydrogen Energy*, 37. 6084-6096.

12. **Марков В.А., Баширов Р.М., Габитов И.И. 2002.** Токсичность отработавших газов дизелей. 2-е изд., перераб. и доп. М.: Изд. МГТУ им. Н.Э. Баумана, 376.
13. **Звонов В.А., Козлов А.В., Кутенев В.Ф. 2001.** Экологическая безопасность автомобиля в полном жизненном цикле. М., 248.
14. **Азаров В.К. 2014.** Разработка комплексной методики исследований и оценки экологической безопасности и энергоэффективности автомобилей: Дис...канд. техн. наук / ФГУП НАМИ. М., 137.
15. **Kneba Z., Skarpetowski B. 2013.** Dual fuelling of truck CI engine with diesel oil and mixture of propane and butane // *Combustion Engines*, 154 (3). 283-290.
16. **Тришкин И.Б. 2014.** Способы и технические средства снижения токсичности отработавших газов дизельных двигателей мобильных энергетических средств при работе в помещениях сельскохозяйственного назначения: Дисс...докт. техн. наук / ФГБОУ ВПО «Рязанский государственный агротехнологический университет имени П.А. Костычева». Рязань, 544.
17. **Benea V.C., Şoica A.O. 2007.** Researches regarding using LPG on diesel engine // *Annals of the Oradea University*, VI (XVI). 77-85.
18. Украинская ассоциация сжиженного газа. <http://www.uasg.com.ua/en/good-to-know-about-lpg/lpg-autogas/item/466-theory>.
19. **Mohan Kumar K., Azad D. 2014.** An experimental investigation of performance and emissions of LPG as dual fuel in diesel engine generator // *International J. of Engineering Research and Applications*, 4 (11). 41-53.
20. **Поливянчук А.П., Щепак Е.Ю., Титова Е.Ю. 2007.** 145-148. http://www.kpi.kharkov.ua/archive/Наукова_періодика/vestnik/Транспортное_машиностроение/2007/33/Исследование_степени_токсичности_вредных_веществ_выбросы_которых_нормируются_Европейскими_экологическими_стандартами.pdf.

OPTIMUM BLENDING OF DIESEL AND GASEOUS FUELS BASED ON A CRITERION OF THE SPECIFIC REDUCED POLLUTANT EMISSION

Several publications reporting research of the operation and exhaust gas pollutants of diesel engines at simultaneous burning of diesel fuel (DF) and combustible gas are analyzed. A problem of the optimization of their blending by a criterion of the specific reduced pollutant emission (SRPE) to be minimized is stated.

SRPE is calculated for two methods of reduction on basis of test results for 4CH 10,4/11,3 and 6CH 12/14 diesel engines. It is plotted versus the percent contents of combustible gas in its blend with DF for two levels of the relative engine power (10 and 80% of the rated power). It is seen that the reduction method affects not shape of constructed plot curves, but the value of SRPE. Analysis of SRPE values calculated for test results of the 6CH 12/14 diesel engine reveals that influence of particulate matter emission on the value of SRPE is insignificant.

Burning a blend of DF and two gases (hydrogen and LPG mixed like 3:7), the 4CH 10,4/11,3 diesel engine operated most economically and with small SRPE at wide variation of the relative power. For such a blend, minimum SRPE values are achieved: at the relative power of 10% - when the gas mixture contents equal 20...30%; at the relative power of 80% - when the gas mixture contents equal 40%. Burning separate blends of DF and these gases makes engine parameters worse.

Using blends of DF and combustible gases usually allows decreasing specific emission of the main pollutant – nitrogen oxides, thus facilitating their conversion in the diesel exhaust system for fulfilling environmental legislation. However, the specific emission of hydrocarbons increases when burning such blends.

Key words: diesel engine, diesel fuel, combustible gas, pollution, emission.

АНАЛИЗ ОСНОВНЫХ НАПРАВЛЕНИЙ РЕСУРСОСБЕРЕЖЕНИЯ В ЖИВОТНОВОДСТВЕ

Наталья Болтянская, Олег Болтянский

Таврический государственный агротехнологический университет

Пр. Б. Хмельницкого, 18, Мелитополь, Украина. E-mail: natali.28@inbox.ru

Natalia Boltyanskaya, Oleg Boltyanskii

Tavria State Agrotechnological University

B. Khmelnytsky Avenue, 18, Melitopol, Ukraine. E-mail: natali.28@inbox.ru

Аннотация. В статье проанализированы основные направления, которые обеспечивают снижение энергоемкости производства продукции животноводства: уменьшение потребления энергии при производстве кормов; выбор рациональной технологии производства продукции животноводства и способа содержания животных; применение наименее энергоемких средств механизации и электрификации ферм; обеспечение технологических процессов на ферме; применение современных средств автоматизации контроля и управления процессами; использование альтернативных источников энергии и утилизация вторичных энергетических ресурсов. Определена энергетическая эффективность трансформации кормов в продукцию, которая определяется соотношением энергии конечного продукта и полной энергоемкости производства кормов в молочном скотоводстве и свиноводстве. Рассмотрено снижение расхода тепловой и электрической энергии за счет усовершенствования систем вентиляции и их элементов, пути снижения расхода электроэнергии на освещение производственных, бытовых и административных помещений, резервы снижения энергоемкости производства молока при привязном содержании коров, мероприятия во избежание значительного роста энергоемкости производственных процессов в животноводстве за счет их теплофикации и даны рекомендации по снижению энергоемкости производства продукции животноводства.

Ключевые слова: потребление энергии, энергетические ресурсы, ресурсосбережение, животноводство, приготовление корма, конструкция зданий, уровень автоматизации, тепловентиляционное оборудование, рекуперация тепла, освещение.

ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМЫ

Аграрный сектор – один из наибольших потребителей энергии в Украине. Поэтому, с точки зрения стратегии рационального использования энергетических ресурсов и повышения энергоэффективности аграрного сектора Украины, в частности животноводства, необходимо осуществить экономическое обоснование стратегии энергосбережения, вывести на украинский аграрный рынок современные инновационные системы строительства, технологий и материалов; определить направления возможного использования нетрадиционных

возобновляемых источников энергии в животноводческой отрасли [1–5].

Главной причиной высокой энергоемкости процессов является низкий технологический и технический уровень животноводческой отрасли, использование малоэффективных энергозатратных технологий [6–9].

Масштабы использования достижений научно-технического прогресса в Украине значительно отстают от использования аналогичных технологий в развитых странах мира. Поэтому стоит задача поиска новых технологических подходов, которые позволяют снизить расход электроэнергии, топлива и других материальных ресурсов на производство животноводческой продукции [2, 10].

Рассматривая затраты энергии только в животноводческой отрасли сельскохозяйственного производства, можно отметить основную закономерность: на единицу продукции затраты увеличиваются. Учитывая, что процессы производства продукции животноводства преимущественно осуществляются в стационарных условиях, создаются благоприятные возможности для использования электроэнергии. При этом в структуре энергетических ресурсов, которые используются в животноводстве, значительно возрастает роль нетрадиционных (альтернативных) источников возобновляемой энергии – водной, ветровой, солнечной, энергии биогаза. Их использование в животноводстве может в значительной степени снизить уровень энергоемкости производимой продукции.

Широкое использование возобновляемых источников энергии является перспективным направлением создания надежных систем энергообеспечения. Активное освоение альтернативных источников энергии, использования вторичных энергоресурсов дают возможность повысить эффективность производства продукции животноводства и снизить ее себестоимость.

АНАЛИЗ ПОСЛЕДНИХ ИССЛЕДОВАНИЙ И ПУБЛИКАЦИЙ

В работах Жовтянского В., Кулика М., Стогния Б. [1] рассмотрены общие принципы энергосбережения и механизмы реализации политики энергосбережения. Грачева Л. и Маляренко В. занимались вопросами повышения эффективности использования нетрадиционных источников энергии в животноводческом комплексе страны [10, 11]. Корчемний В., Федорей В. и Щербань М. уделяли

внимание вопросам энергосбережения в агропромышленном комплексе [12]. Маляренко В. и Галычак В. рассматривали альтернативные источники энергии и основы теплофизики зданий [13, 14]. Однако, на данный момент, остается еще много вопросов, требующих решения.

ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Определить направления и дать рекомендации по снижению энергоемкости производства продукции животноводства за счет сокращения энергии, используемой для приготовления кормов, водоснабжения, создания микроклимата, доения.

ИЗЛОЖЕНИЕ ОСНОВНОГО МАТЕРИАЛА

В животноводстве энергозатраты составляют около 35% электроэнергии и около 30% топлива от общего количества, которое используется в сельском хозяйстве. Значительная часть энергии расходуется на приготовление кормов, водоснабжение, подогрев приточного воздуха, а также при сушении сена, фуражного зерна [15, 16].

Основным путем уменьшения энергоемкости производства продукции животноводства является минимизация совокупных затрат энергии на основе использования прогрессивных технологий [6, 12].

Совершенствование традиционной технологии производства молока путем использования резервов энергосбережения дает возможность уменьшить ее удельную энергоемкость на 36,3...73,1 ГДж на голову в год, или на 37...55%. Это позволяет повысить биоэнергетический коэффициент молока до 11...15% вместо 7,6% [16].

Полная энергоемкость содержания коровы на ферме традиционного типа составляет 30578,9 МДж., а на комплексно-механизированной – 30492,2 МДж. Структура полной энергоемкости содержания коров в традиционных и комплексно-механизированных фермах приведена на рис. 1



Рис. 1. Структура полной энергоемкости содержания коров в традиционных и комплексно-механизированных фермах

Fig. 1. The structure of the total power consumption of the content of the cows in the traditional and complex-mechanized farms

В совокупном энергетическом балансе производства молока прямые затраты энергии составляют 12%, остальное - не прямые (рис. 2). Среднегодовые прямые удельные затраты энергии на производство 1 кг молока составляют 0,95 МДж,

не прямые – в 7 раз выше. В условиях комплексной механизации производства молока энергоотдача составляет 13,6%.

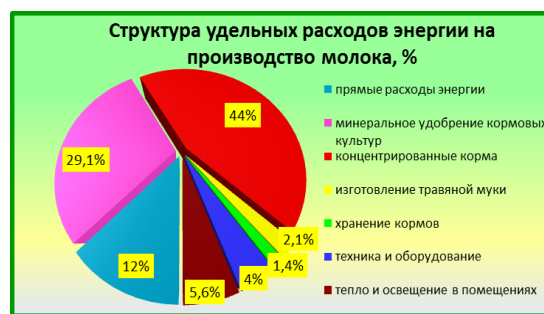


Рис. 2. Структура удельных расходов энергии на производство молока

Fig. 2. The structure of the specific energy consumption for the production of milk

В совокупной энергоемкости производства молока удельный вес кормов составляет 60,4...61,4%; энергии средств механизации, топлива-смазочных материалов и электроэнергии – 10,0...11,2%, тепловой энергии (обогрев помещений, подогрев воды для доильно-молочного блока) – 22,2...22,5%.

В структуре энергопотребления животноводческих ферм часть прямых энергозатрат на создание и поддержание оптимального микроклимата в помещениях составляет 40...90%.

Учитывая вышеизложенное, определены основные направления, которые обеспечивают снижение энергоемкости производства продукции животноводства:

- уменьшение потребления энергии при производстве кормов;
- выбор рациональной технологии производства продукции животноводства и способа содержания животных;
- применение наименее энергоемких средств механизации и электрификации ферм;
- обеспечение технологических процессов на ферме;
- применение современных средств автоматизации контроля и управления процессами;
- использование альтернативных источников энергии и утилизация вторичных энергетических ресурсов.

Энергетическая эффективность трансформации кормов в продукцию, которая определяется соотношением энергии конечного продукта и полной энергоемкости производства кормов в молочном скотоводстве и свиноводстве не превышает 30%, в бройлерном птицеводстве – 10%, в производстве говядины – 7%.

Как показывают исследования, расходы кормов на единицу продукции животноводства в Украине в 1,5...2 раза превышают средний уровень развитых стран. Причиной такого положения является несбалансированность кормовой базы и кормов по протеину. Вследствие этого ежегодно в Украине перерасходуется около 6 млн. т зерна.

Если оценивать энергозатраты с учетом содержания кормопротеиновых единиц, то наименьшая энергоемкость производства зерна ярового ячменя и гороха.

Заменить зерно в комбикормах можно травяной мукой (для свиней и птицы до 10%, для крупного рогатого скота – до 15...20%). Но с энергетической точки зрения замена зерна травяной мукой нецелесообразна, поскольку энергозатраты в расчете на кормовую единицу в травяной муке выше в 6,3...15,0 раз.

В то же время серьезной экономии топлива можно достичь благодаря сочетанию проявивания и применения в процессе сушения отработанного тепла сушильного агента, потому что почти 75% тепловой энергии выбрасывается с теплоносителем. Замкнутый цикл прохождения воздуха с теплоносителем (с температурой 120°C) для предварительного сушения зеленой массы значительно уменьшает энергозатраты.

Ликвидировать дефицит протеина целесообразно за счет шротов и макухи подсолнечника, сои, рапса. По данным Института кормов УААН, освоение кормовых севооборотов, насыщение многолетними бобовыми культурами, травами более, чем на 50% зернофуражными культурами, промежуточными посевами даст возможность увеличить производство кормов и кормового протеина на 42...48%, уменьшить затраты труда и топлива на возделывание почвы на 20%, сэкономить азотные удобрения за счет биологической фиксации азота многолетними бобовыми и зернобобовыми культурами.

На 1 га культурных пастбищ расходуется в 4...12 раз меньше энергии, чем на зерновые или технические культуры, а прибыль с гектара их посева в 4 раза выше, чем с гектара сахарной свеклы, и в 16 раз выше, чем с гектара зерновых культур.

Среди кормов, приготовленных из 1000 т зеленой массы для кормления в стойловый период, наименьших расходов совокупной энергии требует прессуемое сено, а наибольших – травяная мука (рис. 3).



Рис. 3. Расход совокупной энергии на приготовление кормов из 1000 т зеленой массы

Fig. 3. Total energy consumption in the preparation of feed 1000 tons of green mass

Основной удельный вес расхода совокупной энергии при производстве кормов из зеленой массы приходится на машины (13,7...32,0%), топливосмазочные материалы (19,0...67,5%) и затраты,

связанные с производством исходной зеленой массы (5,9...34,3%).

На рис. 4 представлена структура энергозатрат на заготовку рассыпного сена. Расход топлива на производство 1 т сена составляет 10 кг, а на 1 гектар – до 50 кг.

Для уменьшения энергоемкости кормовых рационов целесообразно увеличение части объемных кормов (силоса, сена, зеленой массы), пастбищное использование кормовых угодий, заготовка сена путем активного вентилирования, силосования кормов с приваливанием зеленой массы в поле и последующим ее сушением пленочными солнечными коллекторами, получение корма из кукурузы за счет измельчения вместе со стержнями влажных качанов и последующего их консервирования, приготовления сбалансированных кормосмесей в кормоцехах без тепловой обработки.

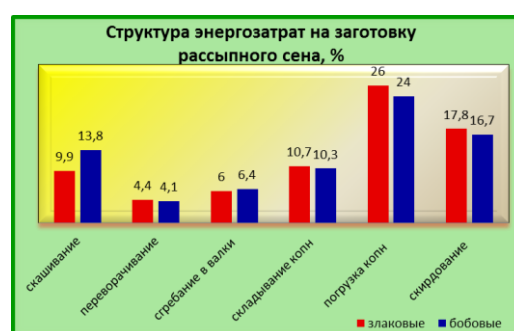


Рис. 4. Структура энергозатрат на заготовку рассыпного сена

Fig. 4. The structure of energy consumption for harvesting loose hay

Энергозатраты на подготовку кормов к скармливанию составляют 20–30 % от общих энергозатрат на корма. Получение кормобрикетов прессованием соломенной резки с другими компонентами требует на 40–45 % меньше энергозатрат, чем при гранулировании. В настоящее время все большее применение находят малогабаритные установки (УК-1(2)) и комплекты оборудования, в том числе передвижные и самоходные, для приготовления комбикормов. Из-за уменьшения поголовья скота актуальным является применение современных мобильных измельчителей-смесителей-раздатчиков кормов, способных обслуживать до 1000 голов за смену.

Энергоемкость приготовления кормосмесей для крупного рогатого скота зависит от состава поточно-технологической линии, удельного энергопотребления, оборудования, режимов его работы, автоматизации процессов и колеблется от 3 до 10 кВт·ч/т.

Принимая во внимание, что в технологических линиях используются машины с разными параметрами производительности, удельные энергозатраты кормоцехов на многих фермах выше нормативных. Существенно уменьшить удельные энергозатраты можно путем оптимального выбора комплекта оборудования кормоцеха, соблюдения нормативов дозирования компонентов, примене-

ния систем автоматической регуляции выдачи корма.

Повышение теплозащиты зданий, применение рациональных объемно-планировочных решений, новых материалов необходимо, но потенциальные возможности этого направления незначительны, потому что снижение в 2...3 раза тепловых потерь, вследствие усовершенствования конструкций, позволит уменьшить расчетный дефицит тепла помещения лишь на 10...20% [11].

Усовершенствование систем вентиляции и их элементов позволит существенно снизить расход тепловой и электрической энергии. В структуре удельных расходов электрической энергии на содержание коровы наибольший удельный вес имеет электропривод вентиляторов (до 46,3%). Резерв снижения расхода энергии - применение вентиляторов с бесступенчатым режимом переключения, которые потребляют на 25...30% меньше энергии, чем ступенчатые.

В то же время с вентилируемым воздухом удаляется значительное количество тепла, которое можно было бы использовать, например, для первичной обработки молока, нагревания воды и т. п. На выполнение этих процессов используется, соответственно 30,7 и 20,8%, а на освещение – 20,2% от всей электроэнергии, используемой на молочных фермах.

Большое практическое значение для экономии энергии на создание микроклимата имеют установки, регенерирующие тепло, теплоутилизаторы, которые позволяют подогревать свежий воздух за счет отработанного. Применение для обогрева помещений высокоэффективных тепловых генераторов с КПД, близким к 100 %, использование инфракрасных систем отопления с газовыми тепловыми трубами-излучателями или инфракрасными электрическими панелями-излучателями позволит значительно сократить расход энергии.

Снижение расхода электроэнергии на освещение производственных, бытовых и административных помещений возможно путем применения энергосберегающих светильников [18].

На действующих молочных фермах можно использовать, без значительных капиталовложений, 40% конденсационного тепла, при проектировании новых ферм – 65,70% и удовлетворить потребность ферм в теплой воде. На ферме в 100 голов экономия в год составляет 145 тыс. кВт·ч.

Благодаря рекуперации тепла, которое выделяется при охлаждении молока, и использовании его на нагревание воды экономится от 114 до 152 кВт·ч энергии. Использование тепла молока, полученного от 70 дойных коров (продуктивность – 5000 кг молока в год), позволяет ежедневно нагревать 200 л воды до температуры 55°C, при этом среднегодовые расходы электроэнергии на ферме снижаются на 100 тыс. кВт·ч.

Теплонасосная установка для приготовления технологической воды окупается за 6...7 лет при сроке службы 10...12 лет. Использование поилок без подогрева воды уменьшает совокупные расходы энергии на 13...70%.

Снижение энергозатрат на водоснабжение может быть достигнуто за счет: рационализации водопроводных сетей для обеспечения надежного непрерывного водоснабжения; использования низкоэнергоемких насосов для поддержания напора; применения систем навозоудаления, не требующих большого расхода воды; применения альтернативных источников энергии для подъема воды; использования надежных и экономичных поилок с минимальными потерями на розлив.

Оценка технологий производства молока и мяса по биоэнергетическим показателям свидетельствует, что основные расходы энергии, связанные с использованием топливно-смазочных материалов приходятся на раздачу кормов (2,5...2,8 ГДж в год). Использование мобильных кормораздатчиков (с выдачей корма на кормовой стол) с электроприводом вместо двигателей внутреннего сгорания снижает энергоемкость процесса почти в 8 раз.

Для снижения общей энергоемкости производства продукции животноводства необходимо разрабатывать более эффективные электромобильные системы транспортировки и раздачи кормов, оборудованные надежными индивидуальными источниками электроэнергии (типа аккумуляторных батарей). При этом энергоемкость транспортировки и раздачи кормов, получения горячей воды, обогрева помещений сокращается в 5,5...7,3 раза. В среднем 1 кВт·ч электроэнергии, использованной на производственные процессы в животноводстве, экономит 15 чел·ч. трудозатрат.

Применение электроэнергии при доении коров, экономит до 50% рабочей силы, на водоснабжении животноводческих ферм – 70%, на силосовании кормов – 60%. Использование электроэнергии для транспортировки и раздачи кормов, производства пара и горячей воды, нагревания помещений позволяет сократить их энергоемкость в 5,5...7,3 раза.

Важным резервом снижения энергоемкости производства молока при привязном содержании коров является переход на доение в доильных залах. По показателям расхода энергии на центнер прироста молодняка крупного рогатого скота самой эффективной является технология беспривязного содержания на глубокой подстилке, затем – с использованием комбикормов и привязного содержания.

Структура полной энергоемкости производства свинины: корма – 68,1...93,5 %; топливо – 2,27...23,85 %; машины и оборудование – 1,06...7,85 %; электроэнергия – 0,91...6,29 %; наибольшая часть затрат электроэнергии приходится на электропривод вентиляционных установок – 44,0...55,3%; ручной труд – 0,66...2,13 %; животноводческие здания – 0,07...0,11%.

Размер фермы и система содержания свиней существенно не влияют на удельную энергоемкость. Технологические особенности содержания свиней обуславливают сравнительно меньшую разницу энергоемкости производства свинины на традиционных свинофермах – 16,7%, поэтому

структура энергозатрат во многом подобна. Наибольшая часть расходов электроэнергии приходится на электропривод вентиляционных установок – 44,0...55,3% [19, 20].

ВЫВОДЫ

1. Освоение кормовых севооборотов, насыщение многолетними бобовыми культурами, травами более, чем на 50%, зернофуражными культурами, промежуточными посевами даст возможность увеличить производство кормов и кормового протеина на 42...48%, уменьшить затраты труда и топлива на 20%, сэкономить азотные удобрения за счет биологической фиксации азота многолетними бобовыми и зернобобовыми культурами.

2. Для уменьшения энергоемкости кормовых рационов целесообразно увеличение части объемных кормов (силоса, сена, зеленой массы), пастбищное использование кормовых угодий, заготовка сена путем активного вентилирования, силосования кормов с привяливанием зеленой массы в поле и последующим ее сушением пленочными солнечными коллекторами, получение корма из кукурузы за счет измельчения вместе со стержнями влажных качанов и последующего их консервирования, приготовления сбалансированных кормосмесей в кормоцехах без тепловой обработки.

3. Во избежание значительного роста энергоемкости производственных процессов в животноводстве за счет их теплофикации, целесообразно осуществить такие мероприятия: уменьшение потерь энергии через ограждающие конструкции зданий путем повышения тепловой защиты; применение для подогрева молодняка теплоаккумулирующих электронагревателей; использование для подогрева воды рекуперационных установок; регенерация тепла; применение для отопления и кондиционирования петротермальных систем; усовершенствование вентиляционных систем животноводческих помещений и локальное выведение отработанного воздуха.

4. Основное направление энергосбережения – согласование мощности электрооборудования с конкретными потребностями; соблюдение графика работы электрооборудования; поддержание электрооборудования в технически исправном состоянии.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Стратегия энергосбережения Украины: Аналитико-справочные материалы в 2-х томах: Общеосновы энергосбережения. К: Академперіодика, 2006. Т1, 510.
2. **Полищук В. 2012.** Ископаемые топливно-энергетические ресурсы. Motrol. Vol. 14. 126 – 139.
3. **Cupiaб Karol. 2011.** Instalacjazgazowujaca-osuszonyosadsciekowy. Motrol. Vol. 13A. 80–93.
4. **Дубровин В.О. 2010.** Обоснование параметров биотехнологического процесса компостирования подстилочного гноя и оборудование для его реализации. Motrol. Vol. 12B. 27–34.
5. **Болтянская Н. 2012.** Пути развития отрасли свиноводства и повышение конкурентоспособности ее продукции. Motrol. Vol. 14. 164–175.
6. **Нечаев В., Артемова Е., Фетисов С. 2009.** Разработка направлений инновационного развития животноводства. Экономика сельского хозяйства России. № 12. 38–48.
7. **Смирнова В. 2009.** Конкурентоспособность продукции свиноводства в условиях роста цен на зерно. АПК: экономика, управление. № 3. 55–59. (Украина).
8. **Макарцев Н.Г. 2005.** Технология производства и переработки животноводческой продукции. Калуга: «Манускрипт», 250.
9. **Вагин Ю.Т. 2007.** Техническое обеспечение в животноводстве: Курсовое и дипломное проектирование. Мн.: Техноперспектива, 546.
10. **Грачева Л.И., Брагинец Н.В., Брагинец А.Н., Брагинец С.Н. 2008.** Повышение эффективности использования нетрадиционных источников энергии в животноводческом комплексе страны. Луганск: Элтон, 652. (Украина).
11. **Малыренко В.А. 2010.** Основы теплофизики сооружений та энергосбережение. Учебник. Х.: САГА, 484. (Украина).
12. **Корчемний М., Федорей В., Щербань В. 2001.** Энергосбережение в агропромышленном комплексе. Тернополь: «Учебникии пособия», 984. (Украина).
13. **Щербина О.М. 2003.** Энергия для всех. Ужгород: В. Падыка, 192. (Украина).
14. **Гальчак В.П. 2008.** Альтернативные источники энергии. Энергия Солнца. Львов: ЛНАУ, 135. (Украина).
15. **Ревенко І.І., Брагинец Н.В., Ребенко В.И. 2009.** Машины и оборудование для животноводства: учебник. К.: Кондор, 730. (Украина).
16. **Скляр О.Г., Болтянская Н.И. 2012.** Механизация технологических процессов в животноводстве: уч. пособие. Мелитополь: КолорПринт, 720. (Украина).
17. **Тихомиров Д.А. 2004.** Эффективность использования электротеплоутилизаторов в системах обеспечения микроклимата животноводческих помещений: Энергообеспечение и энергосбережение в сельском хозяйстве. Ч. 3. Энергосберегающие технологии в животноводстве и стационарной энергетике. М.: ГНУ ВИЭСХ. 256–260.
18. **Юферев Л.Ю. 2009.** Ультрафиолетовые светодиоды для стимулирования продуктивности животных и птицы. Техника в сельском хозяйстве. № 4. 15–16.
19. **Седов Ю.Д. 2008.** Свины: разведение, содержание, уход. Ростов н/Д: Феникс, 189.

20. Гутман В.Н., Неверов А.И., Рапович С.П. 2008. Результаты испытаний оборудования для создания микроклимата в свинарниках. В сб. ГНУ «ВНИИМЖ» «Научно-технические проблемы механизации и автоматизации животноводства. Перспективные технологии и технические средства для животноводства: проблемы эффективности и ресурсосбережения». Т. 112, ч. 3. Подольск. 191–196.

ALYSIS GUIDELINES FOR RESOURCE IN ANIMAL

Summary. In the article basic directions which provide the decline of power-hungryness of production of goods of stock-raising are analysed: diminishing of consumption of energy at the production of forage; choice of rational technology of production of goods of stock-raising and method of maintenance of animals; application the least of power-hungry facilities of mechanization and electrification of farms; providing of technological processes on a farm; application of modern facilities of automation of control and management

processes; use of alternative energy sources and utilization of secondary power resources. Power efficiency of transformation of forage is certain in products which is determined by correlation of energy of the finished good and complete power-hungryness of production of forage in the suckling cattle breeding and pig breeding. The decline of expense of thermal and electric energy due to the improvement of the systems of ventilation and their elements, ways of decline of expense of electric power is considered on illumination of productive, domestic and administrative apartments, backlogs of decline of power-hungryness of production of milk at the fastened maintenance of cows, measures in order to avoid the considerable height of power-hungryness of productive processes in a stock-raising due to their introduction of a heating system and given to recommendation on the decline of power-hungryness of production of goods of stock-raising.

Key words: energy consumption, energy resources, livestock, feed preparation, construction of buildings, the level of automation equipment Heat fan, elektroteploutilizador, heat recovery, lighting.

ФОРМИРОВАНИЕ БАЗЫ ДАННЫХ ДЛЯ АВТОМАТИЗИРОВАННОГО УПРАВЛЕНИЯ ФИЗИОЛОГИЧЕСКИМ СОСТОЯНИЕМ ПЛОДОВЫХ ДЕРЕВЬЕВ МЕЛКОДИСПЕРСНЫМ ДОЖДЕВАНИЕМ

Александр Караев, Сергей Сушко, Валентина Одинцова

Таврический государственный агротехнологический университет

Пр. Б. Хмельницкого, 18, Мелитополь, Украина. E-mail: tia_tgata@bk.ru

Aleksandr Karaiev, Sergey Sushko, Valentina Odintsova

Tavria State Agrotechnological University

B. Khmelnytsky Avenue, 18, Melitopol, Ukraine. E-mail: tia_tgata@bk.ru

Аннотация. Приведены закономерности изменений физиологических параметров деревьев абрикоса, персика и черешни под воздействием климатических факторов и мелкодисперсного дождевания и предложен алгоритм управления поливами, защищающие деревья от весенних заморозков (противозаморозковые) и летней засухи (освежительно-увлажняющие).

Для осуществления противозаморозковых поливов путем перемещения даты начала цветения деревьев абрикоса, персика и черешни рассчитаны предельные значения единиц охлаждения (ЕО) и градусо – часы роста (ГЧР). Определено, что выход из состояния биологического покоя деревьев абрикоса происходит при накоплении 940 °С ЕО, персика – 1200 °С, черешни – 1350 °С, а начало цветения происходит при накоплении деревьями абрикоса ГЧР в сумме 3725 °С, персика – 4866 °С, черешни – 4839 °С. Установлены даты проведения испарительного охлаждения почек мелкодисперсным дождеванием, в которых накопление ГЧР составляет 30% от предельных 100%. Это приводит к задержке развития генеративных почек, смещению начала цветения деревьев и, как следствие, способствует избеганию повреждений почек весенними заморозками.

Для осуществления освежительно-увлажняющих поливов с мая по октябрь проведена регистрация в автоматизированном режиме изменений скорости ксилемного потока в стволах деревьев и температуры листьев. Выявлены закономерности изменения этих параметров в течение суток, по которым определено, что при дождевании над кроной деревьев скорость ксилемного потока уменьшается в 1,5 раза, а температура листьев снижается на 6-8 °С по сравнению с контрольными деревьями (дождевание под кроной деревьев). На основании полученных данных определены режимы проведения дневных освежительно-увлажняющих поливов; установлен такой режим полива: продолжительность дождевание 5 мин, пауза – от 5 мин до 20 мин. Предложено устройство, обеспечивающее управление режимами поливов в соответствии с физиологическими параметрами деревьев.

Ключевые слова: автоматизированное управление поливами, плодовые деревья, датчик, индекс скорости потока в стволе дерева, температура листьев.

ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМЫ

В почвенно-климатической зоне «Южная степь» Украины орошение является одним из самых существенных факторов, влияющих на регулярность плодоношения, урожайность и продолжительность продуктивной жизни деревьев. Частые весенние заморозки и летние засухи приводят деревья к стрессовому состоянию и, как следствие, к потере урожая. Поэтому в технологиях выращивания косточковых культур в почвенно-климатических условиях Южной степи Украины существенное внимание следует уделять орошению плодовых насаждений, которое обеспечивает не только увлажнение почвы, но и предусматривает проведение специальных поливов (протизаморозковых, освежительных и других). Разработанные в Институте орошаемого садоводства им. М.Ф. Сидоренко в 2001-2005 гг. элементы технологии орошения молодых насаждений персика и абрикоса, обеспечивающие их защиту от весенних заморозков, почвенной и воздушной засухи, создают основу для комплексной автоматизации процесса управления орошением при условии наличия данных о физиологических изменениях в деревьях, находящихся в периоде плодоношения. В связи с этим имеющуюся информационную базу данных для автоматизированной системы контроля за функциональным состоянием деревьев, находящихся в периоде роста необходимо дополнить физиологическими параметрами деревьев, которые находятся в периоде плодоношения. Это позволит перейти к разработке и проверки алгоритма управления противозаморозковыми и освежительно - увлажняющими поливами. Такая автоматизация процесса управления орошением позволит получать до 25% дополнительной продукции плодов, а также приведет к повышению производительности труда и экологии поливной воды.

АНАЛИЗ ПОСЛЕДНИХ ИССЛЕДОВАНИЙ И ПУБЛИКАЦИЙ

Системы мелкодисперсного дождевания получили широкое применение для защиты плодовых деревьев от весенних заморозков [1, 2]. Во Франции предложено устройство [3], которое обеспечивает защиту от воздействия низких температур. Результатами исследований, проведенных в научных учреждениях Израиля [4] показано, как для контроля температуры воздуха используются темпера-

турные датчики, подключенные к автоматической системе подачи воды. Группой ученых России предложено комплект КМДП - 0.15 для надкronового дождевание сада, который позволяет проводить протизаморозковые и освежительные поливы [5].

Эффективность орошения во время вегетации абрикоса и персика достигается выбором оптимальных сроков, норм и способов полива, которые основаны прежде всего на учете физиологического состояния растений в периоде их развития и влажности почвы. В настоящее время вопросам практического использования фитомониторинга в связи с изучением водного режима растений уделяется значительное внимание. Фитомониторинг предусматривает непрерывное длительное одновременное наблюдение за несколькими процессами в целом интактном растении с помощью систем неповреждающих датчиков.

Система управления водным режимом растений по утверждению Радченко С.С. [6] состоит из трех основных элементов: 1) метода диагностики водоснабжения и назначения срока полива; 2) информации о состоянии водного обмена растений; 3) автоматического управления поливом. Для диагностики прежде всего выделяются те физиологические показатели, которые наиболее информативны с возможностью непрерывной регистрации. К ним относятся температуру листьев, скорость ксилемного потока в побегах или стволе дерева, тургесцентность и рост отдельных органов деревьев, интенсивность транспирации и фотосинтеза. Из известных способов измерения скорости транспорта воды и растворенных в ней веществ предпочтение отдается термодинамическому методу измерения потока воды в органах растения, с помощью которого можно непрерывно регистрировать его изменения, как в течение суток, так и сезона [7]. За изучением относительной скорости в ведущих слоях ксилемы ствола яблони в условиях комбинированного мелкодисперсного орошения установлен момент водного дефицита в растении [8]. Barfield B.J., Norman J.M. [9], указывают, что водный режим растений и их температура взаимосвязаны. Солнечная радиация, которая поглощается пологом деревьев, больше всего влияет на температуру растений и потребность ее в воде. Деревья могут чувствовать водный стресс даже при достаточном количестве воды в почве. Chesness J.L. [10], в результате своих исследований показал, что мелкодисперсное дождевание с целью испарительного охлаждения листьев уменьшает температуру растительного полога на 10°C.

Итак, дождевание кроны деревьев, видимо, могло бы снизить склонность органов растений к повреждению от высокой температуры, даже тогда, когда растение имеет достаточно воды для испарения. Поэтому целесообразно применение систем надкronового дождевание для защиты персика и абрикоса от воздушной и почвенной засухи. Из группы показателей, которые позволяют провести фитомониторинг с использованием информационно-измерительных систем для диагностики физиологи-

ческого состояния растений при соответствующих экологических условиях, температура органов плодовых деревьев изучена недостаточно. Поэтому для определения температурного режима органов плодового дерева во время проведения различных видов поливов необходима непрерывная автоматическая регистрация данного показателя. По результатам обзора литературных источников и из предыдущих исследований в полевых условиях нами установлено, что относительная скорость водного тока в стволе растений является наиболее информативным физиологическим показателем, который свидетельствует о его водном статусе. Также при проведении испарительного охлаждения почек дождеванием и при освежительных поливах температура органов плодовых деревьев отвечала требованиям фитомониторинговых методов. Поэтому целесообразно применять эти показатели в последующих исследованиях, направленных на создание автоматизированных систем управления орошением.

Предложен ряд устройств автоматизации полива плодовых растений и винограда, в которых сигналом для полива являются показатели их водного статуса. В Никитском ботаническом саду разработан ряд устройств, основанных на физиологическом [11] или почвенно-физиологическом алгоритме управлении поливом [12]. Сигналом к началу полива является одновременное уменьшение двух измеряемых показателей: относительной скорости водного потока в побегах и их тургесцентность, или изменением знака корреляции с отрицательного на положительный одного из показателей (скорости водного тока побега или его диаметра). Они с высокой точностью характеризуют степень обеспеченности растения почвенной влагой. Эти приборы могут быть применены при применении систем капельного орошения, но не обеспечивают управления освежительными поливами из-за того, что они не учитывают воздушную засуху. Группой ученых Института вина и винограда "Магарах" разработан способ определения потребности винограда в поливе и устройство для его выполнения [13]. Однако представленным способом невозможно определить продолжительность полива.

По результатам многолетних исследований при проведении освежительных поливов на яблоне, улучшающих микроклимат сада в ИЗС им. М.Ф. Сидоренко УААН предложен алгоритм управления поливом по относительной скоростью ксилемного потока в стволе деревьев [14].

ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Задачей исследований было установление закономерностей изменений физиологических параметров деревьев абрикоса сорта Мелитопольский Лучистый, персика – Иван Тупицын, черешни – Крупноплодная под воздействием климатических факторов и мелкодисперсного дождевания с целью защиты деревьев от весенних заморозков и летней засухи за счет проведения противозаморозковых и освежительно-увлажняющих поливов.

Выявлена закономерность изменений индекса скорости ксилемного потока в стволе черешни в те-

чение суток (рис. 1). Суточный ритм индекса скорости ксилемного потока в стволе свидетельствует, что в начале поливов комбинированным дождеванием он растет, а при прекращении снижается до величины большей, чем до начала поливов, что свидетельствует об устранении водного дефицита деревьев.

При проведении поливов подкroновым дождеванием (контроль [19, 20]) в начале полива величина индекса скорости ксилемного потока увеличивается, а при прекращении полива уменьшается до уровня ред началом полива, что свидетельствует о наличии водного дефицита деревьев.

По полученным значениям индекса скорости ксилемного потока назначались начало и окончание дневных освежительно-увлажняющих поливов. При напряженных метеорологических условиях в период вегетации текущего года (ГТК = 0,5) в насаждениях абрикоса было проведено 15 поливов, персика – 20, черешни – 14.

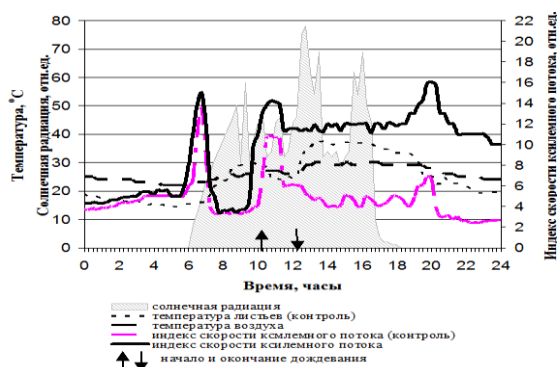


Рис. 1. Влияние полива на индекс скорости ксилемного потока в стволе черешни и температуру листьев

Fig. 1. Watering impact on xylem flow speed index in cherry-tree trunk and leaves temperature.

Продолжительность поливов составляла 5 мин, пауза колебалась в пределах от 5 мин до 20 мин в зависимости от температурных изменений в листьях и погодных условий. Оросительная норма при комбинированном орошении составляла для абрикоса 725 м³/га, персика – 1242 м³ / га, черешни – 1116 м³/га, что в 1,2 раза превышала контроль.

Выявлено, что при проведении мелкодисперсного дождевания скорость водного тока в стволе при комбинированном орошении уменьшается в 1,5 раза, а температура листьев снижается на 6-8°C в сравнении с контролем (в контрольном варианте опыта выполнено 9 поливов для всех культур).

Проведение поливов после сбора урожая привело к увеличению прироста годовых побегов черешни на 30% по сравнению с контролем.

ВЫВОДЫ

1. Установлено, что индекс скорости ксилемного потока в стволе абрикоса и персика, температура вегетативных почек и листьев дают информацию о состоянии водного обмена и температурном режиме растений под воздействием орошения. Данные показатели подлежат автоматической регистра-

ции и могут быть использованы для автоматизации управления поливами.

2. По показателям индекса скорости ксилемного потока в стволе деревьев и температуры органов косточковых культур разработаны алгоритм управления режимом дождевания, включающего начало, продолжительность и прерывистость поливов.

3. По граничным значениям феноклиматических показателей (накопление единиц охлаждения и градусо-часов роста) установлено, что поливы испарительного охлаждения почек (протизаморозковые) необходимо проводить при накоплении деревьями 30% от суммы градусо-часов роста, необходимой для начала цветения

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **John P., Carran P., Woodhead I., Hammer P., Hutchinson G. 1988.** Minisprinkler – based frost protection: a cost-competitive water-saving alternative. Congress proceedings (International micro-irrigation congress). 165-170.
2. **Chesness J.L., Henderschott C.H., Couvillon G.A. 1976.** Evaporative cooling of peach trees to break rest and delay bloom. Amer.soc. of agric. engineers. №76. 13-16.
3. **Заявка №2612364 Франция МКИ A01G 13/02.1989.** Способ и устройство для защиты от морозов растений и деревьев в основном плодовых. Изобретения стран мира №8.
4. **Сельскохозяйственные технологии. Материалы и оборудование: Защита от заморозков.** Сельское хозяйство Израиля. 1999-2005 JHI I.S. 3-6.
5. **Козлов А.И., Сталина С.М. 2001.** Комплект медленного дождевания для противозаморозковых и освежительных поливов. Мелиорация и водное хозяйство. №2. 8-10.
6. **Радченко С.С. 1972.** Физиологические основы автоматического управления водным режимом растений: Автореф. дис... канд. биол. наук. 27.
7. **Ильницкий О.А., Лищук А.И., Ушкаренко В.А. 1997.** Фитомониторинг в растениеводстве. Херсон, 235.
8. **Надеждина Н.Е., Ильницкий О.А., Одинцова В.А. 1991.** Пространственные и временные вариации скорости водного потока в ксилеме яблони. Физиология и биохимия культурных растений. №6. 588-594.
9. **Barfield B.J., Norman J.M. 1983.** Potential for plant environment modification. Agricultural Water Management.V.7. 73-88.
10. **Chesness J.L., Harper L.A., Howell T.A. 1979.** Sprinkling for heat stress reduction. Modification of the aerial environment of plants/ edited by B.J. Barfield and J.E. Gerber. ASAE Monograph. №2. 388-393.
11. **Ильницкий О.А. 1985.** Алгоритм оптимального автоматического управления поливом растений и биотехнические устройства для их реализации. Сб. трудов Никит. ботан. сада. Т.96. 112-121.

12. **Шатилов И.С., Ильницкий О.А., Семин В.С., Радченко С.С. 1981.** Обоснование алгоритма управления срока полива растений по почвенно-физиологическим параметрам. Сельскохозяйственная биология. №6. 924-931.
13. **Нилов Н.Г., Гаврилко О.Г., Рамазанов Т.М. 1992.** Способ определения потребности древесных растений в поливе и устройство для его осуществления: А.с. № 1782482, МКИ А01G 25/16 /. Бюл. №47. 2.
14. **Надеждина Н.Е., Разнополова Т.Е., Одицова В.А. 1991.** Методические аспекты определения споростей водного потока в ксилеме ствола растений. Физиология и биохимия культ. растений. №5. 516-519.
15. **Карасьв А.И., Сушко С.Л., Кузминов В.В. 2012.** Разработка автоматизированного управления мелкодисперсным дождеванием насаждений черешни. Научный вестник Таврического государственного агротехнологического университета [Электронный ресурс]. Вып. 2, т. 5. 124-128. (Украина).
16. **Мусин А.М. 1998.** Компьютерный анализ и синтез систем управления сельскохозяйственными объектами. Техника в сельском хозяйстве. №2. 15–19.
17. **Карасьв О.Г., Сушко С.Л., Горбач Н.М. 2015.** Расчетный метод определения режимов орошения с использованием климатических показателей. MOTROL.Commission of Motorization and Energetics in Agriculture. Lublin. Vol. 17. No 9. 9-12.
18. **Синяева О., Завгородний А., Обыхвост. А. 2013.** К вопросу планирования эксперимента на базе прикладного пакета EXEL. MOTROL. Commission of Motorization and Energetics in Agriculture. Lublin. №7. 199-204.
19. **Ромашенко М.И. 2004.** Микроорошение сельскохозяйственных культур. Мелиорация и водное хозяйство. Вып. 90. 6-8. (Украина).
20. **Константинов А.Р. 1968.** Испарение в природе. – Л.: Гидрометеиздат, 531.

AUTOMATED MANAGEMENT DATABASE FORMATION FOR THE FRUIT TREES PHYSIOLOGICAL STATE BY FINE DISPERSED SPRINKLING

Summary. Regularities in changes of physiological parameters for apricot-, peach-, sweet cherry-trees under the impact of climatic factors and fine-dispersed sprinkling have been given as well as the algorithm for watering management protecting trees from late frosts (frost-protecting) and summer draught (refreshing and moistening) has been proposed in the article.

To implement frost-protecting watering by moving the apricot-, peach-, sweet cherry-trees initial blossom dates the cooling units limiting values as well as grade-hour growth have been calculated. It was defined that getting out of the biological dormancy state for apricot trees comes after accumulating 940°C of cooling units, for peach-trees – at 1200°C, sweet cherry-trees – at 1350°C; and initial blossom starts when the apricot-trees accumulate the overall grade-hour growth equal to 3725°C, peach-trees - 4866°C, cherry-trees – 4839°C. The dates for conducting vaporizing buds cooling by fine-dispersed sprinkling have been defined, in which accumulation of grade-hour growth makes up 30% of the limiting value of 100%. It results to delay of generative buds development, shifting the initial trees blossom and, as the consequence, promotes to avoidance of buds damaging with late frosts.

To implement refreshing and moistening watering since May through October the registration of the changes in xylem flow speed in automated regime in the tree trunks as well as leaves temperature have been given. The regularities in changing these parameters in for 24-hours period have been defined, according to which it was stated that under over crown sprinkling the xylem flow speed decreases 1, 5 times while the leaves temperature decreases per 6-8°C in comparison with control trees (under crown sprinkling). On the basis of the data obtained the regimes for conducting day time refreshing and moistening watering have been defined; the following watering regime has been set up: watering duration – 5 minutes, pause – from 5 to 20 minutes. The device providing watering modes management according to trees physiological parameters.

Key words: watering automated managing, fruit trees, sensor, flow speed in the tree trunk index, leaves temperature.

ОПТИМИЗАЦИЯ ПАРАМЕТРОВ ЧИСТОВОЙ ОБРАБОТКИ ПЛАСТИЧЕСКИМ ДЕФОРМИРОВАНИЕМ ВАЛОВ

Кюрчев Сергей¹, Пенев Олег¹, Мирненко Юрий¹, Станислав Сосновский²
Таврический государственный агротехнологический университет
 Пр. Б. Хмельницкого, 18, Мелитополь, Украина. E-mail: dec.tgatu@mail.ru

Sergii Kyurchev¹, Oleh Penov¹, Yurii Mirnenko¹, Stanislaw Sosnowski²
¹Tavria State Agrotechnological University

B. Khmelnytsky Avenue, 18, Melitopol, Ukraine. E-mail: dec.tgatu@mail.ru

²Zheshov University
 St. Cviklinskij, 2, Zheshov, Poland

Аннотация. В статье рассмотрены вопросы изменения качества поверхностного слоя валов при пластическом деформировании, которое происходит за счет обкатки валов с упрочнением поверхностного слоя вала. При обкатке в поверхностном слое происходит изменение физико-механических свойств металла. Поэтому изучалось влияние технологических режимов обработки на степень и глубину упрочнения, а также характер зоны распространения деформации. Обкатки следует проводить так, чтобы заданные результаты достигались за один проход. Не следует использовать обратный ход как рабочий ход, так как повторные проходы в противоположных направлениях могут привести к излишнему деформированию поверхностного слоя. Кроме того, рабочий профиль роликов обычно предназначен для работы только в одну сторону. Рекомендуемые режимы упрочняющей обработки предполагают возможную последующую механическую обработку деталей для получения заданной точности и шероховатости поверхности. Эффект обработки при снятии малых припусков снижается незначительно. Микрорельеф приработки поверхностей по сравнению с исходной характеризуется большей однородностью по высоте микронеровностей, повышенной опорной поверхностью, увеличенным числом пятен контакта с совмещенной поверхностью. Основными параметрами, определяющими качество упрочняющего слоя обкатки цилиндрических поверхностей, являются усилия обкатки P , которое, в свою очередь, зависит от диаметра ролика – D_p , профильного радиуса ролика – $R_{пр}$ и величины продольной подачи – S . Максимальная глубина деформации (наклепанного слоя) до 3 мм наблюдается при минимальной продольной подачи инструмента (0,07 мм/об) и максимальном усилии обкатки (1100 Н). При осевой подаче 0,1 – 0,12 мм/об. диаметр ролика не влияет на глубину деформированного слоя. Проведенные опыты полностью подтвердили предпосылки по упрочнению поверхностного слоя с целью повышения механических свойств и снижения периода приработки сопряжения.

Ключевые слова: обработка пластическим деформированием, режимы обработки, инструмент для обкатки поверхностей, глубина деформирован-

ного слоя, тепловой поток, шероховатость поверхности.

ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМЫ

Развитие современной техники предъявляет все более высокие требования к качеству деталей машин: точности размеров и формы, физико-механическим свойствам и рельефу поверхности; к их эксплуатационным характеристикам: износостойкости, усталостной прочности, коррозионной стойкости, герметичности и тому подобные.

Надежность машин в значительной степени определяется состоянием и способностью поверхностного слоя их деталей, параметры которых, как правило, формируются на финишных операциях изготовления и определяются технологией производства.

Одним из наиболее перспективных методов повышения качества обработанной поверхности деталей машин при механообработке – есть отделочно-укрепляющая обработка поверхностно – пластической деформацией (ППД). В связи с этим очень актуальными являются исследования обработки пластическим деформированием с установлением оптимальных параметров обработки.

АНАЛИЗ ПОСЛЕДНИХ ИССЛЕДОВАНИЙ И ПУБЛИКАЦИЙ

По данным разных авторов, изнашиванию, в результате схватывания в условиях эксплуатации, поддаются детали подшипников скольжения, гидравлических цилиндров, шарнирных соединений и др. Известно, что в некоторых машинах и механизмах 10...40% изнашивание деталей связано с процессами схватывания. Явление схватывания сопрягаемых деталей машин, особенно в период приработки, поставило необходимость изыскания путей управления процессом схватывания металлов. Этой проблеме посвящены работы Ребиндера П.А. [3], Хворостухина Л. А. [19], Голего Н.Л. [2], Костецкого Б.И., Крагельского И.В. [15], Кузнецова В.Д., Чистосердова П. С. [17], Смелянского В.М. [10], Папшева Д.Д. [11].

Для изучения этого явления использовались разные методы и лабораторные установки.

Так Кузнецов В.Д. и Пащенко В.М. считают,

что при трении металлов, особенно при сухом трении, происходит явление молекулярного взаимодействия или прилипание поверхностей трения. Явление контактного схватывания при трении зависит от шероховатости поверхностей, от скорости взаимного перемещения, от температуры и ряда других условий. Они считают, что при больших скоростях трения схватывание возможно для всех металлов и сплавов.

ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Установление влияния обработки пластическим деформированием на качество и износостойкость поверхностного слоя детали с установлением оптимальных параметров обработки.

ИЗЛОЖЕНИЕ ОСНОВНОГО МАТЕРИАЛА

При обкатке в поверхностном слое происходит изменение физико-механических свойств металла. Поэтому изучалось влияние технологических режимов обработки на степень и глубину упрочнения, а также характер зоны распространения деформации.

Протекание процесса изнашивания во времени характеризуется тремя основными фазами: приработочным (начальным), нормальным (установившимся), предельным (катастрофическим) износами. Установившийся износ тесно связан с процессом приработки, от условий приработки зависит износ периода эксплуатации.

Приработка определяет: величину общего износа (приработочный износ может составлять большую долю от общего износа), темп и размер нормального износа; образования таких дефектов, как задиры, вырыв с прирабатываемых поверхностей, а также схватывания, заедания в процессе износа; размягчения и расход смазочных веществ; температуру в зоне трения. Для увеличения срока службы, как снова изготовленных, так и отремонтированных агрегатов, и машин в целом необходимо сократить величину начального износа сообщений в период приработки к минимуму.

Таким образом, приработка является важнейшим этапом для трущихся поверхностей, определяющих условия, характер работы деталей после приработки и длительность сохранения их рабочих функций. Приработка поверхности - это склонность поверхности к образованию в кратчайшие сроки с минимальным износом, без дефектов и схватывания, оптимального микрорельефа, что обеспечивает максимальную ее износостойкость.

Микрорельеф приработки поверхностей, по сравнению с исходной, характеризуется большей однородностью по высоте микронеровностей, повышенной опорной поверхностью, увеличенным числом пятен контакта с совмещенной поверхностью. Естественно, что одним из основных факторов, определяющих приработку поверхности, является ее микрорельеф и в первую очередь размеры, форма и величина опорной поверхности.

Из всех существующих видов финишной обработки только латунирование дает возможность создать поверхности с микрорельефом, отличающиеся большой опорной поверхностью при достаточной ее

маслоемкости и высокой степени однородности микронеровностей, а также возможность его тонкой регулировки [5].

Продолжительность приработки определялась временем от начала работы трущейся пары до момента перехода граничного трения в жидкостное на пару трения: ролик Окружная сектор (вкладыш). Для этой цели применялось специальное устройство, которое монтируется на токарно-винторезный станок 16K20 и содержит скалку с роликом, нагруженный узел с кольцевым сектором и электрическую часть.

При работе оборудования ролик и кольцевой сектор, электрически связанные с сигнальным устройством (электролампочкой) и системой управления (электрочасы), испытывают трения в условиях обильной подачи смазочной жидкости в зону контакта испытуемых образцов. В начальный момент контакты исследуемых образцов электрической цепи сигнального и регистрирующего устройства закрыты, загорается электролампочка, и включаются электрочасы. В момент окончания приработки, когда опорные поверхности трущихся образцов настолько вырастут, что выходное давление окажется недостаточным, чтобы прорвать масляную пленку, контакт между ними нарушается, и выключается индикатор с электрочасами.

В качестве материала образцов пары трения во всех испытаниях использовалась конструкционная сталь 18ХГТ по ГОСТ 4543-81.

В качестве смазки применялось масло М-10-Г2 ГОСТ 8581-78.

Нагрузочный и скоростной режим для всех испытаний в соответствии с условиями работы гидроагрегатов.

Партии образцов, изготовленные по единой технологии, с размерами и параметрами шероховатости в пределах, установленных допуском, подвергались контрольному анализу. Определялась их твердость, микротвердость поверхностных слоев на глубину не менее 0,03 мм.

Результаты контрольного анализа заносились в протокол испытаний.

Смазка к месту контакта соединяемых тел подводилась по маслопроводу с активатора. В процессе износа измерялась величина износа с помощью индикаторного приспособления профилографа - профиломера. Профилограмма поверхности вала представлена на рис. 1.



Рис. 1. Профилограмма поверхности вала
Fig. 1. The depth of roughness of the shaft surface

По этой профилограмме определялась величина износа вала, по которой рассчитывалась скорость износа поверхностей.

Выявление критических нагрузок схватывания проводилось ступенчатой нагрузкой образцов. Исходная нагрузка во всех случаях была 1,0 МПа. Интервал нагрузки составлял 0,5 МПа. Переход от одной удельной нагрузки к следующей проводился после стабилизации момента трения и температуры в зоне трения.

Обкатку следует проводить так, чтобы заданные результаты достигались за один проход. Не следует использовать обратный ход как рабочий ход, так как повторные проходы в противоположных направлениях могут привести к излишнему деформированию поверхностного слоя. Кроме того, рабочий профиль роликов обычно предназначен для работы только в одну сторону.

Скорость не оказывает заметного влияния на результаты обработки и выбирается с учетом требуемой производительности, конструктивных особенностей детали и оборудования. Обычно скорость составляет 30–150 м/мин.

Значение усилия обкатки выбирают в зависимости от цели обработки. Оптимальное усилие P_6 (Н), соответствующее максимальному пределу выносливости, определяют по формуле:

$$P_6 = 10(50 + D_0)^{2/6}, \quad (1)$$

где: D_0 – диаметр укрепляющей поверхности детали.

При упрочняющей обработке необходимо повысить поверхностную твердость детали на 25–40%. Глубина h_n наклепанного слоя для крупных деталей должна находиться в пределах:

$$0,02R_0 \leq h_n \leq 0,10R_0, \quad (2)$$

где: R_0 – радиус укрепляющей поверхности детали.

Диапазон глубины возможного деформированного слоя в зависимости от диаметра обкатываемой поверхности представлен на рис. 2.

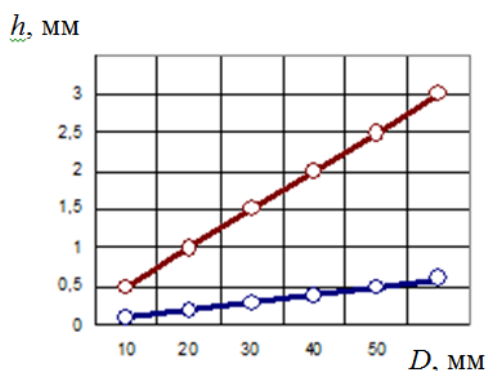


Рис. 2. Диапазон глубины возможного деформированного слоя в зависимости от диаметра обкатываемой поверхности

Fig. 2. The depth range of possible deformed layer, depending on the diameter and the driven around surface

Усилие P_n , которое обеспечивает получение наклепанного слоя глубиной h_n , определяют по формуле:

$$P_n = 2h_n^2 \sigma_m m^2, \quad (3)$$

где: σ_m – предел текучести материала детали; m – поправочный коэффициент, учитывающий кривизну контактирующих поверхностей:

$$m = 1 + 0,07 \left(\frac{1}{\frac{1}{R_n} + \frac{2}{D_p} + \frac{1}{R_r} + \frac{1}{R}} \right), \quad (4)$$

где: R_n – профильный радиус ролика; D_p – диаметр ролика; R – радиус профиля детали в осевом сечении; для цилиндрической поверхности $R = \infty$.

Профильный радиус ролика принимают минимальным. При этом не должно происходить шелушения обрабатываемой поверхности детали.

Рабочее усилие обкатки обычно принимают:

$$1,5P_{0,05} \leq P \leq 3,0P_{0,05}, \quad (5)$$

где: $P_{0,05}$ – усилие, которое обеспечивает получение наклепанного слоя глубиной $h_n = 0,05R_0$.

Подачу при обкатке назначают не более 0,2–0,6 мм/об. При укреплении переходных поверхностей тяжелых валов используют ролики с профильным радиусом на 0,5–2,0 мм меньше радиуса R переходной поверхности; усилие обкатки $P_c \approx (1000R \pm 1000)$ Н.

Рекомендуемые режимы упрочняющей обработки предполагают возможную последующую механическую обработку деталей для получения заданной точности и шероховатости поверхности. Эффект обработки при снятии малых припусков снижается незначительно.

При высоких требованиях к качеству поверхности и нецелесообразности снижения эффекта упрочнения поверхностного слоя, в результате снятия части упрочненного слоя, обработку поверхности ведут двумя роликами – упрочняющим и сглаживающим или применяют один или несколько одинаковых роликов с большим профильным радиусом.

Режимы обработки роликом с профильным радиусом определяют по номограмме. При известных D_p , D_0 и R_{np} находят по номограмме значение усилия, которое следует умножить на коэффициент, зависящий от твердости материала:

$$K_p = 0,01HB - 0,4, \quad (6)$$

где: HB – число твердости по Бринеллю; $120 \leq HB \leq 340$.

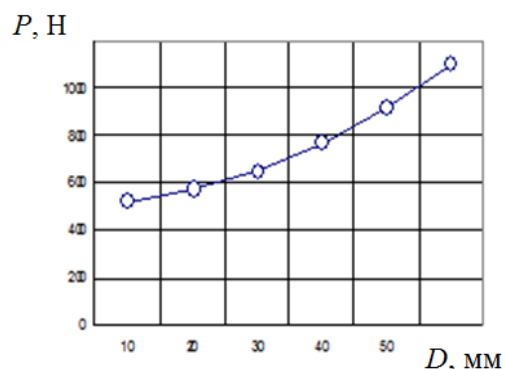


Рис. 3. Зависимость усилия обкатки P от диаметра обкатываемой поверхности D

Fig. 3. The dependence of the running efforts R on the rolling surface diameter D

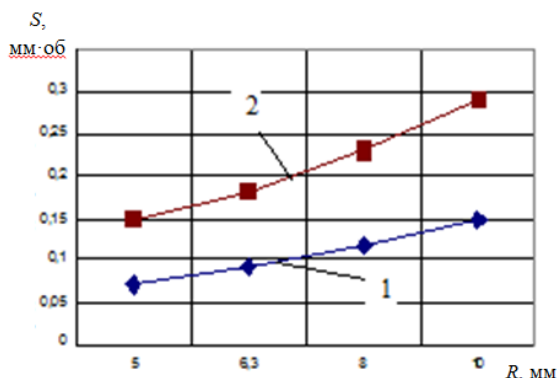


Рис. 4. Зависимость продольной подачи ролика S от профильного радиуса ролика R при шероховатости поверхности после обкатки 1 – $R_a = 0,2$; 2 – $R_a = 0,8$

Fig. 4. Longitudinal feed roller S dependence on the core radius of the roller R as the roughness after running-in 1 – $R_a = 0,2$; 2 – $R_a = 0,8$

Для многоэлементных инструментов принимают подачу $S = 0,1 \div 3,0$ мм/об. Оптимальная подача S_s на один оборот ролика не должна превышать 0,1–0,5 мм / об, на один оборот шарика – 0,01 – 0,05 мм / об. Подачу на один оборот детали (или инструмента) определяют по формуле:

$$S = kS_s \quad (7)$$

При работе роликом с цилиндрическим пояском шириной b принимают подачу $S_1 = 0,3b$ мм/об для шероховатости с параметром $R_a = 0,8$ мкм.

Найденное значение подачи корректируют с учетом поправочных коэффициентов.

С учетом требований шероховатости поверхности и профильного радиуса ролика находят величину подачи:

$$S = K_1 K_2 K_3 S_1 \quad (8)$$

где: k – число деформирующих элементов; S_s – подача на один деформирующий элемент.

Обычно при раскатке и обкатке натяжение $i \leq 0,03 \div 0,30$ мм с учетом исходной и требуемой шероховатости, точности и диаметра обрабатываемой поверхности, а также твердости инструмента.

Таким образом, основным параметром, определяющим качество укрепляющего слоя обкатки цилиндрических поверхностей, являются усилия обкатки P , которые, в свою очередь, зависят от диаметра ролика – D_p , профильного радиуса ролика – R_{np} , величины продольной подачи – S , глубины упрочненного слоя вала h , от усилия обкатки P и величины подачи S при диаметре ролика $D = 60$ мм.

Проведя активный эксперимент по указанным параметрам и проверив на достоверность эксперимента, было получено уравнение регрессии, которое позволило построить номограмму влияния

Для практического применения полученных данных по оптимизации параметров обкатки вала с целью получения максимально укрепленного слоя, представлена номограмма рис. 5.

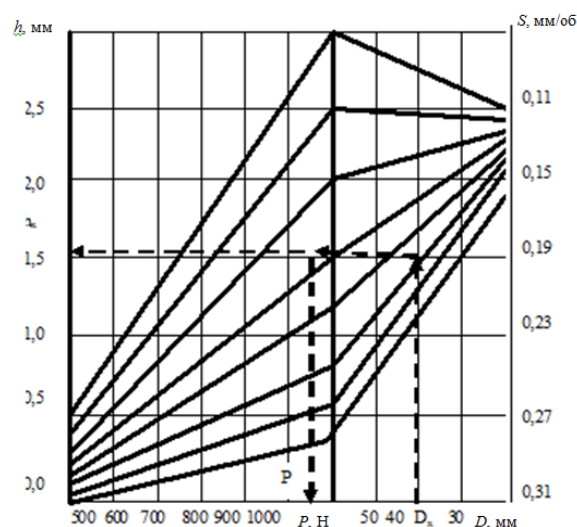


Рис. 5. Номограмма оптимизации параметров обкатывания вала с целью получения максимального упрочненного слоя поверхности вала:

Ключ – $D_x \rightarrow S_x \rightarrow P_x \rightarrow h_x$

Fig. 5. Nomogram for optimization of shaft running-in parameters for the purpose to obtain the maximum hardened layer surface of the shaft:

Key – $D_x \rightarrow S_x \rightarrow P_x \rightarrow h_x$

Полученная номограмма позволяет устанавливать требуемую глубину деформированного слоя, соответствующую технологическим требованиям конкретной поверхности детали, варьируя параметрами осевой подачи, усилием обкатки и диаметром ролика.

ВЫВОДЫ

1. Основными параметрами, характеризующими процесс обкатки цилиндрических поверхностей являются: диаметр ролика – D_p , усилия обкатки – P и величина продольной подачи S .
2. Максимальная глубина деформации (наклепанного слоя) до 3 мм наблюдается при минимальной продольной подаче инструмента (0,07 мм/об) и максимальном усилии обкатки (1100 Н).
3. При осевой подаче 0,1–0,12 мм/об диаметр ролика не влияет на глубину деформированного слоя.
4. Проведенные эксперименты по оптимизации параметров процесса обкатки полностью подтвердили предпосылки по укреплению поверхностного слоя с целью повышения механических свойств и снижения периода приработки сопряжения.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Петруха П.Г. 1991.** Технология обработки конструкционных материалов. / Под ред. П.Г. Петрухи. – М.: Высш. Школа, 512.
2. **Голего Н.Л. 1970.** Повышение износостойкости и срока службы машин. / Н.Л. Голего, Б.П. Шелест. Вып.1. Киев, 51.
3. **Ребиндер П.А. 1972.** Поверхностные явления в твердых телах в процессе их деформации и разрушения. / П.А. Ребиндер, Е.Д. Щукин // Успехи физических наук, т. 108. В.1. 3–42.

4. **Дроздов Ю.Н. 1975.** К разработке методики расчета на изнашивание и моделирование трения // Износостойкость. – М.: Наука. 120-135.
5. **Юдовинский В.Б. 2004.** Сокращение периода приработки деталей сопряжений / В.Б. Юдовинский, В.В. Черкун // Труды ТДАТА. Випуск 26. Мелитополь. 25-27. (Украина).
6. **Анурьев В.И. 1979.** Справочник конструктора машиностроителя / В.И. Анурьев – М.: Машиностроение, 559.
7. **Гжиров Р.И. 1983.** Краткий справочник конструктора / Р.И. Гжиров. – Л.: Машиностроение, 464.
8. **Самохвалов В.К. 1985.** Справочник технолога-конструктора / В.К. Самохвалов, С.Н. Левицкий – М.: Машиностроение, 592.
9. **Абрамов В.П. 1983.** Справочник по обработке металлов резанием. / В.П. Абрамов, К.В. Коваленко – Киев. «Техника», 239.
10. **Самохвалов Я.А., 1978.** Справочник техника-конструктора. / Я.А. Самохвалов, М.Я. Левицкий, В.Д. Григора – Киев: „Техника”, 592.
11. **Смелянский В.М. 2002.** Механика упрочнения деталей пластическим деформированием. М.: Машиностроение, 300.
12. **Папшев Д.Д. 1978.** Отделочно-упрочняющая обработка поверхностным пластическим деформированием. М.: Машиностроение, 152.
13. **Суслов А.Г. 1995.** Качество поверхностного слоя деталей машин. М.: Машиностроение, 320.
14. **Суслов Э.Д., Браун Н.А. Виткевич А.Г. 1995.** Качество машин. Справочник в 2-х т. Т.1. М.: Машиностроение, 256.
15. **Дальский А.И., Суслова А.Г., Косилова Р.К. 2001.** Справочник технолога-машиностроителя. В 2-х томах. Т.2. М.: Машиностроение, 944.
16. **Крагельский И.В. 1968.** Трение и износ. М.: Машиностроение, 480.
17. **Михин Н.М. 1977.** Внешнее трение твердых тел. М.: Машиностроение, 220.
18. **Чистосердов П.С. 1975.** Комбинированные инструменты для совмещения процессов резания и поверхностно-пластического деформирования. М.: НИИмаш., 45.
19. **Чистосердов П.С., Жуковец Г.С. 1976.** Комбинированные инструменты для обработки поверхностно-пластическим деформированием. М.: НИИФОРМ-ТЯЖМАШ, 59.
20. **Хворостухин Л.А., Шишкин С.В., Ковалев И.П., Ишмаков Р.А. 1988.** Повышение несущей способности деталей машин поверхностным упрочнением. М.: Машиностроение, 144.
21. **Клещев Г., Коломиец Л. 2012.** Продление «жизненного цикла» штампового инструмента – основной критерий интегрированной сквозной системы автоматизации проектирования штампов / Г. Клещев, Л. Коломиец // Сборник Международных научно-технических трудов MOTROL 2012. Том 14. No1. LUBLIN, Польша. 167-172.
22. **Кольвашенко А., Купа Н., Морозов А. 2009.** Исследование износа деталей шнеконапорного механизма пневмотранспор-тирующих машин / А. Кольвашенко, Н. Купа, А. Морозов // Сборник Международных научно-технических трудов. MOTROL 2009. Том 11В. LUBLIN. Польша. 98-103.

PARAMETERS OPTIMIZATION OF THE FINISHING WITH PLASTIC DEFORMATION OF THE SHAFTS

Summary. The article considers the issues affecting the quality of surface layer of shafts during plastic deformation, which occurs due to the running-in of shafts with hardened the surface layer of the shaft. During the running-in the surface layer there is a change in physic-mechanical properties of the metal. Therefore, we studied the impact of technological processing conditions on the extent and depth of strengthening, and the nature of the distribution zone of deformation. Running-in should be done so that the specified outcomes are achieved in a single pass. Do not use the return stroke as the stroke, since the repeated passages in opposite directions may lead to excessive deformation of the surface layer. In addition, a working profile of the roller is usually designed to work only in one direction. Recommended hardening treatment suggests a possible subsequent machining of parts to obtain specified accuracy and surface roughness. The effect of treatment when removing small allowances is slightly reduced. The micro relief of surface burnishing compared to the original is characterized by greater uniformity in the height of micro roughness, increased footprint, increased number of contact spots with a combined surface. The major parameters determining the quality firming the running-in cylindrical surfaces, are the efforts of the running – R , which depends on the roller diameter – DP , profile roller radius is R_{NP} and the value of the longitudinal feed – S . The maximum depth of deformation (work-hardened layer) up to 3 mm is observed at the minimum of the longitudinal feed of the tool (0,07 mm / Rev) and maximum running force (1100 N). When axial feed is 0,1 – 0,12 mm/rev the diameter of the roller does not affect the depth of the deformed layer. The experiments have fully confirmed the preconditions for strengthening the surface layer with the purpose of improving mechanical properties and reducing the initial break-in mate-
rial period.

Key words: plastic deformation processing, modes of processing, the tool for running surfaces, the depth of the deformed layer, heat flux, surface roughness.

РЕЗУЛЬТАТЫ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ ПРЕССА ПРЕДВАРИТЕЛЬНОГО УПЛОТНЕНИЯ С КЛИНОПОДОБНОЙ КАМЕРОЙ ДЛЯ РАСТИТЕЛЬНЫХ МАТЕРИАЛОВ

Дмитрий Милько

*Таврический государственный агротехнологический университет
Пр. Б. Хмельницкого, 18, Мелитополь, Украина. E-mail: milko_dmitry@mail.ru*

Dmitry Milko

*Tavria State Agrotechnological University
B. Khmelnytsky Avenue, 18, Melitopol, Ukraine. E-mail: milko_dmitry@mail.ru*

Аннотация. В статье приведен анализ последних актуальных исследований в области решений вопросов уплотнения растительных материалов. Большое внимание в статье уделено исследованиям качественных показателей процесса уплотнения, а именно плотности, энергоёмкости и продуктивности. Для исследования зависимостей плотности, продуктивности и энергоёмкости процесса уплотнения от конструктивно-кинематических параметров пресса предварительного уплотнения растительных материалов с клиноподобной камерой уплотнения был создан экспериментальный образец пресса с возможностью изменения скорости движения поршня и сменным углом наклона верхней стенки камеры уплотнения. В качестве растительного материала использовались люцерна в стадии цветения и ворох пшеничный с влажностью 54% и 16%. Изменение скорости движения поршня производилось в интервале от 0,001 до 0,002 м/с. Также в статье представлены элементы методики проведения экспериментальных исследований и анализ полученных данных.

Зависимость плотности, энергоёмкости и продуктивности уплотнения от конструктивно-кинематических параметров представлена как математически, так и графически в парных взаимодействиях факторов, а именно от скорости движения поршня и угла наклона верхней стенки камеры уплотнения растительного материала.

Представленные данные позволяют определить рациональные конструктивно-кинематические параметры пресса предварительного уплотнения, которые влияют на продуктивность, энергоёмкость и плотность растительного материала. Полученные данные позволяют определить оптимальные конструктивно-технологические параметры пресса предварительного уплотнения и использовать их как выходные данные для дальнейшей обработки уплотненного растительного материала.

Ключевые слова: пресс предварительного уплотнения, растительные материалы, экспериментальные исследования, клиноподобная камера уплотнения, энергоёмкость уплотнения.

ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМЫ

Одним из основных условий снижения себестоимости производства животноводческой продукции является полноценное кормление животных. Отрасль кормозаготовки включает в себя множество аспектов. Но неотъемлемой частью практически

всех процессов кормозаготовки является уплотнение. В связи с этим необходимо отметить необходимость создания средств механизации уплотнения с возможностями регулирования плотности в зависимости от дальнейшей технологии закладки на хранение. Достаточно известен факт о том, что повышая плотность растительного материала, значительно усложняется конструкция самого устройства, что приводит к повышению себестоимости производимого продукта. Исходя из этого ученые пытаются прибегнуть к компромиссу – создание недорогих прессов с приемлемыми качественными показателями которые используют физико-механические свойства растительных материалов.

АНАЛИЗ ПОСЛЕДНИХ ИССЛЕДОВАНИЙ И ПУБЛИКАЦИЙ

Исследованиями влияния конструктивных и режимных параметров уплотнения на показатели качества и энергоёмкости их работы занимались ученые с давних времен

В этом направлении работали такие ученые как И.И. Вольф, А.А. Чапкевич, М.А. Пустыгин, А.А. Тулинов, С.А. Алферов, В.Д. Дутов, Е.И. Храпач, А.А. Григорьев, М.А. Перегожин [1].

Они исследовали влияние разнообразных технологических факторов на качество уплотнения стебелчатых материалов. Однако сути процесса уплотнения так и не удалось достигнуть.

При этом практически все исследователи пришли к выводу, что основным показателем, который характеризует качество уплотнения кормов является плотность полученных тюков, брикетов, гранул.

Очевидно, что плотность материалов, которые уплотняются, будет увеличиваться при повышении приложенного к ним давления.

В виду этого В.И. Особовым была выведена следующая функциональная зависимость [1]:

$$\frac{dp}{d\rho} = f(p), \quad (1)$$

где: p – усилия, которые воздействуют на материал;
 ρ – плотность материала.

После решения этого уравнения, благодаря интегрированию левой и правой части, была получена зависимость давления от плотности в явном виде:

$$p = C(e-1)\rho = \rho_0 + \frac{1}{\alpha}, \quad (2)$$

где: $C = b/a$.

Величина $1/\alpha$ представляет собой приращение начальной плотности материала при давлении, которое равняется $C(e-1)$.

Многочисленные эксперименты, которые были проведены, позволили определить значения коэффициентов C и α для многих видов кормовых культур, таких как степное, злаковое и бобовое сено, сенная мука и солома.

Однако исследованиям подлежали материалы с незначительной влажностью, а именно люцерна (16%), клевер (16%), сено степное (16%), тимopheевка (9,35%), солома (10,34%), сенная мука (14,7%) [1]. Поэтому актуальным на данный момент остается определения параметров растительных материалов с повышенной влажностью.

Для проведения экспериментальных исследований с учетом необходимых требований к процессу уплотнения растительных материалов на базе Таврического государственного агротехнологического университета был создан пресс предварительного уплотнения (рис. 1).

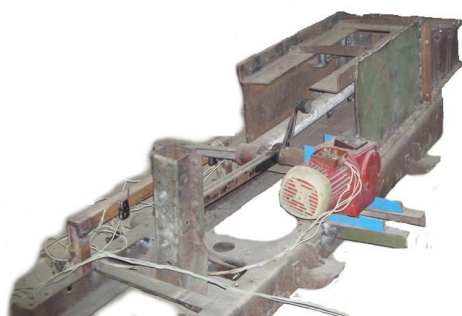


Рис. 1. Экспериментальный образец пресса предварительного уплотнения с клиноподобной камерой уплотнения

Fig. 1. The experimental sample of preliminary sealing press with wedge seal chamber

ПОСТАНОВКА ЗАДАНИЯ

Цель работы – получение экспериментальных зависимостей влияния конструктивно-кинематических параметров пресса предварительного уплотнения на плотность, энергоемкость и продуктивность процесса.

ИЗЛОЖЕНИЕ ОСНОВНОГО МАТЕРИАЛА

Для решения поставленного задания использована методика планирования многофакторного эксперимента и реализован трехуровневый план второго порядка Бокса – Бенкина [11-14].

В результате предварительных исследований было установлено, что основное влияние на выходную плотность растительного материала оказывают следующие факторы: скорость движения поршня пресса предварительного уплотнения V и угол наклона верхней стенки камеры уплотнения α [12-14].

Уровни и интервалы варьирования факторов представлены в табл. 1.

Таблица 1. Уровни и интервалы варьирования факторов при проведении экспериментальных исследований

Table 1. Levels and intervals of varying factors in conducting experimental research

№ з/п	Уровень факторов			
	Кодированный		Раскодированный	
	X_1	X_2	α	V
1	1	1	15,0	2,2
2	-1	1	0	2,2
3	1	-1	15,0	0,6
4	-1	-1	0	0,6
5	1	0	15,0	1,4
6	-1	0	0	1,4
7	0	1	7,5	2,2
8	0	-1	7,5	0,6
9	0	0	7,5	1,4

Выполнение экспериментальных исследований осуществлялось следующим образом. Испытуемый материал в порядке исследования засыпали в приемный бункер и включали пресс, в процессе работы пресса материал направлялся в клиноподобную камеру уплотнения. При выходе из камеры проводились измерения степени уплотнения.

Исследования выполнялись в трехкратной повторности со взятием согласно [9] тридцати проб.

После измерения линейных параметров проб пробы взвешивались на электронных весах с точностью дозирования 0,5 г.

Последовательность выполнения экспериментальных исследований выполнялась согласно с существующими методиками [15, 16].

Для получения регрессионной модели использовался пакет прикладных программ Statistica, который также автоматически рассчитывает и статистически оценивает значимость коэффициентов регрессии по критерию Стьюдента, ее адекватность по критерию Фишера и работоспособность по коэффициенту детерминации [17-20].

В результате расчетов были получены уравнения регрессии плотности растительного материала, энергоемкости и производительности процесса уплотнения для сенажа, которые выглядят следующим образом:

$$\rho = 333,326 + 17,289\alpha + 9,667\alpha V - 1,366\alpha^2, \quad (3)$$

$$Q = 4,258\alpha + 395V + 2,292\alpha V - 0,225\alpha^2 - 40,885V^2 - 63,753, \quad (4)$$

$$E = 30,816 + 0,1552\alpha - 21,230V + 5,581V^2. \quad (5)$$

При исследовании пресса предварительного уплотнения растительного сырья получено статистически значимую позитивную и умеренную корреляцию плотности, продуктивности и энергоемкости с углом наклона верхней стенки как при подаче сенажа, так и вороха. Со скоростью подачи сенажа и вороха статистически коррелируют все исследуемые параметры на уровне от умеренного до достаточно высокого, тогда как для энергоемкости эта корреляция негативная.

Поверхности отклика уравнений (3, 4, 5) представлены на рис. 2, 3, 4.

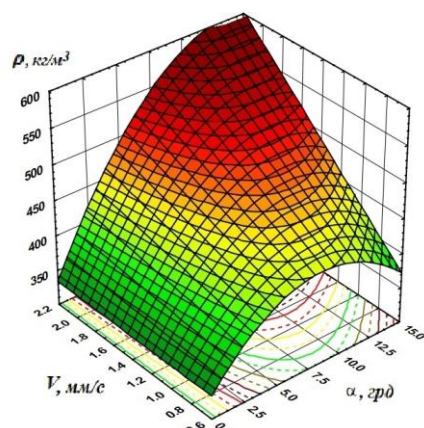


Рис. 2. Поверхность отклика зависимости плотности массы от угла наклона α и скорости подачи V

Fig. 2. Response surface of mass density dependence on the angle α and the feed rate V

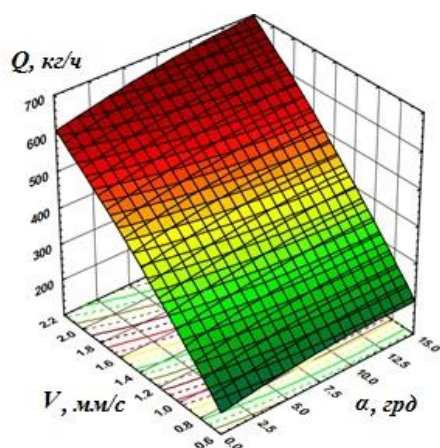


Рис. 3. Поверхность отклика зависимости продуктивности подачи массы от угла наклона α и скорости подачи V

Fig. 3. Response surface feed mass productivity depending on the tilt angle α and a feed rate V

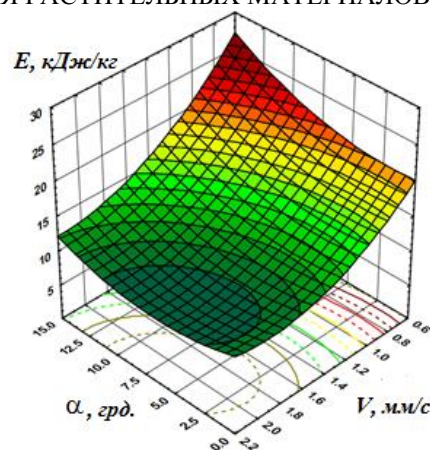


Рис. 4. Поверхность отклика зависимости энергоёмкости привода от угла наклона α и скорости подачи V

Fig. 4. Response surface of power consumption dependence on the angle α and the feed rate V

В ходе выполнения регрессионного анализа выполняется проверка нулевой гипотезы про отсутствие взаимосвязи независимых факторов. Для этой цели использована проверка независимых факторов на отсутствие сильной линейной взаимной корреляции с принятым уровнем значимости $\alpha=0,05$.

Рассматривая уравнения регрессии энергоёмкости привода пресса предварительного уплотнения от угла наклона и скорости подачи было отмечено, что они имеют эллиптическую форму, причем у обоих минимальное значение функции отклика определяется исследуемыми факторами в пределах их варьирования на уровне угла наклона от $5,0^0$ до $10,0^0$ и скорости движения пресса предварительного уплотнения от 1,5 до 2,2 мм/с.

Также следует отметить оптимальный угол наклона в $7,5^0$ при скорости движения поршня пресса предварительного уплотнения в 2,2 мм/с при установке этих параметров наблюдается наименьшая энергоёмкость процесса предварительного уплотнения и составляет 9,5 кДж/кг для сенажа.

Таблица 2. Результаты критериальной оценки экспериментальных данных предварительного уплотнения сенажа и вороха

Table 2. Results of criteria evaluation of experimental data and preliminary haylage and strow compaction

Наименование критерия	Значения критерия	Показатель			
		Плотность	Продуктивность	Мощность	Энергоемкость
Сенаж					
t –критерий Стьюдента	максимальное	1,155	1,212	1,273	1,337
	критическое	4,303			
Размах усеченной выборки k	максимальное	0,909	0,900	0,891	0,882
	критическое	3,157			
Критерий Кохрена G	розрахункове	0,254	0,213	0,275	0,350
	критичне	0,477			
Ворох					
t –критерий Стьюдента	максимальное	1,104	1,159	1,155	1,152
	критическое	4,303			
Размах усеченной выборки k	максимальное	0,700	0,700	0,909	0,924
	критическое	3,157			
Критерий Кохрена G	расчетное	0,226	0,339	0,279	0,375
	критическое	0,477			

При параметрах минимальной энергоемкости процесса наблюдается приемлемая продуктивность на уровне 650 кг/год для сенажа.

Полученные в результате эксперимента данные были подвергнуты критериальной оценке, а именно оценке по трем критериям: критерию Стьюдента, размаху усеченной выборки и критерию Кохрена. Результаты критериальной оценки экспериментальных данных представлены в таблице 2.

ВЫВОДЫ

1. В результате обработки экспериментальных данных получены зависимости влияния технологических и конструктивных параметров пресса предварительного уплотнения с клиноподобной камерой на плотность выходного растительного сырья, энергоемкость и продуктивность процесса уплотнения.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Особов В.И. 2009.** Механическая технология кормов. М.: Колос, 344.
2. **Сиротюк В.М. 2011.** Экспериментальные исследования режимов работы энергосберегающего вибрационного дозатора сыпучих кормов. Мотрол. Механизация и электрификация растениеводства. Люблин. Том. 13D. 62-68.
3. **Сиротюк В.М. 2014.** Результаты экспериментального исследования энергосберегающего дозатора сыпучих кормов. Мотрол. Механизация и электрификация растениеводства. Люблин. Том. 16. 148-156.
4. **Мазоренко Д.И. 2014.** Моделирование процессов выхода сыпучих удобрений из дозирующего окна шнекового распределительного устройства. Мотрол. Механизация и электрификация растениеводства. Люблин. Том. 16. №7. 60-70.
5. **Русалев А.М. 2009.** Результаты экспериментальных исследований решетчатого дозатора сыпучих концентрированных кормов. Вестник Харьковского национального технического университета сельского хозяйства им. Петра Василенко Вып. 79. 64-72.
6. **ОСТ 70.19.2-83. 1984.** Испытания сельскохозяйственной техники. Машины и оборудование для приготовления кормов. Программа и методика испытаний. Отраслевой стандарт. М.: Издательство стандартов, 114.
7. **Веденеева Е.А. 2008.** Функции и формулы Excel 2007. Библиотека пользователя. СПб.: Питер, 384.
8. **Мельников С.В. 1980.** Планирование эксперимента в исследованиях сельскохозяйственных процессов. Л.: Колос, 168.
9. **Ушкаренко И.А. 1988.** Планирование эксперимента и дисперсный анализ данных полевого опыта. Киев; Одесса: Выща школа. Главное издательство, 120.
10. **Митков А.Я. 1978.** Статистические методы в сельскохозяйственном машиностроении. М.: Машиностроение, 390.
11. **Веденяпин Г.В. 1973.** Общая методика экспериментальных исследований и обработки опытных данных. М.: Колос, 199.
12. **ГОСТ 11.004-74 СТ СЭВ 876-78. 1981.** Прикладная статистика. Правила определения оценок и доверительных границ для нормального распределения. – Введ. 10.07.1975. – М.: Издательство стандартов, 20.
13. **Кассандрова О.Н. 1970.** Обработка результатов измерений. М.: Наука, 104.
14. **Гонсалес Р. 2006.** Цифровая обработка изображений в среде MATLAB. М.: Техносфера, 616.
15. **Дашенко А.Ф. 2003.** MATLAB в инженерных и научных расчетах. Одесса: Астропринт, 214.
16. **Дьяконов В.П. 2012.** MATLAB. Полный самоучитель. М.: ДМК Пресс, 768.
17. **Боровиков В. 2003.** STATISTICA. Искусство анализа данных на компьютере: Для профессионалов. СПб.: Питер, 688.
18. **Милько Д.А. 2015.** Особенности оценки результатов регрессионного анализа. Сборник научных трудов Кировоградского национального технического университета. Техника в сельскохозяйственном производстве, отраслевое машиностроение, автоматизация. Вип.28. Кировоград. – 2015. 196 – 202.
19. **Боровиков В.П. 2000.** Прогнозирование в системе Statistica в среде Windows. Основы теории и интенсивная практика на компьютере. М.: Финансы и статистика, 384.
20. **Вуколов Э.А. 2008.** Основы статистического анализа. Практикум по статистическим методам и исследованию операций с использованием пакетов Statistica и Excel. М.: ФОРУМ, 464.

RESULTS OF EXPERIMENTAL INVESTIGATION OF PRESS PRE-SEAL WITH WEDGE CHAMBERS FOR PLANT MATERIAL

Summary. The analysis of recent actual researches in the field of loose materials sealing issues solutions is given at the article. Much attention is paid to the research of sealing process qualitative indicators. The experimental sample of the pre-seal with the ability to change the angel of the up side incline and feed speed was created to investigate the dependence of the density from constructive and kinematic parameters of the sealer with lattice surface. Angle degrees varying with the next parameters 0° , $7,5^{\circ}$, 15° . Feed speed varied from 0,6 to 2,2 mm with an interval of change of 0,8 mm. The sequence of conducted experimental research and analysis of received data also are illustrated at the article.

The dependence the density from the constructive and kinematic parameters is represented mathematically and with paired interaction of factors, namely feed speed and angle of the up side incline.

Presented data allow to determine the rational constructive and kinematic parameters of the pre-sealer with wedge chambers that affect to density of the plant material.

Key words: pre-sealer, experimental research, wedge chambers, plant material, density.

ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕХНИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ СИСТЕМЫ ОЧИСТКИ ГЕНЕРАТОРНОГО ГАЗА

*Наталья Цивенкова, Анна Голубенко, Александр Муляр,
Леонид Лось, Александр Романишин*

*Житомирский национальный агроэкологический университет
Ул. Бульвар Старый 7, Житомир, Украина. E-mail: thyvenkova@yandex.ru,*

*Nataliya Tsyvenkova, Anna Golubenko, Aleksandr Mulyar, Leonid Los, Aleksandr Romanyshyn
Zhytomyr national agroecological university
St. Stary Blvd., 7, Zhytomyr, Ukraine. E-mail: thyvenkova@yandex.ru*

Аннотация. В статье приводятся результаты исследования технических параметров системы очистки генераторного газа, полученного из сырья растительного происхождения, от механических примесей и смол в экспериментальной энергетической установке Житомирского национального агроэкологического университета (ЖНАЭУ), оборудованной газогенератором обращенного процесса газификации. Система очистки газа состоит из орошаемого насадочного скруббера и сухого очистителя с набивочными материалами.

В процессе работы исследовались зависимости коэффициента очистки газа от: расхода воды на его охлаждение и очистку для нескольких типов орошаемых насадок; скорости газа в скруббере для скрубберов с различным сечением; высоты насадки и ее удельного объема.

В результате исследований определен дисперсный и абразивный составы пыли, а также фракционный состав смол, содержащихся в газе до и после очистителя. Доказана возможность получения генераторного газа с низким смолосодержанием ($20 \dots 30 \text{ мг/м}^3$) посредством разработанного очистителя, что обеспечивает высокие эксплуатационные показатели работающего на нем теплотехнического оборудования.

Полученный при исследованиях коэффициент очистки газа от зольных абразивных частиц составил более 99 %. Оставшиеся после очистителя в генераторном газе механические примеси на 91...95 % состояли из углеродисто-сажистых частиц, обладающих незначительными абразивными свойствами, благодаря чему газ безопасно сжигать как в топках зерносушилок, так и в цилиндрах двигателей внутреннего сгорания (ДВС).

Разработанный комбинированный очиститель является простым и эффективным способом очистки газа от механических примесей и смол, имеет небольшое аэродинамическое сопротивление системы, отличается простотой конструкции и является недорогой альтернативой дорогостоящему очистному оборудованию в условиях небольших сельскохозяйственных предприятий.

Ключевые слова: газогенератор, генераторный газ, биомасса, система охлаждения газа, система очистки газа.

ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМЫ

Рост цен на традиционные энергоносители способствует широкому развитию технологий альтернативной энергетики, одной из которых является газификация [8, 12]. Однако для надежной работы теплотехнического оборудования, работающего на генераторном газе, следует обеспечить его надлежащее охлаждение и очистку. Наличие в газе механических примесей абразивного характера вызывает износ деталей и узлов оборудования, сокращая их срок службы, а высокое содержание смол приводит к сбоям в работе регулирующей аппаратуры.

В наше время широкое распространение получили физико-химические методы очистки газов, в частности адсорбционные. Они характеризуются бесперебойностью и универсальностью процесса, экономичностью и возможностью извлечения большого количества примесей из газа.

В Европе на предприятиях, применяющих стационарные газогенераторные установки (ГГУ) производительностью свыше $1000 \text{ м}^3/\text{ч}$ используют технологические схемы мокрой очистки газа, включающие насадочные скрубберы, барботажные, и даже пенные аппараты, обеспечивающие высокую степень извлечения механических примесей и полную регенерацию адсорберов лишь при наличии большого количества степеней очистки.

В качестве альтернативы хорошо зарекомендовали себя системы очистки и охлаждения газа, состоящие из двух ступеней: орошаемого насадочного скруббера и сухого очистителя. Это объясняется простым и эффективным способом охлаждения газа в данных системах, высокой степенью очистки газа от механических примесей, невысоким аэродинамическим сопротивлением системы, простотой конструкции и невысокой стоимостью. Однако если речь идет об очистке газа от смол, то указанные очистные системы хорошо применимы в установках с газогенераторами двухзонного или обращенного процессов газификации, где крекинг смол обеспечивается конструкцией и температурными режимами в самом газогенераторе [16, 26, 27].

В условиях небольших сельскохозяйственных предприятий для обеспечения технологических процессов недорогой энергией целесообразно использовать стационарные ГГУ производительностью до $200 \text{ м}^3/\text{ч}$. Оснащать такие установки дорогими фильтрующими аппаратами нерационально.

Для малых хозяйств и предприятий важными факторами использования очистителей газа, помимо качества, являются простота конструкции, возможность безопасного и легкого технического обслуживания, доступность фильтрующего материала для дешевой его замены или возможность самостоятельного восстановления его фильтрующих свойств, а также относительная стабильность коэффициента очистки газа во времени. Однако, не смотря на важное значение очистки и охлаждения генераторного газа, исследования в направлении рациональности применения вышеуказанных систем для газогенераторов средней и малой производительности, обеспечивающих работу ДВС, топочных горелок и т.п., не проводились.

Поэтому актуальными являются вопросы проведения таких исследований, изучения параметров системы очистки и охлаждения генераторного газа из растительного сырья, и получения данных по качественной характеристике загрязнений газа, что позволит судить о применимости данного газа для использования в том или ином видах оборудования.

АНАЛИЗ ПОСЛЕДНИХ ИССЛЕДОВАНИЙ И ПУБЛИКАЦИЙ

Основным направлением работ в отрасли газоочистки является выбор оптимальной по технико-экономическим показателям схемы очистки с учетом физико-химических свойств компонентов газа, технических параметров газового потока, с использованием уже известных конструкций газоочистного оборудования и аппаратов [1–7, 13–16].

Проведенный анализ оформления технико-технологических схем очистки генераторных газов из различного сырья показывает, что при их оформлении не использовались научно-обоснованные критерии выбора. Так, с целью очистки генераторных газов от тех самых компонентов применялись различные конструкции устройств по улавливанию пыли и массообменных аппаратов. Причем одни из них имеют высокую энергоемкость, такие как рукавные фильтры, насадочные аппараты; другие – сложные по конструктивному оформлению и в эксплуатации – колонное оборудование, электрофильтры; третьи – низкоэффективные, например пенные и механические аппараты.

Для очистки генераторных газов в промышленных масштабах используют технологические схемы, имеющие как широкий спектр типов очистных аппаратов, так и характер схем их подключения: последовательное или параллельное [1, 14]. Последовательное соединение исключает наличие промежуточных потоков, что повышает эффективность газоочистных систем. Однако они являются многостадийными из-за низкой эффективности отдельных ступеней в связи с наличием в газовой фазе механических примесей, выводящих из строя абсорбционные аппараты [3]. Параллельное соединение аппаратов используют при низкой производительности одиночных аппаратов и необходимости очистки газов больших объемов [11, 18, 28].

Поскольку известное газопылеочистное оборудование имеет множество видов, как по функцио-

нальному назначению, так и по конструктивному оформлению, необходимо использовать системный подход к его выбору.

Анализом, моделированием и расчетом технологических процессов, созданием эффективных средств и мероприятий по очистке генераторных газов занимались В.Н. Болтинский, А.И. Бояринов, В.В. Кафоров, П. А. Коузов, Б.Н. Лоскарин, А.И. Нисневич, П. Н. Сухомлин, И.В. Петрянов-Соколов, С.А. Шуров и др. Основоположниками в теории кондиционирования выступают Д. Мойер и Р. Фиттц [15]. П. Н. Сухомлин, П. А. Коузов [20], В. В. Батурин [5], профессор П. Н. Каменев [10] исследовали технические характеристики и режимы работы циклонов для очистки генераторного газа. Интересной, с точки зрения моделирования, является работа Л. Тищенко, С Харченко, Е. Гаек по построению математической модели динамики запыленного воздушного потока в разработанном циклоне [22]. Повышением эффективности пылеулавливания батарейных циклонов занимались Куц В.П., Каспрук В.Б. [13, 17].

В работах А. Д. Малигина, Г.М. Скрыбина [11], В.В. Кафорова рассмотрены технологии и аппараты мокрой очистки газов, позволяющие производить очистку того же генераторного газа без предварительной подготовки. При этом в таких аппаратах одновременно протекают процессы абсорбции и очистки газов от примесей абразивного характера. Недостатком такой технологии является то, что конструкции очистителей мокрого типа при очистке генераторного газа с примесями абразивного характера, выходят из строя из-за налипания мокрых твердых частиц и засорения смолами. Эффективность очистки газа уменьшается и при очистке дисперсных частиц, имеющих плохую способность к смачиванию.

В последние десятилетия хорошо зарекомендовали себя отечественные конструкции газоочистного оборудования, которые не уступают лучшим зарубежным образцам и позволяют решить большинство проблем, появляющихся при выборе очистного оборудования для газов с различными физико-химическими свойствами. Перспективным направлением интенсификации процесса мокрой очистки газа является использование оборудования, работающего в режиме развитой турбулентности [4, 19, 21]. Производительность аппарата и повышение эффективности очистки газа увеличивается за счет роста скорости газа, что также способствует снижению материалоемкости конструкции. В указанном режиме работает целый ряд конструкций оборудования, такого как аппараты с подвижными насадками, вихревые аппараты, аппараты с провальными тарелками больших отверстий и т.п.

Широкий спектр такого газоочистного оборудования представлен компанией «Центр материаловедения» [25], акционерным обществом УкрНИИОгаз [24], Запорожским заводом газоочистного оборудования [9], однако оно является дорогостоящим при использовании в газогенераторных установках с газогенераторами низкой производительности (до 200 м³/ч), что неоправданно удорожает конструк-

цию всей установки. К тому же генераторный газ является специфическим для очистки из-за физико-химических свойств загрязняющих веществ и смол, дисперсного состава механических примесей и их концентрации [12], поэтому газоочистное оборудование, предназначенное для природного газа, для него не подходит, поскольку не будет обеспечивать нужную степень очистки.

Работы, посвященные теории и расчетам процессов, протекающих в скрубберах, при очистке генераторных газов касаются лишь вопросов охлаждения газа и совершенно не затрагивают вопросов его очистки. Эксплуатационные данные и рекомендуемые параметры по очистке силового газа для стационарных установок противоречивы [23].

Изложенное выше послужило причиной проведения ряда исследований по созданию эффективных систем очистки и охлаждения силового генераторного газа из растительного сырья в генераторных установках малой производительности.

ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Изучить факторы, влияющие на очистку и охлаждение генераторного газа, получить экспериментальные данные по качественной характеристике загрязнений газа на выходе из газогенератора: по дисперсному составу механических примесей, их физико-химическим и абразивным свойствам, фракционному составу смолы для различных видов топлива растительного происхождения. Определить содержание примесей в газе после каждой ступени очистки комбинированного очистителя, изменяя при этом технические параметры и режимы работы мокрой ступени очистки и типы фильтрующей насадки для сухой ступени. Рассчитать общий коэффициент очистки газа установкой и коэффициенты очистки газа по ступеням.

Объектом исследования является процесс получения качественной характеристики загрязнений генераторного газа механическими примесями и смолами с помощью комбинированной системы очистки газа, адаптированной к газогенераторной системе с газогенератором обращенного процесса газификации.

Предметом исследования являются зависимости коэффициента очистки газа от: расхода воды на его охлаждение и очистку для нескольких типов орошаемых насадок; скорости газа в скруббере для скрубберов с различным сечением; высоты насадки и ее удельного объема.

ИЗЛОЖЕНИЕ ОСНОВНОГО МАТЕРИАЛА

Исследование технико-технологических параметров процесса очистки генераторного газа проводилось на установке Житомирского национального агроэкологического университета, оснащенной газогенератором обращенного процесса газификации, работающего на растительном сырье (солома зерновых, мискантус, древесная щепа и т.п.) рис. 1.

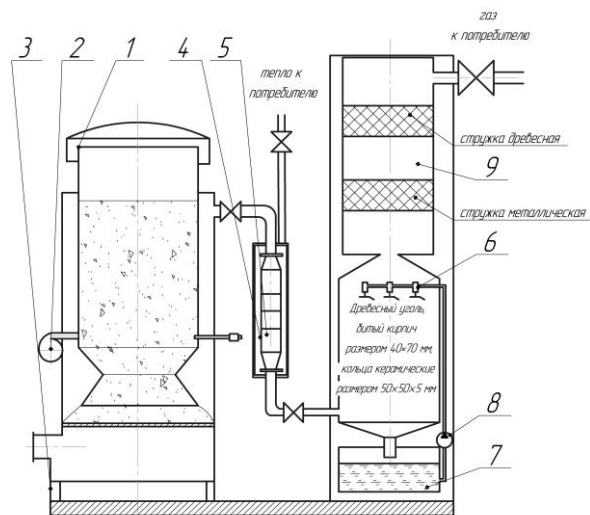


Рис. 1. Принципиальная схема экспериментальной установки ЖНАЭУ: 1 – газогенератор обращенного процесса газификации; 2 – центробежный вентилятор; 3 – зольник; 4 – термопара; 5 – теплообменник; 6 – водоразбрызгивающее устройство; 7 – резервуар с водой орошаемого насадочного скруббера; 8 – насос; 9 – ступень сухой очистки

Fig. 1. Schematic diagram of the experimental installation of ZNAEU: 1 – downdraft gas producer; 2 – centrifugal electric blower; 3 – ashtray; 4 – thermocouple; 5 – heat exchanger; 6 – water-spraying device; 7 – water reservoir for wet scrubber; 8 – pump; 9 – dry cleaner stage

Генераторный газ, поступающий в систему охлаждения и очистки лабораторной установки ЖНАЭУ, при производительности газогенератора 60...68 м³/ч, имел следующие технические параметры: температура – 500...600 °С; теплотворная способность – 5...6,6 МДж/м³; содержание влаги – 60...120 г/м³; содержание механических примесей – 0,6...1 г/м³; содержание смол – 0,1...0,2 г/м³.

Комбинированная система очистки состояла из мокрой и сухой ступеней. Мокрая ступень – это орошаемый насадочный скруббер высотой 0,5 м. Фильтрующая насадка представляла собой резервуар с насыпным наполнителем, в качестве которого использовалась фасонная или кусковая набивка (керамические кольца, древесный уголь, кирпич, опилки и т.д.).

Сухая ступень включала фильтрующую насадку (древесная, металлическая стружка) общей высотой 0,7 м.

Вода для орошения мокрой ступени подводилась к разбрызгивающему устройству – четырем форсункам с диаметром отверстий Ø4 мм. Струя воды из этих форсунок направлена на подвешенные с помощью двух штанг стальные диски, ударяясь о которые, вода разбрызгивалась в стороны и вверх в виде капель и частично стекала струями на насадку. Использование более мелкодисперсного распыления показало ухудшение качества очистки газа из-за значительного переноса массы воды в ступень сухой очистки, повышения аэродинамического сопротивления системы фильтрации в целом и необходимость дополнительного осушения газа на выходе из

фильтра, в то время как капельное орошение позволило при сохранении простоты конструкции обеспечить высокие рабочие характеристики очищенного газа.

Отобранный из газогенератора газ поступает в нижнюю часть комбинированного очистителя и, поднимаясь вверх через мокрую и сухую ступени очистки, отбирается через выходной патрубок. Комбинированный очиститель имеет предварительный теплообменник для охлаждения генераторного газа, с возможностью последующей полезной утилизации тепла в других теплотехнических системах.

Температура газа перед комбинированным очистителем замерялась хромель-алюмелевой термопарой ТХА (К) по ДСТУ 2837-94 с рабочим диапазоном от $-270...+1372^{\circ}\text{C}$ и чувствительностью $41\text{ мкВ}/^{\circ}\text{C}$. Температура внутри очистителя замерялась дистанционным манометрическим термометром ТМП-100С, диаметром 100 мм с диапазоном измерения от 0 до 400°C по ДСТУ 3518-97. Температура газа на выходе из очистителя – термометром ртутным ТЛ-4 по ТУ 25-2021.003-88.

Сопротивление в отдельных узлах комбинированного очистителя измерялось струйным пьезометром.

Расход газа регулировался дроссельной шайбой, а его теплотворная способность измерялась калориметром согласно принятой методике и отраслевым стандартам и подсчитывалась по анализу газа [27]. Расход воды учитывался счетчиком воды.

Степень загрязнения генераторного газа определялась с использованием лабораторной установки (рис. 2).

Дисперсный состав пыли перед очистителем определялся аспирационным методом с использованием фильтра АФА-ВП-20. Пыль после очистителя указанным методом отобрать не получалось, поскольку будучи увлажненной в мокром очистителе, она засоряла фильтр и создавала большое сопротивление дальнейшему прохождению газа. Поэтому после очистителя навеска пыли отбиралась со стен изогнутого колена трубы, где осаждалось наибольшее количество уноса. Мелкодисперсные частицы в большей мере проскакивали далее по системе, поэтому определенный дисперсный состав показывал заниженное количество частиц наиболее мелких фракций. При анализе вредного влияния загрязнений силового генераторного газа на износ поршневой группы двигателя внутреннего сгорания данный факт учитывался. Перед проведением анализа навеска пыли обрабатывалась ацетоном с целью удаления смолистых веществ, а затем высушивалась при комнатной температуре ($18...22^{\circ}\text{C}$). Дисперсность определялась методами ситового анализа [11] и механического просева мелких фракций в пневмокласификаторе. Методом ситового анализа определялась дисперсность фракций с величиной частиц от 43 мкм и выше. Фракции пыли с дисперсностью фракций меньше 43 мкм определялись методом механического просева в пневмокласификаторе.

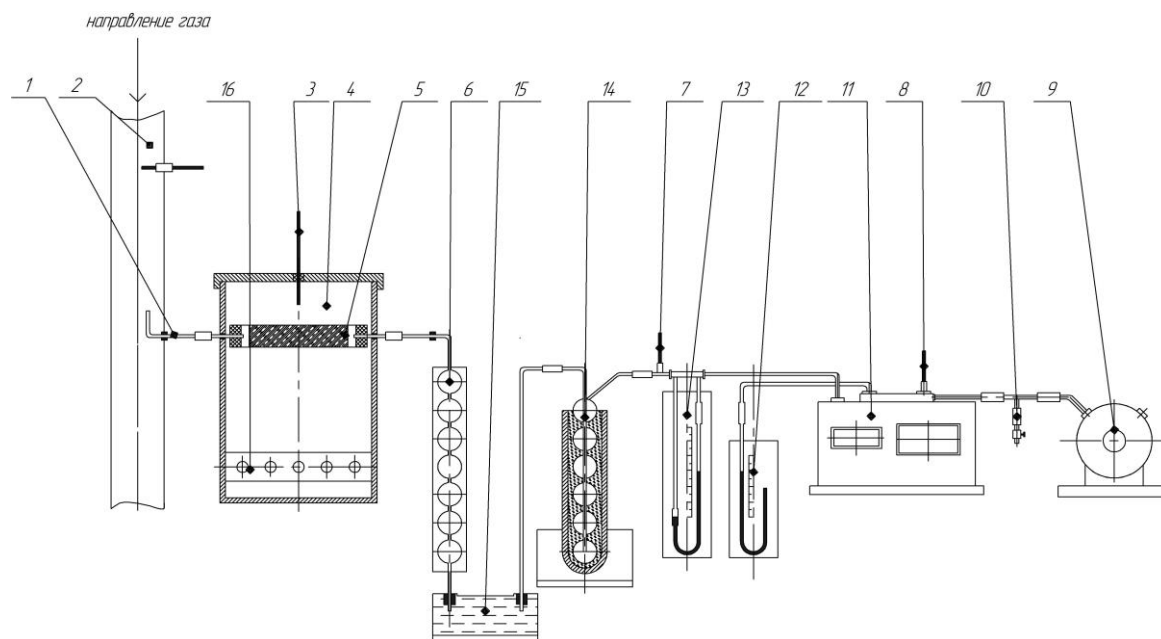


Рис. 2. Схема лабораторной установки для определения степени загрязненности газа: 1 – газоотборная трубка; 2 – газовая труба; 3 – термометр; 4 – термоизоляционный кожух; 5 – фильтр; 6 – водяной охладитель газа; 7, 8 – термометры; 9 – вентилятор; 10 – регулятор; 11 – газовый счетчик; 12 – ртутный манометр; 13 – реометр; 14 – конденсатор глубокого охлаждения; 15 – приемник для конденсата; 16 – нагревательный элемент

Fig. 2. Schematic diagram of laboratory installation for gas contamination degree measuring 1 – gas sampling pipe; 2 – gas pipe; 3 – thermometer; 4 – insulating casing; 5 – filter; 6 – water gas cooler; 7, 8 – thermometers; 9 – blower; 10 – regulator; 11 – gas meter; 12 – mercury manometer; 13 – flow-meter; 14 – deep-cooled condenser; 15 – receiver for condensate; 16 – heating element

Экспериментальная работа состояла в определении, как суммарного коэффициента очистки комбинированного очистителя, так и коэффициента очистки орошаемой насадки. Изменяемыми параметрами были влажность топлива W^P , расход воды V_v и вид орошаемой насадки, скорость газа в скруббере, площадь поперечного сечения скруббера.

В качестве топлива для газификации использовалось растительное сырье с влажностью $W^P=20\ldots 40\%$ и содержанием золы $4\ldots 7\%$.

Газогенератор был выведен на постоянный режим работы с производительностью по газу $60\ldots 68\text{ м}^3/\text{ч}$, что примерно соответствовало потреблению газа двигателем внутреннего сгорания с номинальной мощностью 30 кВт.

Постоянство режима работы газогенератора обеспечивалось догрузкой газогенератора в процессе работы, благодаря чему генераторный газ, подаваемый в очиститель, имел относительно постоянные параметры как по температуре, так и по загрязненности, что являлось необходимым условием достоверности полученных в ходе эксперимента данных.

Для установления зависимости коэффициента очистки газа от расхода воды, вода поступала из системы под давлением $0,1\ldots 0,2\text{ МПа}$, и ее расход варьировался в пределах $300\ldots 1200\text{ л/ч}$, или $4,5\ldots 18\text{ л/м}^3$.

Для исследования зависимости коэффициента очистки газа от скорости газа в скруббере было необходимо создать систему фильтрации, совместимую по конструктивно-технологическим параметрам с газогенератором заданной производительности с целью обеспечения оптимальных условий фильтрации и высокого коэффициента очистки. Для этого было изготовлено несколько вариантов скрубберов различного сечения, позволяющих без изменения производительности газогенератора по газу получить несколько кратных скоростей газа в очистителе при неизменных расходе воды и высоте насадки.

Использовались следующие типы орошаемой насадки: фасонная – из керамических колец размером $50\times 50\times 5\text{ мм}$ и кусковая – битый кирпич и древесный уголь с размером кусков 70 мм. Каждый вид насадки испытывался при нескольких плотностях орошения.

В качестве насадки были также использованы древесные опилки, но в процессе исследований от них пришлось отказаться, поскольку они, имея высокую насыпную плотность ($320 - 580\text{ кг/м}^3$ при влажности более 15%), создавали высокое аэродинамическое сопротивление системы, что ухудшало, а иногда просто останавливало движение газа в очистителе.

В литературных источниках [6, 11, 28] указано, что в насадочных орошаемых скрубберах эффективность насадки зависит от ее удельной поверхности, которая зависит, в свою очередь, от геометрии насадки, но не указано о влиянии этой поверхности на степень очистки газа, что и послужило причиной проведения исследований в данном направлении.

Влияние высоты заполнения насадки наполнителем, а вместе с этим и удельного объема насадки исследовались в комбинированном очистителе установки Житомирского национального агроэкологического университета и в скруббере уменьшенного поперечного сечения. В комбинированном очистителе испытывались насадки с высотой 0,5 и 0,3 м, в скруббере уменьшенного диаметра – 0,5 м; 1,0 м; 1,5 м.

Общее количество опытов составило 50. В сводных таблицах приводятся усредненные данные 2-5 опытов по каждому исследуемому фактору, влияющему на очистку газа.

В плане исследования были допущены некоторые упрощения, к примеру, не запланировано исследование аэродинамического сопротивления орошаемой насадки в зависимости от наполнителя и различных режимов орошения, влияние геометрии наполнителя на длину пути газа сквозь насыпную массу, увеличение насыпной плотности фильтрующей орошаемой массы в процессе эксплуатации и т.п. Данные упрощения не повлияли на результаты эксперимента, но оставили поле для дальнейших исследований с использованием существующей лабораторной установки.

Очистные характеристики сухого очистителя в данной работе отдельно не исследовались, однако полученные данные позволили сделать выводы касательно технических параметров очистки генераторного газа.

Для проведения исследований была рассчитана удельная поверхность насадок, которая составила: для кусковой насадки с размерами кусков 70 мм – $18\text{ м}^2/\text{м}^3$, а для фасонной с керамическими кольцами – $42\text{ м}^2/\text{м}^3$ при нормальной насыпной плотности наполнителя.

Для указанных видов наполнителя насадки коэффициенты очистки исследуемого генераторного газа определялись при расходах воды 7, 10 и 15 л/м^3 . Показатели степени очистки газа приведены в табл. 1.

Анализируя табл. 1 можно сделать вывод, что данные по коэффициенту очистки по смолам и механическим примесям для кусковых насадок из битого кирпича и древесного угля практически не отличаются. Увеличивая степень орошения с 7 до 15 л/м^3 , возрастает степень очистки от механических примесей, цифровые значения которой несколько выше, чем для смол. Например, для древесного угля при увеличении степени орошения с 7 до 15 л/м^3 общий коэффициент очистки от механических примесей повысился на 10% , а для битого кирпича – на 11% . По смолам коэффициенты очистки по этим типам насадок также практически не отличаются в заданном диапазоне расхода воды.

Наивысшие показатели по коэффициенту очистки зафиксированы для насадки из керамических колец: при расходе воды 15 л/м^3 общий по механическим примесям составил $86,3\%$, а по смолам – $78,7\%$.

Таблица 1. Показатели степени очистки генераторного газа

Table 1. Indicators of generator gas purification factor

Режим газогенератора					Содержание примесей в газе, (г/м ³)						Коэффициент очистки, (%)			
Влажность топлива W ^p , %	Производительность V ^{газ} , м ³ /ч	Температура газа на выходе T, °C	Теплотворность газа Q ^г , МДж/м ³	Вид орошаемой насадки	До очистителя		После орошаемой насадки		После сухой насадки		По механи- ческим примесям		По смоле	
					механических	смолы	механических	смолы	механических	смолы	для мокрой насадки	общий	для мокрой насадки	общий
Расход воды 7,0 л/м ³														
20	67	622	5,96	древесный уголь	1,141	0,093	0,350	0,041	0,290	0,031	69,3	74,6	55,6	66,7
24	64	548	5,73	битый кирпич	0,972	0,111	0,261	0,055	0,221	0,042	73,2	77,3	50,8	62,1
31	66	539	5,62	кольца керами- ческие	0,823	0,264	0,175	0,112	0,154	0,081	78,7	81,3	57,7	69,2
Расход воды 10,0 л/м ³														
20	67	618	5,85	древесный уголь	0,992	0,112	0,273	0,049	0,212	0,036	72,5	78,6	56,3	67,5
24	64	513	5,63	битый кирпич	0,941	0,151	0,228	0,070	0,183	0,051	75,8	80,6	53,8	66,3
31	62	528	5,38	кольца керамические	0,884	0,233	0,164	0,086	0,135	0,064	81,4	84,7	63,2	72,6
Расход воды 15,0 л/м ³														
20	66	558	5,12	древесный уголь	0,932	0,144	0,218	0,061	0,170	0,045	76,6	81,8	57,6	69,1
24	61	551	5,62	битый кирпич	0,913	0,112	0,199	0,050	0,152	0,033	78,2	83,4	55,4	70,2
31	63	496	5,26	кольца керамические	0,851	0,251	0,152	0,079	0,117	0,054	82,2	86,3	68,5	78,7

Отметим, что орошаемые насадочные скрубберы пригодны для очистки генераторного газа от смол только в том случае, когда они максимально полно крекируется в самом газогенераторе.

Также данные таблицы свидетельствуют, что основная масса механических примесей и смол улавливается мокрым очистителем с орошаемой насадкой (около 90 – 95 %).

Были зафиксированы колебания сопротивления орошаемой насадки (в пределах 10 Па) и сухого очистителя (до 500 Па), но детально зависимость сопротивления системы от типа применяемых насадок и режимов орошения исследована не была. Суммарное сопротивление системы составило около 670 Па.

Исходя из данных таблицы видно, что повышение расхода воды на орошение повышает степень очистки газа, но следует исследовать, до каких пределов по расходу эта тенденция будет сохраняться.

Верхним пределом плотности орошения является затопление [18].

Нижним пределом плотности орошения насадки является то количество жидкости, которое покрывает всю поверхность орошаемой насадки. Экспериментально это определяется границей роста коэффициента теплопередачи при увеличении подачи воды. Нижний предел орошения согласно [18]:

$$Q_{\text{н.о.}} = k \cdot f, \quad (1)$$

где: $Q_{\text{н.о.}}$ – нижний предел орошения, м³/м²·ч; k – коэффициент орошения ($k = 12 \dots 24$); f – удельная поверхность насадки, м²/м³.

Однако эта формула действительна при функции скруббера в качестве охладителя.

Согласно расчетам минимальная плотность орошения для кусковой насадки с размером кусков 70 мм составляет 5 – 10 м³/м²·ч, а для керамических колец – 10,5 – 21 м³/м²·ч. Для скруббера Ø 0,9 м для кусковой насадки расход воды должен быть 3...6 м³/ч, а для керамических колец – 6...13 м³/ч. Нормы орошения на 1 м³ генераторного газа составляют 5...20 л/м³ [23]. В существующей водяной системе комбинированного очистителя установки ЖНАЕУ расход воды варьировался в пределах 4,5...18 л/м³. Таким образом, существующие нормы орошения соответствовали лишь второму условию – расходу воды на 1 м³, а получить нижний предел орошения согласно нормам плотности орошения на единицу площади сечения скруббера, было возможно только для кусковой насадки. В результате, рассматривая мокрую ступень очистителя как насадочный скруббер, получили большую площадь поперечного сечения при низкой скорости прохождения газа 0,1 м/с при допустимых значениях этого параметра от 1 м/с. Но, даже при таких условиях работы, комбинированный очиститель газогенераторной установки ЖНАЕУ, при работе газогенератора на биомассе, показал достаточно высокие показатели эффективности очистки генераторного газа от механических примесей и смол. Это объясняется тем, что система распыления мокрой ступени очистителя ЖНАЕУ спроектирована аналогично системе распыления полых форсуночных скрубберов, в связи с чем плотность орошения имеет минимальное влияние на степень очистки газа.

Результаты исследований зависимости степени очистки генераторного газа от расхода орошающей воды приведены на рис. 3.

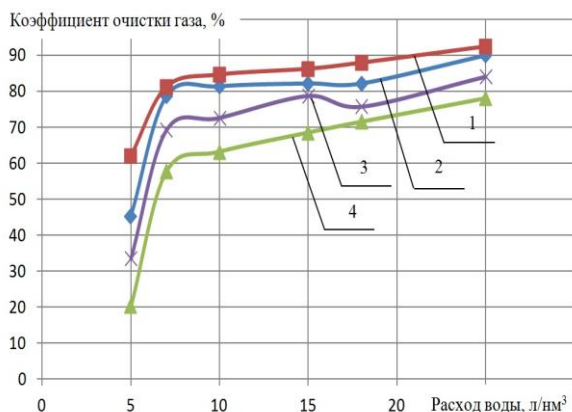


Рис. 3. Зависимость степени очистки газа от расхода воды: 1 – общий коэффициент очистки по механическим примесям; 2 – коэффициент очистки орошаемой насадки по механическим примесям; 3 – общий коэффициент очистки по смоле; 4 – коэффициент очистки орошаемой насадки по смоле

Fig. 3. Gas purification degree variation with water flow rate: 1 - total purification factor for mechanical impurities; 2 – wet scrubber purification factor for mechanical impurities; 3 - total purification factor for tars; 4 - wet scrubber purification factor for tars

Из графической зависимости следует, что с точки зрения очистки газа рационально работать в интервале расхода воды 10...15 л/м³, который, в данном случае, следует считать оптимальным. Недостаток воды (до 10 л/м³) не обеспечивает необходимую степень очистки газа от механических примесей, а при расходе воды свыше 15 л/м³ коэффициент очистки газа от механических примесей повышается лишь на 6 % (общий коэффициент очистки по механическим примесям 92,5 % при расходе воды 25 л/м³ по сравнению с 86,3 % при расходе воды

15 л/м³), что является малоэффективным по сравнению с затратами на обеспечение системы дополнительной водой из расхода 10 л/м³. По коэффициенту очистки генераторного газа от смол прослеживается такая же тенденция.

Для охлаждения газа достаточен расход воды 7 л/м³, который обеспечивает температуру охлаждаемого газа в диапазоне 16...17 °С при температуре входящей воды в систему 9 °С, и 23...26 °С при температуре входящей воды в систему 18 °С. Однако, при температуре входящей в систему воды 18 °С и расходе воды на орошение 7 л/м³ температура очищенного генераторного газа может достичь 45 °С, что негативно может сказаться на работе регулирующей аппаратуры соответствующего теплотехнического оборудования.

Объемные коэффициенты теплопередачи для орошаемой насадки находятся в пределах 1,17...2,1 МДж/м³·ч·°С, а колебания их значений в указанном диапазоне объясняется различным исходным влагосодержанием газа перед очистителем, которое изменялось в пределах 40...135 г/м³.

Величина поверхностных коэффициентов теплопередачи для орошаемой насадки составляла 0,0134...0,0243 МДж/м²·ч·°С, что ниже допустимых значений данного параметра для орошаемых насадочных скрубберов 0,038... 0,063 МДж/м²·ч·°С при скоростях газа в скруббере от 1 м/с и выше.

Проведен ряд исследований по зависимости степени очистки генераторного газа от скорости газа и способа подачи воды в комбинированный очиститель. С этой целью были изготовлены экспериментальные установки – скрубберы заданных сечений при сохранении размеров по высоте существующего очистителя с орошаемой насадкой – древесным углем с размером кусков 70 мм. Скорость газа была увеличена в 2 раза против скорости в существующем очистителе газогенераторной установки ЖНАБУ табл. 2.

Таблица 2 Коэффициент очистки генераторного газа в комбинированном очистителе уменьшенного сечения при скорости газа 0,2 м/с

Table 2 Purification factor of generator gas in a combined scrubber with reduced cross-section at a gas velocity of 0,2 m/s

Влажность соломы W ^p , %	Расход воды, л/м ³	Содержание примесей в газе, (г/м ³)						Коэффициент очистки, (%)			
		До очистителя		После орошаемой насадки		После сухого очистителя		По механическим примесям		По смоле	
		механических	смолы	механических	смолы	механических	смолы	для мокрой насадки	общий	для мокрой насадки	общий
Высота орошаемой насадки 0,5 м											
20	15	0,84	0,092	0,321	0,063	0,283	0,049	61,8	66,3	31,5	46,7
25	20	0,92	0,108	0,35	0,058	0,291	0,046	62,0	68,4	46,3	57,4
Высота орошаемой насадки 1,5 м											
20	15	0,86	0,089	0,311	0,059	0,278	0,045	63,8	67,7	33,7	49,4
25	20	0,9	0,116	0,326	0,056	0,284	0,042	63,8	68,4	51,7	63,8

Полученные результаты показали увеличение количества механических примесей и смол в очищенном газе практически в два раза при максимально возможном расходе воды на орошение в спроектированном очистителе 20...25 л/м³. При этом обе ступени орошения не показали разницы в коэффициентах очистки. Если сравнивать полученные данные с показателями табл. 1, то общий коэффициент очистки, при таком же расходе воды 15 л/м³, влажности топлива 20 % и насадке из древесного угля понизился: по механическим примесям – с 81,8 % до 66,31 %; по смоле – с 69,1 % до 46,74 %. Это объясняется тем, что уменьшение сечения комбинированного очистителя в n раз соответственно уменьшает во столько же раз объем орошаемой ступени очистителя, а также сокращает в n раз площадь поля распыления воды, что более значимо для процесса очистки газа.

Последующие опыты были проведены с очистителем того же сечения, но с высотой орошаемой насадки равной 1,5 м. Этим объем орошаемой насадки был увеличен в 1,5 раза по сравнению с объемом насадки комбинированного очистителя газогенераторной установки ЖНАЕУ. Данные табл. 2 по коэффициентам очистки и по содержанию механических примесей и смол свидетельствуют, что увеличение высоты и удельного объема насадки практически не улучшило степень очистки газа по сравнению с предыдущими опытами (табл. 1). Таким образом, при форсуночном распылении воды высота насадки не играет роли.

На долю очистки сухого очистителя приходится 5 – 10 % от общего количества уноса, поступающего из газогенератора. Его коэффициент очистки составляет 13...40 % при расчете, что за исходное количество уноса было принято унос, поступивший из мокрого очистителя в сухой. Скорость газа в сухом очистителе не должна превышать 0,2 м/с, поскольку ее увеличение приводит к росту сопротивления системы и коэффициент очистки газа снижается.

Для диаметра очистителя $\varnothing$ 0,9 м и расхода газа 60...68 м³/ч, исходя из условия оптимальных сроков замены насадки, скорость газа в сухом очистителе рекомендуется принять 0,1 м/с.

Сухой очиститель выполняет функции, как дополнительной очистки газа, так и задержки остаточной влаги, которая поступает с газом из мокрой ступени очистки.

Исследовался также дисперсный состав уносов в газогенераторной установке ЖНАЕУ, работающей на соломе, с целью получить данные по его абразивным свойствам. В виду того, что полностью не удалось обессмолить пыль, зафиксировано слипание ее частиц, что в значительной степени влияло на погрешность эксперимента. Дисперсный состав пыли в процентах составил: при размере частиц 50...60 мкм – 56 %, 40...50 мкм – 12 %; 30...40 мкм – 8 %; 20...30 мкм – 7 %; 10...20 мкм – 3 %; 5...10 мкм – 10 %; 2,5...5 мкм – 4 %.

С целью косвенной оценки абразивных свойств уносов пыли были определены их зольные остатки, исходя из того, что в условиях работы двигателя

зольность частиц, так же как и качественная характеристика золы, в большей степени определяет износ его деталей.

Опытные данные свидетельствуют, что пыль, собранная в резервуаре с водой орошаемого насадочного скруббера, имеет зольность вдвое большую по сравнению с пылью, уносимой из газогенератора (64 % по сравнению с 33 %). Зольность пыли, прошедшей через очиститель равна 7 %. Выше изложенное свидетельствует о функции системы очистки в большей степени улавливать зольную часть уноса. С учетом количественного содержания загрязнений это дает коэффициент очистки газа по зольной составляющей выше 99 %.

Пыль, состоящая на 93 % из углеродосажистых частиц, находясь в газе в мелкодисперсном состоянии в небольшом количестве с достаточной полнотой должно сгорать либо в цилиндре ДВС, либо в горелках топочных камер, давая зольный остаток 7 %.

Таким образом, допустимые нормы загрязнений генераторного газа механическими примесями 20...30 мг/м³ при подаче его, например в ДВС [20], не являются обоснованными без учета качественной характеристики абразивности уноса.

Таблица 3 Фракционный состав смол, выделенных из газа после очистителя

Table 3 Fractional tar content, which have been allocated from the gas purification system

Номер фракции	Интервал температур кипения, °С	Количество фракций (на абсолютно сухую смолу), %
1	110-155	0,4
2	155-260	0,5
3	210-260	23,8
4	260-310	10,9
5	310-335	28,2
Хрупкий пек		30,7
Потери (газ)		5,5

Исследование фракционного состава смол и их физико-механических параметров, при газификации растительного сырья, показало, что начальная температура кипения смолы равна 210 °С. 28,2 % смолы выкипает в диапазоне температур 310...335 °С. Выше 335 °С смола перестает перегоняться, вспенивается и преобразуется в твердый хрупкий пек (30,7 %). Уже при температуре 270 °С от разложения смолы выделяются газы. Это свидетельствует о принадлежности смолы к категории высококипящих полимеризованных окисленных соединений, что является следствием ее прохождения через зону высоких температур (1200...1500 °С в зоне окисления газогенератора).

Негативные свойства смолы состоят в ее способности конденсироваться в газопроводящей системе и газораспределительных механизмах, выводя их из строя и образовывать нагары в цилиндрах ДВС или горелках топочных камер, если речь идет о зерносушилках. Поэтому, исследования, направленные на снижение уровня смол в генераторном газе, являются необходимыми для обеспечения нормаль-

ной работы, надежности и долговечности оборудования, работающего на нем.

В газогенераторной установке ЖНАЕУ количество смол в генераторном газе может быть достигнуто порядка 20...30 мг/м³, что является низким содержанием для того, чтобы вывести из строя работающее на нем оборудование. Такое низкое содержание смол в газе было достигнуто двумя мероприятиями: высокую степень крекинга смол было обеспечено новой конструкцией камеры газификации [16] и хорошие результаты по очистке газа от остаточных смол были достигнуты использованием комбинированного очистителя.

ВЫВОДЫ

1. В ходе исследования были испытаны три вида орошаемой насадки: древесный уголь, битый кирпич с размером кусков 70 мм и керамические кольца размером 50×50×5 мм, которые не показали значительной разницы по качеству очистки генераторного газа от смол и механических примесей, хотя показатель очистки газа достаточно высокий – 83,6 % по механическим примесям и 78,7 % по смолам при расходе воды на орошение 15 л/м³. Таким образом, при эксплуатации комбинированного очистителя генераторного газа при отсутствии древесного угля и керамических колец достаточно приемлемым их заменителем может служить битый кирпич. Фермер или сельхозпроизводитель, имеющий в хозяйстве газогенераторную установку, может сам выбирать тип орошаемой насадки из материала, который есть в наличии.

2. Оптимальным расходом воды на охлаждение газа является расход, равный 7 л/м³, а на очистку газа – 10...15 л/м³. Изменение геометрических параметров орошаемой насадки, в частности высоты с 0,5 до 1,5 м, не влияет на степень очистки генераторного газа. Увеличение скорости газа в комбинированном очистителе ухудшает очистку генераторного газа.

3. Дисперсный состав механических загрязнений свидетельствует, что комбинированный очиститель установки ЖНАЕУ не выполняет полную тонкую очистку генераторного газа, хотя максимально очищает газ от зольных абразивных частиц с коэффициентом очистки 99 %.

4. Основным компонентом загрязнений генераторного газа из растительного сырья после комбинированного очистителя (91...95 %) являются углеродисто-сажистые частицы с незначительной абразивной способностью, которые полностью сгорают как в цилиндрах ДВС, так и в горелках топочных камер зерносушилок и т.п.

5. При работе газогенератора на сырье растительного происхождения смола, содержащаяся в газе, поступающем в теплотехническое оборудование, отрицательно сказывается на его работе. Высокую степень крекинга смол было обеспечено новой конструкцией камеры газификации газогенераторной установки ЖНАЕУ, вместе с тем количество смолы

в очищенном генераторном газе после комбинированного очистителя достаточно низкое и не отражается на нормальной работе, как регулирующей аппаратуры, так и самого теплотехнического оборудования.

6. В связи с ростом цен на традиционные энергоносители все большее распространение получает оборудование, работающее на сырье растительного происхождения: пиролизные твердотопливные котлы, газогенераторы и т.п. Спроектированный в ЖНАЭУ комбинированный очиститель является достойной альтернативой дорогостоящему очистному оборудованию, обладающий высокими показателями по степени очистки генераторного газа, доступностью и простотой в обслуживании.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Lin Wei-ji, Zhang Da-lei, Ren Yong-zhi. 2002.** Biomass gasification principles and applications. Biomass Gasification training course. Liaoning institute of energy resources. 56 – 66.
2. **White P.A.F., Smith S.E.** High-efficiency air filtration. London: Butter-worth, 185.
3. **Айнштейн В.Г., Захаров М.К., Носов Г.А. 2002.** Общий курс процессов и аппаратов химической технологии. М.: Высш. шк., 912.
4. **Алиев Г.М. 1986.** Техника пылеулавливания и очистки промышленных газов: Справочное издание. М.: Металлургия, 544.
5. **Батурин В.В. 1951.** Основы промышленной вентиляции. М.: Профиздат, 288.
6. **Вальдберг А.Ю., Сафонов А.Ю. 2006.** Анализ работы мокрых циклонов и пути повышения их эффективности. Хим. и нефтегаз. Машиностроение. № 7, 14.
7. **Вальдберг А.Ю., Мошкин А.А., Каменщиков И.Г. 2003.** Образование туманов и каплеулавливание в системах очистки газов. М.: Изд. дом «Грааль», 256.
8. **Голуб Г.А., Марус О.А. 2011.** Оптимизация параметров машин и оборудования. MOTROL. Commission of Motorization and Energetics in Agriculture. Т. 13В, 15-19.
9. Завод газоочистного оборудования. Available online at: <<http://zgo.com.ua/home/kontakts.html>>
10. **Каменев П.Н. 1975.** Отопление и вентиляция. М.: Стройиздат, 483.
11. **Коузов П.А., Мальгин А.Д., Скрыбин Г.М. 1993.** Очистка газов и воздуха от пыли в химической промышленности. Л.: Химия, 320.
12. **Кухарец С., Шубенко В., Голубенко А., Цивенкова Н. 2013.** Обоснование рациональности использования продуктов газификации соломы в технологическом процессе сушки зерновых. MOTROL. Commission of Motorization and Energetics in Agriculture. Vol.15. No5. 99–105.
13. **Куц В.П., Ярош Я.Д. 2004.** Батарейные циклоны. Повышение эффективности пылеулавливания. Химическая промышленность Украины. № 3. 48-51. (Украина).

14. Лось Л. В., Муляр О. Д., Голубенко А. А., Цивенкова Н. М. 2012. Особенности подбора оборудования для очистки генераторного газа Сб. док. межвуз. науч.-тех. конф., посв 90-летию ЖНАЭУ «Передовые технологии сельскохозяйственной продукции, энергосбережение и обеспечение тепловой и электрической энергиями. Перспективы и проблемы внедрения в сельское хозяйство Полесья». – Житомир: ЖНАЭУ. 102–108. (Украина).
15. Мойер Д., Фиттс Р. 1940. Кондиционирование воздуха. / Под ред. П.Н.Каменева, Н.С. Комарова, И.В. Гохберга. Пер. с англ. М.-Л.: Пищепромиздат, 442.
16. Пат. 107219, Украина, МПК C10J 3/20, C10J 3/32, B01J 7/00, F23C 7/00. Способ формирования зоны горения и газификации и газогенератор для его осуществления / Цивенкова Н.М., Голубенко А.А.; заявители и патентодержатели Цивенкова Н.М., Голубенко А.А. – № а 2012 11797; заявл. 12.10.2012; дата публикации 10.12.2014, Бюл. № 23. (Украина).
17. Пат. 62320 Украина, МПК 7 B04C3/06. Циклон повышенной эффективности со ступенчатым отводом твердой фазы / Куц В.П., Марцияш О.М., Ярош Я.Д.; заявители и патентодержатели Куц В.П., Марцияш О.М., Ярош Я.Д. – № 2003031933; заявл. 04.03.200 ; дата публикации 15.12.2003, Бюл. № 12. (Украина).
18. Соколов В.Н. 1992. Машины и аппараты химических производств. Примеры и задачи. / Под ред. В.Н. Соколова. Изд. 2-е, перераб. и доп. СПб.: Политехника, 327.
19. Сугак Е.В. 1999. Моделирование и интенсификация процессов очистки промышленных газовых выбросов в турбулентных газодисперсных потоках. Автореф. дис. докт. техн. наук: спец. 11.00.11. Красноярск, 46.
20. Сухомлин П.Н., Коузов П.А. 1955. Центробежные пылеотделители циклоны. М.: ОНТИ, 326.
21. Тарат Э.Я., Мухленов И.П., Туболкин А.Ф. 1977. Пенный режим и пенные аппараты. Л.: Химия, 304.
22. Тищенко Л., Харченко С., Гаек Е. 2014. К построению математической модели динамики запыленного воздушного потока в разработанном циклоне. MOTROL. Commission of Motorization and Energetics in Agriculture. Vol.16. No7. 42–46.
23. Токарев Г.Г. 1955. Газогенераторные автомобили. М.: Машгиз, 207.
24. УкрНИИОГаз. Available online at: <http://niioogas.zp.ua/about_us.php>
25. Центр матеріаловедення. Available online at: <<http://mrc.org.ua>>
26. Цивенкова Н., Голубенко А., Кухарец С., Шубенко В. 2013. Определение основных параметров камеры газификации газогенератора на сырье растительного происхождения. MOTROL. Commission of Motorization and Energetics in Agriculture. Vol. 15. No 4. 112–119.
27. Цивенкова Н.М. 2013. Обоснование параметров камеры газообразования газогенератора, адаптированного к сырью растительного происхождения. Автореф. дис. на соискание наук. ступени канд. техн. наук : спец. 05.05.11. Киев, 24. (Украина).
28. Чекалов, Л.В. 2008. Формула газоочистки. Ярославль: Кондор-Эко, 275.

THE INVESTIGATION OF THE TECHNICAL SPECIFICATIONS OF GAS GENERATOR PURIFICATION SYSTEM

Summary. The research results of technical specifications of generator gas (received from vegetative raw materials) purification system have been presented in the paper. The system is supposed to purify gas from mechanical impurities and tars in experimental installation equipped by downdraft gas producer at Zhytomyr national agroecological university. The gas purification system consists of wet scrubber and dry refinement with filled-in materials.

The variation of gas purification factor with: water flow rate for cooling and purifying for several types of irrigated complements; gas velocity in scrubbers for scrubbers with various cross-sections; complement height and its specific volume have been investigated during the research.

The dispersion and abrasive dust compositions as well as fractional tars composition in gas before and after the purification have been determined. The possibility of receiving generator gas with low tars content (20...30 mg/m³), due to the designed purification system, that provides high exploitation rates of thermotechnical equipment has been proved.

Purification factor of more than 99% for abrasive ash particles was obtained. Remaining mechanical impurities in generator gas are by 91-95% consists of carbon ash particles, possessing minor abrasive properties, that can be safely burnt in grain dryer's furnaces as well as in internal combustion engines.

The designed combo purifying system turned to be a simple and efficient method of purification from mechanical impurities and tars; it possesses small aerodynamic resistance, features construction simplicity and is an inexpensive alternative to the expensive purifying equipment under the conditions of small agricultural enterprises.

Key words: gas producer, generator gas, biomass, gas cooling system, gas purification system.

ИССЛЕДОВАНИЕ СИЛОВЫХ ПАРАМЕТРОВ ПРОЦЕССА КАЛИБРОВКИ ВИТКОВ ВИНТОВОГО РАБОЧЕГО ОРГАНА

Олег Ляшук¹, Андрей Дячун¹, Тетяна Навроцька¹, Стефания Билук²

¹Тернопольский национальный технический университет имени Ивана Пулюя

Ул. Русская 56, Тернополь, Украина. E-mail: oleg-lashyk@rambler.ru

²ВПНУБИП «Бережанський агротехнічний інститут»

Ул. Академическая, 20, Бережани, Украина. E-mail: oleg-lashyk@rambler.ru

Oleg Lyashuk¹, Andrii Djachun¹, Tatyana Navrocka¹, Stefania Biluk²

¹Ternopil Ivan Puluj National Technical University

Ruska str., 56, Ternopil, Ukraine. E-mail: oleg-lashyk@rambler.ru

²National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine

Berezhany Agrotechnical Institute

Аннотация. На данное время проектирования и расчеты транспортно-технологических механизмов проводится за типовыми схемами без учета особенностей и специфики производства, в частности сельскохозяйственного. Поэтому, исходя из необходимости обеспечения проектирования рабочих органов можно представить расчетную схему приспособления для калибровки витка винтовой заготовки на шаг для рабочих органов конвейеров. Выведено аналитические зависимости для определения необходимого крутящего момента на приводе для осуществления калибровки, а также уравнения пластичности по энергетической теории с учетом укрепления, выведено зависимость для определения осевой силы деформации витка. На основе аналитических зависимостей построены графические зависимости изменения величины крутящего момента на приводе при калибровке витков на шаг от ширины, толщины спирали и от угла наклона клина устройства.

Ключевые слова: винтовые спирали, технологический процесс, калибровки на шаг, усилия калибровки.

ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМЫ

На данное время проектирования и расчеты транспортно-технологических механизмов проводится за типовыми схемами без учета особенностей и специфики производства, в частности сельскохозяйственного.

Современный этап развития транспортно-технологических механизмов непрерывного действия сельскохозяйственного назначения требует поиска новых путей улучшения технологических и эксплуатационных параметров рабочих органов, которые дают возможность повысить производительность и улучшить качество транспортных процессов, операций, производительность труда. Винтовые рабочие органы (ВРО) получили широкое использование во всех отраслях народного хозяйства благодаря концентрации различных операций в сочетании с транспортировкой.

Поэтому основной проблемой при их создании и обоснование параметров новых конструкций, которые обеспечивают расширение технологических

возможностей является разработка обоснования их параметров при разгибе винтовых заготовок (ВЗ), которые навитые в плотные витки.

АНАЛИЗ ПОСЛЕДНИХ ИССЛЕДОВАНИЙ И ПУБЛИКАЦИЙ

Вопросам исследования и обоснования параметров ВРО посвящены труды Попова Е.А. [1], Лысов М. И. [2], Зубцова М.Е. [3], Гевка Б.М. [5, 15], Рогагинский Р.М. [8-10], Пилипца М.И. [12], Василькова В.В. [12-14]. Результаты научно-исследовательской работы по обкатывания роликами на долговечность складных деталей представлено [17-18]. Учитывая большие масштабы использования ВРО и разнообразные задачи, которые им необходимо выполнять вопрос их калибровки и определения силовых и конструктивных параметров актуальны и имеют важное народнохозяйственное значение.

ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Цель работы – теоретическое обоснование технологического процесса калибровки ВРО с определением силовых и конструктивных параметров.

ИЗЛОЖЕНИЕ ОСНОВНОГО МАТЕРИАЛА

Калибровки витка спирали осуществляют с помощью устройства [5, 8, 19-20]. Спираль 1 из плотно навитыми витками жестко устанавливают в устройство и с помощью клина 2 начинают осуществлять отгиб спирали 3 с одновременным ее навивкой на трубу с использованием силового пневмоцилиндра и рычагов.

Рассмотрим процесс калибровки витка винтовой заготовки на шаг (рис. 1). Из условия равновесия сил и установленного процесса калибровки с учета сил трения на обеих поверхностях клиньях определяем необходимый крутящий момент на приводе для осуществления калибровки:

$$M_{кр} = Q \frac{D}{2}, \quad (1)$$

где: Q – сила подачи клина, Н; D – наружный диаметр заготовки до калибровки, мм.

Силу подачи клина находим из зависимости:

$$Q = P + F_1, \quad (2)$$

где: P – радиальная сила на наклонной части клин, Н; F_1 – сила трения на вертикальной части клина, Н.

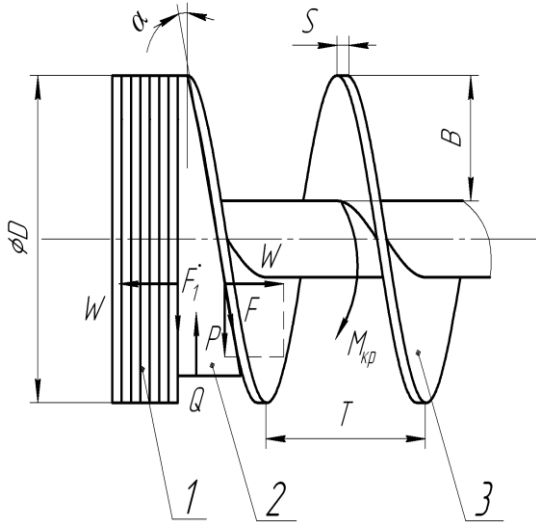


Рис. 1. Расчетная схема приспособления для калибровки витка винтовой заготовки на шаг: 1 – плотно намотанная заготовка, 2 – клин; 3 – калиброванные витки винтовой заготовки

Fig. 1. Design model of adaptations for calibration the screw billet spiral step: 1 – densely wound around billet 2 – wedge; 3 – the turns the calibrated screw billet

Радиальная сила на наклонной части клина:

$$P = W \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \varphi), \quad (3)$$

где: α – угол наклона клина, град; φ – угол трения на наклонной плоскости клина, град; W – осевая сила деформации витков, Н.

Сила трения на вертикальной части клина

$$F_1 = W \cdot \operatorname{tg} \varphi_1, \quad (4)$$

где: φ_1 – угол трения на вертикальной плоскости клина, град.

Тогда:

$$Q = W [\operatorname{tg}(\alpha + \varphi) + \operatorname{tg} \varphi_1]. \quad (5)$$

Осевую силу деформации витков находим по формуле:

$$W = \frac{2M_{32}}{D}, \quad (6)$$

где: M_{32} – момент сгибания витка, Н·мм.

Процесс разгибания витка можно рассматривать как изгиб широкой ленты. Напряженно-деформированное состояние в этих местах представлено как объемное состояние напряжений и плоский состояние деформаций. Согласно рис. 1, учитывая постоянство внутреннего радиуса изгиба ленты по всей ширине винтовой заготовки, используем полярную систему координат с полюсом, что совпадает с центром радиуса в данный момент деформирования. Уравнение равновесия примет вид [1]:

$$\rho \cdot \frac{d\sigma_\rho}{d\rho} + \sigma_\rho - \sigma_\theta = 0, \quad (7)$$

где: σ_ρ – радиальные напряжения, МПа; σ_θ – тангенциальные напряжения, МПа.

Уравнения пластичности в упрощенном виде по энергетической теории при условии, что σ_ρ и σ_θ являются крайними главными напряжениями с учетом укрепления, будет [2, 12, 17-18] (определения для зоны сжатия и зоны растяжения).

Для зоны сжатия:

$$\sigma_\rho - \sigma_\theta = -\beta \cdot \left(\sigma_{T.O} - \Pi \cdot \ln \frac{\rho}{\rho_n} \right). \quad (8)$$

Для зоны растяжения:

$$\sigma_\rho - \sigma_\theta = \beta \cdot \left(\sigma_{T.O} - \Pi \cdot \ln \frac{\rho}{\rho_n} \right), \quad (9)$$

где: β – коэффициент, учитывающий влияние среднего главного напряжения σ_z ; $\sigma_{T.O}$ – экстраполированный предел текучести, МПа; Π – линейный модуль укрепления, МПа; ρ_n – радиус нейтральной поверхности деформации, мм.

Так как при изгибе широкой ленты аксиальные деформации ε_z равны нулю, что соответствует условию плоского состояния деформации, коэффициент β будет равен 1,15. Радиус нейтральной поверхности деформации определяется уравнением [5, 7, 16]:

$$\rho_n = \sqrt{R_1 \cdot r_1}, \quad (10)$$

где: R_1 – внешний радиус гибки ленты по линии сгиба, мм.

После решения системы уравнений (8), (9), (10) с использованием граничных условий, при которых для зоны растяжения $\sigma_\rho = 0$ при $\rho = R_1$, а для зоны сжатия $\sigma_\rho = 0$ при $\rho = r_1$, находим формулы, характеризующие распределение напряжений σ_ρ и σ_θ с учетом укрепления материала [1, 2].

Для зоны растяжения:

$$\sigma_\rho = -\beta \cdot \left(\sigma_{T.O} - \frac{\Pi}{2} \ln \frac{\rho \cdot R_1}{\rho_n^2} \right) \cdot \ln \frac{R_1}{\rho}; \quad (11)$$

$$\sigma_{\theta_{роз}} = \beta \cdot \sigma_{T.O} \left(1 - \ln \frac{R_1}{\rho} \right) + \beta \cdot \frac{\Pi}{2} \cdot \left(2 \cdot \ln \frac{\rho}{\rho_n} - \ln \frac{R_1 \cdot \rho}{\rho_n^2} \cdot \ln \frac{R_1}{\rho} \right). \quad (12)$$

Для зоны сжатия:

$$\sigma_\rho = -\beta \cdot \left(\sigma_{T.O} + \frac{\Pi}{2} \ln \frac{\rho_n^2}{\rho \cdot r_1} \right) \cdot \ln \frac{\rho}{R_1}; \quad (13)$$

$$\sigma_{\theta_{сж}} = -\beta \cdot \left(\sigma_{T.O} \cdot \left(1 + \ln \frac{\rho}{r_1} \right) + \frac{\Pi}{2} \left(\ln \frac{\rho_n}{\rho} + \ln \frac{\rho_n^2}{\rho \cdot r_1} \cdot \ln \frac{\rho}{R_1} \right) \right). \quad (14)$$

Выведена аналитическая зависимость для определения момента разгибания витка M_{3z} с учетом укрепления можно определить как интегральную сумму моментов созданных тангенциальными напряжениями σ_θ :

$$M_{3z} = \int_{\rho_n}^{R_1} \sigma_{\theta_{розм}} \cdot \rho d\rho + \int_{r_1}^{\rho_n} \sigma_{\theta_{см}} \cdot \rho d\rho. \quad (15)$$

Подставляя значения формул (12), (14) в формулу (15) получим [1, 9]:

$$M_{3z} = \beta \cdot B \cdot \left[\sigma_{T.O} \cdot \frac{S^2}{4} + \Pi \cdot \left(\frac{R_1^2 + r_1^2}{4} \cdot \ln \sqrt{\frac{R_1}{r_1}} - \frac{R_1^2 - r_1^2}{8} \right) \right] \quad (16)$$

где: B – ширина витка, мм; S – толщина витка, мм.

Радиус кривизны разогнутого витка определили, учитывая предыдущие исследования [4, 11, 13]:

$$\rho_0 = \frac{T}{\frac{4k^2(1+n)}{n} \cos^2 \varphi_0 \cos \delta - 4k(\cos \varphi_0)^{\frac{2}{1+n}} \left[\frac{\sqrt{2}}{4} B(p', q') - \Psi_2(k, \varphi_0) \right] \sin \delta} \quad (17)$$

где: T – шаг витков, мм; k, φ_0 – эллиптические параметры; n – константа аппроксимирующей кривой упрочнения материала винтовой заготовки; δ – угол действия силы разгибания, град; $B(p', q')$ – Гамма-функция; $\Psi_2(k, \varphi_0)$ – функция эллиптического интеграла.

При этом внешний и внутренний радиусы изгиба определяются по формулам:

$$R_1 = \rho_0 + \frac{S}{2}, \quad (18)$$

$$r_1 = \rho_0 - \frac{S}{2}. \quad (19)$$

Выведена аналитическая зависимость для определения осевой силы деформации витков, учитывая формулы (6), (16) находим по формуле:

$$W = \frac{2\beta \cdot B \cdot \left[\sigma_{T.O} \cdot \frac{S^2}{4} + \Pi \cdot \left(\frac{R_1^2 + r_1^2}{4} \cdot \ln \sqrt{\frac{R_1}{r_1}} - \frac{R_1^2 - r_1^2}{8} \right) \right]}{D} \quad (20)$$

А также определить необходимый крутящий момент на приводе для осуществления калибровки винтовой заготовки на шаг, учитывая формулы (1), (5), (20):

$$M_{кр} = \beta \cdot B \cdot \left[\sigma_{T.O} \cdot \frac{S^2}{4} + \Pi \cdot \left(\frac{R_1^2 + r_1^2}{4} \cdot \ln \sqrt{\frac{R_1}{r_1}} - \frac{R_1^2 - r_1^2}{8} \right) \right] \times [tg(\alpha + \varphi) + tg\varphi_1] \quad (21)$$

На основе формулы (21) построены графические зависимости крутящего момента на приводе для осуществления калибровки винтовой заготовки на шаг от ширины, толщины витка и угла наклона клина для стали 08кп (рис. 2-4).

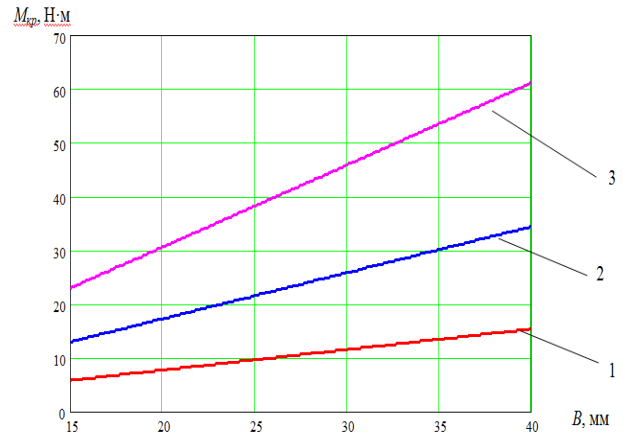


Рис. 2. Графики зависимости крутящего момента на приводе для осуществления калибровки винтовой заготовки на шаг от ширины витка (сталь 08кп) $\alpha = 20$ град: 1 – $S = 2$ мм; 2 – $S = 3$ мм; 3 – $S = 4$ мм

Fig. 2. The graphs of torque on a drive to implement the screw billet calibration a step by spiral widths (steel 08kp) $\alpha = 20$ deg: 1 – $S = 2$ mm; 2 – $S = 3$ mm; 3 – $S = 4$ mm

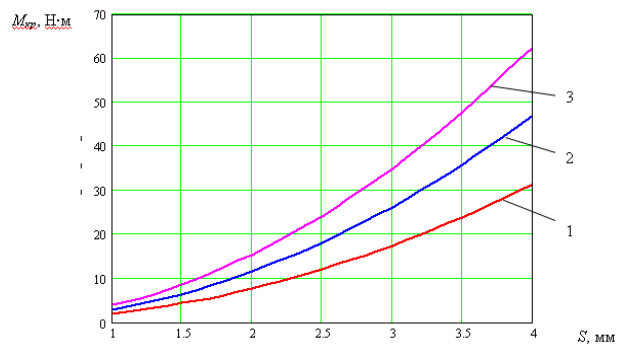


Рис. 3. Графики зависимости крутящего момента на приводе для осуществления калибровки винтовой заготовки на шаг от толщины витка (сталь 08кп) $\alpha = 20$ град: 1 – $B = 20$ мм; 2 – $B = 30$ мм; 3 – $B = 40$ мм

Fig. 3. The graphs of torque on a drive to implement the screw billet calibration a step by spiral the thickness of (steel 08kp) $\alpha = 20$ deg: 1 – $B = 20$ mm; 2 – $B = 30$ mm; 3 – $B = 40$ mm

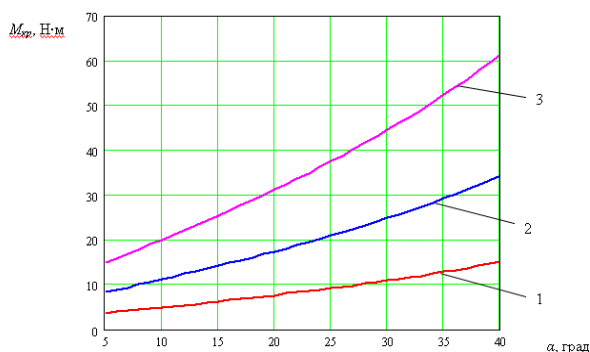


Рис. 4. Графики зависимости крутящего момента на приводе для осуществления калибровки винтовой заготовки на шаг от угла наклона клина (сталь 08кп) $\alpha = 20$ град: 1 – $S = 2$ мм; 2 – $S = 3$ мм; 3 – $S = 4$ мм

Fig. 4. The graphs of torque on a drive to implement the calibration screw on the billet step on the angle of the wedge (steel 08kp) $\alpha = 20$ deg: 1 – $S = 2$ mm; 2 – $S = 3$ mm; 3 – $S = 4$ mm

Из графиков видно, что увеличение ширины витка, толщины витка и угла наклона клина приводит к росту крутящего момента на приводе для осуществления калибровки винтовой заготовки на шаг.

ВЫВОДЫ

1. Выведенные аналитические зависимости для определения необходимого крутящего момента на приводе для осуществления калибровки, а также уравнения пластичности по энергетической теории с учетом укрепления, выведено зависимость для определения осевой силы деформации витка.

2. На основе аналитических зависимостей построены графические зависимости изменения величины крутящего момента на приводе при калибровке витков на шаг от ширины, толщины спирали и от угла наклона клина устройства.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Попов Е.А. 1980.** Основы теории листовой штамповки – М.: Машиностроение, 348.
2. **Лысов М.И. 1966.** Теория и расчет процессов изготовления деталей методами гибки – М.: Машиностроение, 236.
3. **Зубцов М.Е. 1980.** Листовая штамповка. – Л.: Машиностроение, 432.
4. **Шевченко К.Н. 1970.** Основы математических методов в теории обработки металлов давлением. – М.: Высшая школа, 351.
5. **Гевко Б.М. 1986.** Технология изготовления спиралей шнеков. Львов: – “Свит”, 125. (Украина).
6. **Аверкиев Ю.А. 1981.** Характер формоизменения и силовые условия при гибке полосы на ребро. – Вести. Машиностроение, – №1. 64-68.
7. **Романовський В.П. 1979.** Справочник по холодной штамповке. – Л.: Машиностроение, 520.

8. **Гевко И.Б. 2013.** Научно-прикладные основы создания винтовых транспортно-технологических механизмов: Автореф. дис. на получение наук. степени доктора техн. наук: спец. 05.02.02 «Машиноведение» – Львов, 42. (Украина).
9. **Gevko R.B. 2011.** Obgruntuvannya parametriv konstruktsiyi robochogo organu shaybovogo transportera. Visnik Kharkivskogo natsionalnogo tehnicznego universitetu Imeni Petra Vasilenka. – Vipusk 114. 241-246. (Украина)
10. **Рогатинский Р., Гевко И. 2012.** Модель конструирования и выбора винтовых конвейеров с расширенными технологическими возможностями. – Вестник ТНТУ. – № 3 (67). 197-210. (Украина).
11. **Zenkov R.L. 1980.** Mashiny nepreryvnogo transporta. – М.: Mashinostroenie, 367.
12. **Пилипец М.И., Васильков В.В. 2014.** Обобщенный технологический процесс изготовления винтовых и шнековых заготовок Вестник инженерной академии Украины. – Вип. 1. 192–200. (Украина).
13. **Гевко Б.М., Пилипец М.И., Васильков В.В., Радик Д.Л. 2009.** Технологические основы формообразования разнопрофильных винтовых заготовок. – Тернополь: Изд-во ТГТУ. И. Пулюя, 457. (Украина).
14. **Васильков В.В. 2014.** Методика выбора эффективных технологических процессов изготовления винтовых и шнековых заготовок Обработка материалов давлением. – Вып. 1 (38). 97–102. (Украина).
15. **Гевко Б.М., Ляшук А.Л., Гевко И. Б. 2008.** Технологические основы формообразования специализированных профильных винтовых деталей – Тернополь: ТГТУ имени Ивана Пулюя, 367. (Украина).
16. **Гевко И. Б., Левенец В.Б. 2008.** Технологические особенности формирования винтовых деталей. Прогрессивные направления развития машино-приборостроительных отраслей и транспорта: материалы международной научно-технической конференции. – Севастополь. 59-61. (Украина).
17. **Бутаков Б.И., Марченко Д.Д. 2008.** Разработка способа обкатывания роликами стальных деталей с целью повышения их контактной прочности // MOTROL. Commission of Motorization and Power Industry in Agriculture Polish Academy of Sciences Branch of Lublin Ropczyce School of Engineering and Management. – Lublin. – Vol. 10. 15 – 28.
18. **Aleksey Popov 2010.** Новая теория контактной прочности упруго сжатых тел //MOTROL. Commission of Motorization and Power Industry in Agriculture Polish Academy of Sciences Branch of Lublin Ropczyce School of Engineering and Management. – Lublin, – Tom 12A. 223 – 232.

19. Патент 22581 UA, МПК B21D 11/06. Устройство для изготовления и калибровки спиралей шнеков [Текст] / Васильков Василий Васильевич, Левенец Владимир Богданович, Пилипец Михаил Илькович, Радик Дмитрий Леонидович - опубл. 25.04.2007. (Украина)
20. Патент 44545 UA, МПК B21D 11/06. Способ калибровки винтовой заготовки на шаг [Текст] / Васильков Василий Васильевич, Радик Дмитрий Леонидович – опубл. 12.10.2009. (Украина).

THE STUDY OF POWER PARAMETERS OF
CALIBRATING THE TURNS OF A SCREW
WORKING BODY

Summary. At this time, the design and computations of transport-technological mechanisms are carried

out using the typical schemes without considering the peculiarities and specifics of production, particularly agricultural. Therefore, based on the need for designing the working bodies, the analytical model of a device for calibrating the screw work piece turn at a pitch for the working bodies of the conveyors is proposed. The analytical dependences for determining the required torque on the drive for calibration are developed, as well as the plasticity equations using the theory of energy taking into account the strengthening. The dependence to determine the axial power of screw deformation is developed. Based on the analytical dependences, the graph dependences of variations in torque on the drive while calibrating the turns at a pitch of the width and thickness of the spiral, and of the inclination angle of the wedge device are drawn.

Key words: helical spiral, technological process, calibration on a step, calibration effort.

ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИКИ УСТРОЙСТВА ДЛЯ НАРЕЗАНИЯ РЕЗЬБЫ

Богдан Гевко, Андрей Дячун, Назар Марчук

*Тернопольский национальный технический университет имени Ивана Пулюя
Ул. Русская 56, Тернополь, 46000, Украина. E-mail: oleg-lashyk@rambler.ru*

Bohdan Hevko, Andrii Djachun, Nazar Marchuk

*Ternopil Ivan Puluj National Technical University
Ruska str., 56, Ternopil, 46000, Ukraine. E-mail: oleg-lashyk@rambler.ru*

Аннотация. Широкое использование резьбовых соединений в машиностроении обусловлено их простотой конструкции, высокой несущей способностью, надежностью и также удобством соединений та россоединения деталей. Использование резьбовых соединений способствуют также большое количество номенклатуры специальных резьбовых деталей приспособленных к различным конструкциям, их широкая стандартизация та низкая стоимость в условиях массового производства.

В процессе работы устройств для нарезания рези возникают нагрузки, вызывающие выход из строя его рабочих частей, когда угол относительного поворота между метчиком и хвостовиком превышает допустимый, что определяется из условий прочности составных частей устройства. При этом установлено, что величина угла относительно поворота при динамических нагрузках превышает величину при статических нагрузках.

Ключевые слова: динамика, резьба, гайка.

ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМЫ

Создание новых конструкций деталей машин с резьбовыми отверстиями инструментальных материалов, усовершенствование конструкции метчиков и оптимизация геометрии режущей части, улучшение качества рабочих поверхностей, применение оптимальных настроек и новых видов охлаждения не решают полностью вопрос высокопроизводительного и качественного изготовления внутренних резьб в высокопластических материалах.

Суть технологии изготовления деталей машин базируется на последовательном использовании различных технологических способов действия инструментов на обрабатываемую заготовку с целью предоставления ее заданной формы, размеров и указанной точности. Широкое использование резьбовых соединений в машиностроении обусловлено их простотой, высокой несущей способностью и разъединением деталей, применение различных резьбовых соединений способствуют также наличие значительного номенклатуры специальных резьбовых деталей, приспособления к различным вариантам соединений, их широкая стандартизация и низкая цена в условиях массового изготовления.

АНАЛИЗ ПОСЛЕДНИХ ИССЛЕДОВАНИЙ И ПУБЛИКАЦИЙ

Вопросами разработки устройств для резки рези в деталях машин различного служебного назначения посвящены труды И. Грановского [1], Аршинова В.А. [4], Родина П.Р. [6], Мельничука П.П. [8], Панова А.А., [10] Любина Н. В. [15], Кралина А. К. [17], Матвиенка А. В. [16] и многих других. Однако целый ряд вопросов требуют дальнейших исследований. Этот вопрос повышения надежности и долговечности резьбонарезных инструментов, повышение качества нарезки резьбы, уменьшение шумовых характеристик станков и технологической оснастки в процессе эксплуатации при нарезке резьбы.

ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Целью статьи является разработка динамики конструкций для нарезания резьбы в гайках и обоснование параметров технологического процесса нарезки резцов.

ИЗЛОЖЕНИЕ ОСНОВНОГО МАТЕРИАЛА

Устройство для нарезания гаек с согнутым хвостовиком (рис. 1) выполнено в виде станины 1, на которой установлены все узлы и детали, а каждая из шестигранных секций 2 снизу есть во взаимодействии с заготовками гаек 3, подвижным диском 5, а магазин оснащен центральным механизмом поворота 6 каждой из шести секций на 60°. Это шестигранный магазин 2 для подачи заготовок гаек 3, где во внутренней корпус из шести сторон жестко установлены (приклеены) пластиковые пластины 4, которые гасят динамические нагрузки при взаимодействии с заготовками гаек 6.

Внизу под магазином 2 установлена загрузочная секция 7 с внутренним шестигранником с конусной удобной западной частью для гаек 3, который является в периодической взаимодействии с внешними гранями гаек с возможностью осевого перемещения, которая снизу поддерживает поток гаек и с помощью пневмоприжимом 8 подает гайку 3 до контакта с метчиком 9, который левым концом резьбы заворачивающейся в внутреннее отверстие 10

метчика 9 в направлении же закручивания. Для метчиков увеличенных типоразмеров такая конструкция, которая состоит из двух деталей дает значительную экономию металла.

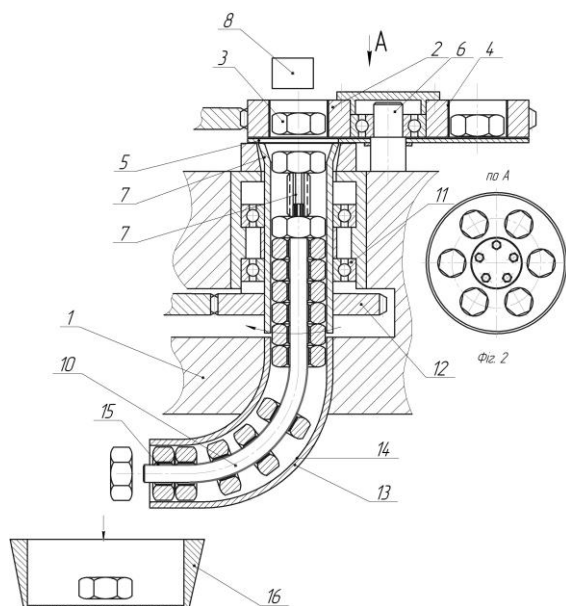


Рис. 1. Устройство для нарезания гаек согнутых хвостовиком

Fig. 1. The device for tapping for bent shank bolts

Снизу под загрузочной секцией 7 в станине жестко установлена на двух подшипниках 11 шестигранная труба 7 с возможностью кругового проворачивания. Сверху шестигранная труба 7 выполнена с индивидуальным приводом 12 с удобным заходом шестигранных гаек внутри трубы. Снизу шестигранная труба установлена соосно к Г-образной трубе 13 несколько увеличенного диаметра и жестко закреплена к станине 1.

Г-образный метчик 10 несколько увеличенных размеров выполнена из двух частей вертикальной верхней вращающейся и нижней 15 Г-образной, которая центрируется в Г-образной трубе с гайками 3. Сверху над загрузочной позицией 8 магазина установлено прижимной механизм поверхности гайки 3 до верхней режущей части метчика 9, который работает в автоматическом реверсном режиме известным способом.

Для уменьшения шума при работе устройства во внутренней трубе жестко установлено пластическую трубу 14 (приклеено), которая по внутреннему диаметру есть во взаимодействии с внешними параметрами гаек 3 с возможностью их свободного осевого перемещения. На наружный диаметр Г-образного хвостовика 10 жестко одета пластическая труба 15 которая внешним диаметром у взаимодействии с внутренними диаметрами гаек для уменьшения шума от взаимодействия гаек с Г - образным хвостовиком.

При этом гайка накручивается и смещается в изогнутой трубе 13, после чего прижим 8 дает следующую гайку 3 и другие где происходит нарезка

резьбы. При этом гайки проталкивают одна другую и по согнутом хвостовике 14 они перемещаются и собираются в емкость 16. Пластмассовые упругие труба 14, 15 и пластин 6 при нарезке резьбы обеспечивает бесшумную работу и улучшает условия работы при непрерывной подачи смазки.

При наполнении емкости 16 ее забирают и устанавливают новую пустую.

К достоинствам устройства относится уменьшение шума и улучшение условий работы.

Процесс нарезки резьбы в гайках характеризуется совокупностью достаточно сложных процессов, пластичными, упругими, температурными деформациями и собственно резки материала гайки.

В процессе автоматического нарезания резьбы в гайках одним из важных параметров, который влияет на точность среднего диаметра, шага и шероховатости поверхности образованной резьбы является угол деформации метчика вследствие динамических нагрузок. Чем больше угол деформации, тем больше погрешность обработки. Особенно это важно при нарезке резьбы малого диаметра с большим шагом, когда жесткость метчика сравнительно низкой.

В процессе работы устройства для нарезания резьбы возникают нагрузки, вызывающие выход из строя его рабочих частей, когда угол относительно поворота между метчиком и хвостовиком превышает допустимый, что определяется из условия прочности составных частей устройства. При этом установлено, что величина угла относительного поворота при динамических нагрузках превышает величину при статических нагрузках.

На основе вышесказанного возникает необходимость в исследовании динамических нагрузок на элементы устройства для нарезания резьбы и характер перемещения его составляющих. Эти перемещения можно найти с помощью решения дифференциальных уравнений движения. Для упрощения расчетов осуществляем некоторую идеализацию системы, не учитывая второстепенные факторы [19-20].

Расчетную схему части устройства для нарезания резьбы в гайках можно представить так, как это показано на рис. 2. Эта модель представлена в виде сосредоточенных масс, соединенных упругими связями [11-12, 18]. Упругие связи допустим невесомыми, характеризующихся постоянным коэффициентом жесткости. Местными напряжениями и деформациями в местах соединения отдельных элементов отвергнуто.

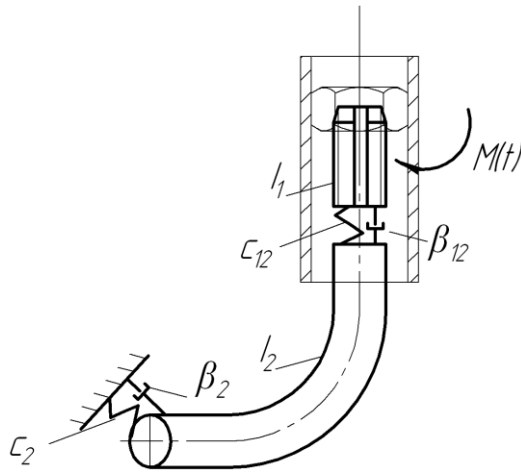


Рис. 2. Расчетная схема части устройства для нарезания резьбы в гайках

Fig. 2. The design scheme parts of the device for threading in the nuts

К сосредоточенным масс отнесены: I_1 – момент инерции метчика; I_2 – моменты инерции хвостовика. Кроме этого, на рисунке 2 показано C_{12} – приведенная жесткость соединения между метчиком и хвостовиком, C_2 – жесткости соединений между хвостовиком и корпусом, β_{12} – коэффициент демпфирования между метчиком и хвостовиком, β_2 – коэффициенты демпфирования между хвостовиком и корпусом.

Во время нарезания резьбы возникает момент резки $M(t)$. Изучению влияния конструктивных и геометрических параметров метчика на установившийся момент резки $\dot{I}_{\delta\epsilon\zeta}$ посвящено большое количество исследований, которые носят преимущественно экспериментальный характер и учитывают в основном три фактора – номинальный диаметр, шаг резьбы и материал гайки. Поэтому момент резки $\dot{I}_{\delta\epsilon\zeta}$ при достижении устойчивого процесса резки можно записать по формуле [1, 14]:

$$M_{\delta\epsilon\zeta} = 10C_i D^q P^y k_p, \quad (1)$$

где: C_m , q , y , k_p – коэффициенты и показатели степени, характеризующие обрабатываемый материал и его качество; D – номинальный диаметр резьбы, мм; P – шаг резьбы, мм.

Поскольку метчик для малых диаметров состоит из трех зубьев и заборной конусной части, для процесса резки можно выделить ряд моментов:

- постепенное врезки первого зуба;
- постепенное врезки второго зуба и резки первым зубом;
- постепенное врезки третьего зуба и резки первым и вторым зубом;
- одновременное нарезания резьбы тремя зубами (установившийся процесс резки)

– постепенный выход зубьев с нарезанной резьбы.

Учитывая то, что в начале и в конце зоны резания, когда происходит врезка и выход зубьев происходит изменение величины глубины резания, на этих участках момент резки $M_1(t)$ для каждого зуба представим соответственно растущей и убывающей линейными зависимостями.

Зависимость роста момента резки $M_1(t)$ для каждого зуба представим функцией:

$$M_1(t) = \frac{M_{пуз}}{zt_v} (t - (z - t)t_1) \quad (2)$$

где: t_v – время, в течение которого проходит постепенное врезки зуба метчика, с; t_1 – время между промежутками врезки предыдущего и последующего зубьев, с; z – количество зубьев на метчик.

Время между промежутками врезки предыдущего и последующего зубьев определяют по формуле:

$$t_1 = \frac{2\pi}{z \cdot \omega}, \quad (3)$$

где: ω – угловая скорость вращения гайки, рад/с.

Используя уравнения (1) и (2), моменты резки представим алгебро-логической функцией [11-13, 18-19]:

$$M_z(t) = \frac{M_1(t) + M_{пуз} - |M_1(t) - M_{пуз}|}{4} + \frac{|M_1(t) + M_{пуз} - |M_1(t) - M_{пуз}||}{4} \quad (4)$$

Момент резания определяем по формуле:

$$M(t) = \sum_{z=1}^z M_z(t). \quad (5)$$

Изменение момента резки $M(t)$ во времени представлено в виде графиков на рис. 3.

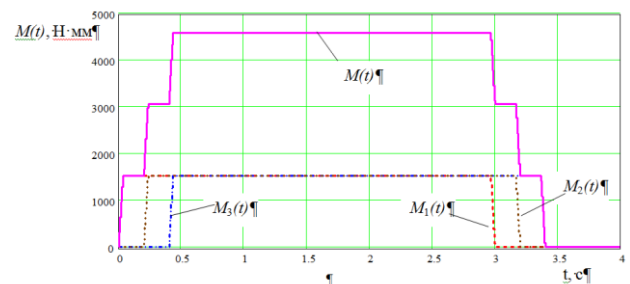


Рис. 3. График изменения момента резки $M(t)$ и моментов резания на каждом зубе $M_z(t)$ во времени

Fig. 3. Graph change of moment the segments $M(t)$ and moments at each the cutting a tooth $M_z(t)$ in the time

Выбираем по обобщенным координатам углы поворота инерционных масс, Кинетическая энергия системы:

$$T = \frac{I_1 \cdot \varphi_1^2}{2} + \frac{I_2 \cdot \varphi_2^2}{2}. \quad (6)$$

Потенциальная энергия системы:

$$\Pi = \frac{C_{12} \cdot (\varphi_2 - \varphi_1)^2}{2} + \frac{C_2 \cdot \varphi_2^2}{2}. \quad (7)$$

Функция рассеяния:

$$\Phi = \frac{\beta_{12} \cdot (\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_1)^2}{2} + \frac{\beta_2 \cdot \dot{\varphi}_2^2}{2}, \quad (8)$$

где: β_{12} – коэффициенты демпфирования.

Составим дифференциальные уравнения движения системы для вынужденных колебаний, применяя уравнения Лагранжа второго рода. Для масс, осуществляющих крутильные колебания:

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}_n} + \frac{\partial \Pi}{\partial \varphi_n} + \frac{\partial \Phi}{\partial \dot{\varphi}_n} = M(t). \quad (9)$$

На основе формулы (9) система дифференциальных уравнений для схемы на рис. 2 будет следующей:

$$\begin{aligned} I_1 \cdot \ddot{\varphi}_1 + \beta_{12} \cdot \dot{\varphi}_1 + C_{12} \cdot (\varphi_1 - \varphi_2) - \beta_{12} \cdot \dot{\varphi}_1 &= M(t) \\ I_2 \cdot \ddot{\varphi}_2 + (\beta_2 + \beta_{12}) \cdot \dot{\varphi}_2 + (C_{12} + C_2) \cdot \varphi_2 & \\ - \beta_{12} \cdot \dot{\varphi}_1 - C_{12} \cdot \varphi_1 &= 0 \end{aligned} \quad (10)$$

Начальные условия для системы уравнений записываем из следующих соображений. При нарезке резьбы до момента столкновения метчика с гайкой, от которого и ведем отсчет времени, не происходит деформации упругих элементов системы. Поэтому, начальные относительные координаты и скорости принимаем равными нулю. Дальнейшая деформация происходит за счет действия внешних сил:

$$\begin{aligned} \varphi_1(0) &= 0, \quad \varphi_2(0) = 0, \\ \dot{\varphi}_1(0) &= 0, \quad \dot{\varphi}_2(0) = 0. \end{aligned} \quad (11)$$

Решение системы нелинейных дифференциальных уравнений (10) с начальными условиями (11) целесообразно провести на компьютере с применением стандартной подпрограммы численного метода Рунге-Кутты.

Величину деформации в месте соединения метчика с хвостовиком определяем по формуле:

$$\psi_1 = \varphi_1 - \varphi_2. \quad (12)$$

По результатам исследований представлены графические зависимости изменения угла деформации метчика во времени (рис. 4), угла деформации метчика относительно хвостовика во времени (рис. 5), скорости деформации метчика во времени (рис. 6) и динамического момента деформации метчика во времени (рис. 7) во время нарезания резьбы M10 [2-3, 5].

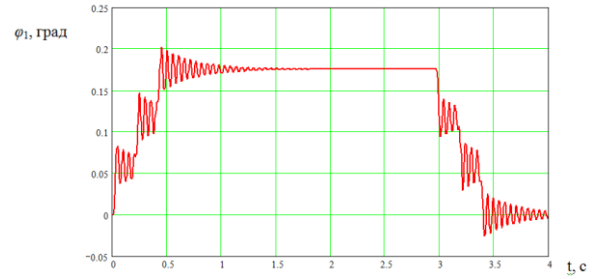


Рис. 4. График изменения угла деформации метчика во времени

Fig. 4. Graph changes in the angle of deformation of the tap in time

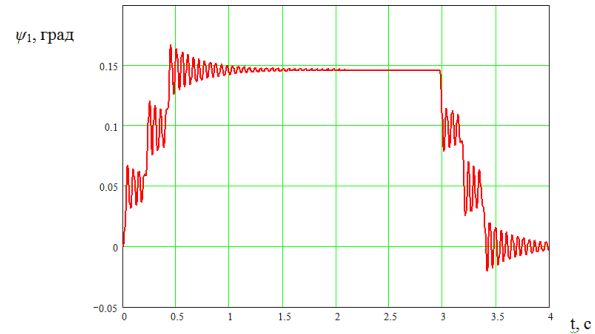


Рис. 5. График изменения угла деформации метчика относительно хвостовика во времени

Fig. 5. Graph changes in the angle of deformation relative to the shank the tap in time

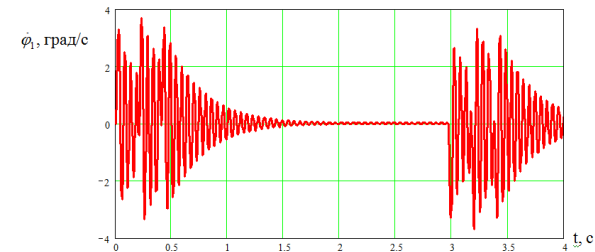


Рис. 6. График изменения скорости деформации метчика во времени

Fig. 6. Graph changes the rate of deformation of the tap in time

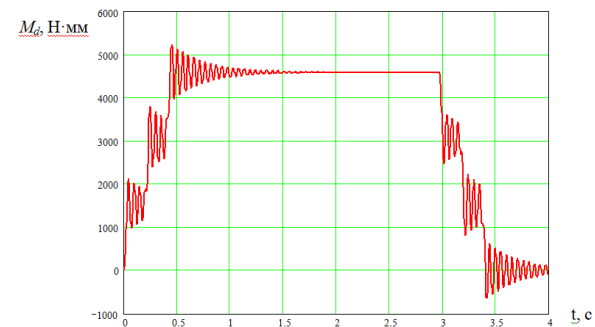


Рис. 7. График изменения динамического момента деформации метчика во времени

Fig. 7. Graph changes the dynamic deformation of the tap moment time

Для проверки адекватности предложенной системы дифференциальных уравнений все их составляющие определялись экспериментально. Из представленных графических зависимостей видно, что угол деформации метчика во времени сначала возрастает при постепенном врезке зубов к 0,2 град, затем стабилизируется при одновременной работе всех зубов на отметке 0,175 град, затем постепенно снижается с затухающими колебаниями до нуля при выходе зубов с нарезанной резьбы.

ВЫВОДЫ

1. Разработана конструкция устройства для нарезания гаек с изогнутыми хвостовиком и доказана практическая целесообразность использования предложенного механизма.

2. На основе созданной динамической модели системы резьбонарезные устройства проведен расчет и представлены графические зависимости изменения угла деформации метчика, угла деформации метчика относительно хвостовика, скорости деформации метчика и динамического момента деформации метчика во времени во время нарезания резьбы как в автоматическом реверсном режиме так и в обычном с уменьшением шума и улотшения работы.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Грановський Г.И. 1954.** Резание металлов. – М.: Машгиз, 472.
2. Справочник технолога-машиностроителя под. Ред. Канд. техн. наук. А.Г.Косиловой и Р.К. Мещеряковой. Т.1. 1985. М.: Машиностроение, 656.
3. Справочник технолога-машиностроителя под. Ред. Канд. техн. наук. А.Г.Косиловой и Р.К.Мещеряковой. Т.2. 1985. М.: Машиностроение, 496.
4. **Аршинов В.А., Алексеев Г.А. 1976.** Резание металлов и режущий инструмент. М.: Машиностроение, 440.
5. **Петрухи П.Г. 1974.** Резание конструкционных материалов, режущие инструменты и станки. Под общей редакцией проф. П.Г. Петрухи М. Машиностроение, 615.
6. **Родин П.Р. 1990.** Основы проектирование режущих инструментов. К.Вища Школа, 422.
7. **Гевко Б.М. 2006.** Технология сельскохозяйственного машиностроения. К.: Кондор, 490. (Украина).
8. **Жолобов А.А., Кириллович В.А., Мельничук П.П. 2008.** Технология автоматизированного производства. Житомир, 1014. (Украина).
9. **Филоненко С.Н. 1975.** Резание металлов. Изд. "Техника" К, 223. (Украина).
10. **Панов А.А., Аникин В.В., Бойл М.Г. 1988.** Под общей редакцией Панова А.А. Обработка металлов резанием: Справочник технолога. М.: Машиностроение, 736.
11. **Loveykin V., Javorska A. 2012.** Screw feeder: optimization of motion modes considering that the moments of resistance forces change under linear law Motrol. Motoryzacja i Energetyka Vol. 14/3. 40-46.
12. **Lytvynov O., Tanas W. 2006.** Towards the dynamic calculation of machines . Motrol. –Tom 8A. 210-223.
13. **Swic A, Taranenko W. 2003.** Projektowanie technologiczne elastycznych systemow produkcyjnych. - Wydawnictwo Politechniki Lubelskiej, 322.
14. **Мазур М.П. 2010.** Основы теории резания материалов: учебник [для высш. учеб. заведений] / М.П.Мазур, Ю.М.Внуков, В.Л. Доброскок, В.А. Залого, Ю.К. Новоселов, Ф.Я. Якубов; под. Общ. Ред. М.П. Мазура. - Львов Новый Мир-2000, 422. (Украина).
15. **Любин Н. В. 1997.** Исследование процесса пластического формообразования внутренней метрической резьбы инструментом с радиальным перемещением деформирующих пластин [Текст]: дис...канд. техн. наук: 05.03.05 / Любин Николай Владимирович; Винницкий гос. технический ун-т. – Винница, 20. (Украина).
16. **Матвиенко А. В. 1999.** Повышение эффективности изготовления тонкостенных резьбовых изделий [Текст]: дис...канд. техн. наук: 05.02.08 / Матвиенко Андрей Васильевич; Донбасская гос. академия строительства и архитектуры. – Макеевка, 177. (Украина).
17. **Кралин А.К. 2009.** Совершенствование технологического обеспечения пластического формообразования резьб на гайках в условиях массового производства [Текст]: учеб. дис . канд. техн. наук: 05.03.05 / А.К.Кралин; Донбасская гос. машиностроительная академия. – Краматорск. 19. (Украина).
18. **Loveykin V.S. 2011.** Bagatomasova model dinamiki ruhu kormozmishuvacha gvintovogo tipu zi zminnim oporom // MOTROL. Commis-sion of Motorization and Energetics in Agriculture – Lublin, Vol. 13B. 124-129.
19. **Мартынцив М.П. 2011.** Динамические расчеты винтовых транспортных механизмов / М.П. Мартынцив, И.Б. Гевко // Научный вестник Национального лесотехнического университета Украины: сборник научных трудов. – Вып. 21.15. - 108-118. (Украина).
20. **Гевко И.Б. 2013.** Научно-прикладные основы создания винтовых транспортно-технологических механизмов: Автореф. дис. на получение наук. степени доктора техн. наук: спец. 05. 02.02 «Машиноведение» / И. Б. Гевко. – Львов, 42. (Украина).

THE STUDY OF THE DYNAMICS OF A DEVICE FOR SCREW THREAD TURNING

Summary. The widespread use of threaded connections in mechanical engineering is stipulated by their simple design, high load bearing capacity, reliability, connectivity and non-connectivity of details. The use of threaded connections is also contributed by a large number of the nomenclature of the special threaded details adapted to different structures as well as by their wide standardization and the low cost in mass production.

It was found that the angle value relatively to the rotation with dynamic loads exceeds the static load value. The Differential equations of system motion for the forced oscillations in the form of Lagrange equations of

the 2nd kind are developed. The system of nonlinear differential equations is developed on the computer using a standard program of numerical method Runge-Kutt.

Based on the research results, the graphical dependencies of changing the angle of deformation of the tap in time, as well as the displacement angle of the tap in time, the rate of deformation of the tap.

It was found that the angle of deformation of the tap in time firstly increases with continuous threading the teeth to 0,2grad, and then stabilizes in the simultaneous operation of all the teeth on the winding 0,175grad, then gradually decreases with fluctuations subside to zero when leaving teeth tapped.

Key words: conveyer, operation, maintenance, cost price.

ОБОСНОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ УСТРОЙСТВА ДЛЯ СРЕЗАНИЯ КОЧАНОВ КАПУСТЫ

Андрей Здобицкий

*Львовский национальный аграрный университет
Ул. В. Великого 1, Дубляны, Украина. E-mail: zdanyar31@gmail.com*

Andriy Zdobytskij

*Lviv National Agrarian University,
St. Vladimir the Great 1, Dubliany, Ukraine. E-mail: zdanyar31@gmail.com*

Аннотация. Проведен анализ современного состояния технологического процесса уборки капусты средствами малой механизации, на основе чего обоснована целесообразность разработки устройства для срезания кочанов капусты на базе культиватора и исследования эффективности его работы в зависимости от конструктивных и технологических показателей.

Рассмотрены и проанализированы особенности процесса срезания кочанов капусты при различных режимах работы агрегата в зависимости от показателей самого урожая (связь корневища капусты с почвой). Также установлено условие контактного взаимодействия режущей культиваторной лапы с кочаном капусты, при котором происходит полный его срез.

Приведена методика и результаты исследования коэффициента трения кочана капусты по лезвию режущей лапы прибором конструкции В.А. Желиговского на различных частях корня (под корневой шейкой, средняя, верхняя части).

Определен основной критерий оценки качества работы устройства - количество несрезанных кочанов, который выражается в процентах и зависит от угла установки режущей лапы, скорости движения агрегата и высоты среза кочана.

Описана методика и результаты проведения полного трехфакторного планированного эксперимента на трех уровнях. Приведены результаты полевых испытаний машинно-тракторного агрегата, оборудованного предложенным устройством для срезки кочанов капусты на базе культиватора, а также соответствие показателей его работы агротехническим требованиям, которые предъявляются к процессу уборки.

Приведено уравнение регрессии для определения расчетным методом в процентах количества несрезанных кочанов капусты, на основе которого построены поверхности отклика влияния весовых факторов на критерий оптимизации. Установлено, что с ростом скорости движения агрегата более 2,5 км/ч, угла установки лапы более 25 градусов и высоты среза кочана (то есть в верхней части) уменьшается количество несрезанных кочанов до 5%, а при минимальных значениях параметров разработанного устройства данный показатель может возрасти до 10%.

Ключевые слова: капуста, кочан, устройство, режущая лапа, коэффициент трения, высота среза, агрегат.

ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМЫ

При производстве капусты важнейшими задачами являются сокращение потерь и снижение себестоимости продукции. Особенно большие потери капусты бывают при хранении. Важным условием повышения лежкости капусты является закладка кочанов на хранение без сильных механических повреждений. Повреждения кочанов капусты тесно связаны с использованием механизированных способов сбора, позволяющих значительно повысить производительность труда [1-3, 10].

В связи с этим актуальными являются исследования, направленные на разработку новых и совершенствование существующих рабочих органов и приспособлений для механизированного срезания кочанов капусты с наименьшими энергозатратами и минимальными повреждениями головок капусты.

АНАЛИЗ ПОСЛЕДНИХ ИССЛЕДОВАНИЙ И ПУБЛИКАЦИЙ

Теоретические исследования процесса взаимодействия режущей лапы с кочаном капусты не нашли достаточного отображения в литературных источниках. В основном информация касается существующих технологий производства капусты и соответствующих средств механизации для их реализации, которым посвящен ряд научных работ как отечественных [3, 9, 12, 15], так и зарубежных [19, 20] ученых.

В результате анализа технологического процесса срезки кочанов исследователями установлено, что во время действия лапы на кочан капусты он может быть перерезан, разорван или выдернут из почвы, что абсолютно недопустимо. Для того чтобы срезать кочан капусты, необходимо, чтобы лезвие лапы было не толще 0,3 мм, а скорость движения агрегата – достаточна для обеспечения полного среза кочана. Ученые считали, что в случае обеспечения этих условий лапа своим лезвием будет выдерживать кочан капусты, а если корневая система не теряет связи с почвой, то он срезается, но не полностью. Разрушение кочана капусты может произойти от растяжения, излома, смятия или от действия этих деформаций одновременно. Это зависит не только от параметров самой лапы, но и от самого урожая. Основное требование к лапе состоит в том, чтобы трещины, которые образуются в почве, не освобождают от связей с почвой корневище капусты до тех пор, пока не оно будет срезано [4, 6-8].

На основе анализа теоретических положений процесса установлены условия скольжения материала вдоль лезвия во время резки. Когда скорость лезвия перпендикулярна его длине, то скольжения лезвия по материалу не происходит. Если лезвие движется под некоторым углом к нормали так, что углубившись в материал на некоторую величину, лезвие пройдет по касательному направлению определенный путь, то это перемещение не обязательно создаст продольное скольжение лезвия [8, 13].

Поскольку лезвие ножа (лапы) создает давление на кочерыжку, которая перерезается по нормали при действии нормального давления, то, рассматривая действие этой силы, ее раскладывали по направлению движения ножа вдоль лезвия. Рассматривая отдельно действие этих сил, было установлено, что когда точка лезвия встречает на своем пути материал, то сила нормального давления пытается эту часть материала переместить вместе с лезвием, а также вдоль лезвия ножа [16-18]. Чтобы частица материала скользила под действием силы, нормальной к лезвию, продольная сила должна преодолеть силу трения, которая зависит от коэффициента трения, последний необходимо определить экспериментально.

ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Для повышения эффективности сбора урожая капусты частично механизированным способом необходимо разработать и испытать устройство для срезки кочанов капусты на базе культиватора; исследовать влияние основных его технико-технологических параметров на процесс и провести испытания экспериментальной установки в полевых условиях.

ИЗЛОЖЕНИЕ ОСНОВНОГО МАТЕРИАЛА

Силы трения всегда препятствуют перемещению одного из взаимодействующих тел относительно другого. Если одно тело скользит по поверхности другого, то это трение скольжения, а если катится по нему - трения качения.

При определении коэффициента трения кочанов капусты использовался прибор конструкции В.А. Желиговского (рис. 1) [16]. Поверхность трения избиралась аналогичная рабочей поверхности режущей лапы.

В качестве объекта исследований выбраны кочерыжки капусты, которые фиксировались в каретке прибора В.А. Желиговского, на линейке которого закреплялся образец поверхности трения. Наклонная плоскость подымалась на угол, при котором начиналось движение кочанов. Определив направление равнодействующей от силы трения и нормали, путем построения силового треугольника был найден угол и коэффициент трения. Прибор для определения коэффициента трения кочанов капусты по поверхности режущей лапы (рис. 1) состоит из линейки 1, каретки 2, самописца 3, исследуемой пары материалов 4, колодки 5, горизонтальной поверхности с чертежной бумагой 6.

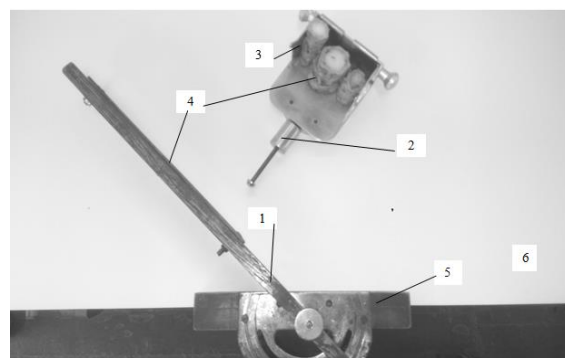


Рис. 1. Оборудование для исследования коэффициента трения

Fig. 1. Equipment for research coefficient of friction

Испытаниям подвергались несколько кочанов с различными размерно-массовыми характеристиками (рис. 2) с одинаковой влажностью (чем устранялось изменение их физико-механических свойств).



Рис. 2. Образцы исследуемых материалов

Fig. 2. The samples studied materials

Поскольку согласно агротехническим требованиям высота среза кочанов капусты может быть различной и зависит от высоты растения, исследовались три разные части кочана (под корневой шейкой, средняя и верхняя части) (табл. 1).

Таблица 1. Результаты исследования коэффициентов трения лапы по разным частям кочана

Table 1. Results of the study of friction coefficients paws on different parts of head

Поверхность трения	Значение коэффициента		
	максимальное	минимальное	среднее
Под корневой шейкой	0,75	0,62	0,68
Средняя часть	0,45	0,6	0,52
Верхняя часть	0,5	0,45	0,47

На основе анализа полученных данных (табл. 1) установлено, что минимальное значение коэффициента трения соответствует верхней части кочана, поскольку допускается остаток кочана не более 3 см.

Полученные экспериментально значения коэффициента трения использовались для определения конструктивных параметров режущей лапы и угла ее установки, при котором обеспечивается полный срез кочанов согласно технологическим показателям работы.

На основе проведенного аналитического и экспериментального исследования процесса срезания кочанов установлено, что качество работы разработанного устройства зависит от следующих факторов: x_1 – угол установки режущей лапы, град; x_2 – скорость движения агрегата, км/ч; x_3 – высота среза кочана, мм.

Для установления взаимосвязи между факторами и критерием оптимизации (процент несрезанных кочанов) проведен полный трехфакторный планированный эксперимент на трех уровнях типа $3k$, который дал возможность получить уравнения регрессии при минимальном количестве опытов и минимальных затратах на обработку полученных результатов с максимальной их информативностью [5, 11, 14].

Выбрав пределы изменения факторов и переведя натуральные значения в безразмерные величины, мы осуществили кодирование факторов согласно методике [11]. Полученные результаты расчетов внесены в табл. 2.

Таблица 2. Варьирование факторов
Table 2. Variation factors

Фактор	Уровень факторов			Интервал, ϵ
	нижний	нулевой	верхний	
	-	0	+	
x_1 – угол установки режущей лапы, град;	20	25	30	5
x_2 – скорость движения агрегата, км/ч.	1	2	3	1
x_3 – высота среза кочана, мм.	0	25	50	25

Для проведения исследований разработана экспериментальная установка устройства для срезания кочанов капусты (рис. 3). Данное приспособление устанавливается на место рабочих органов культиватора и служит средством для срезания кочанов на необходимую высоту, рабочим органом которого является установленный под углом к направлению движения горизонтальный пассивный подрезной нож 1 (режущая лапа) с закрепленной сбоку вертикально расположенной пластиной, установленной на стойке 3. К пластине 2 с помощью оси с подшипником 4 прикреплен вертикальный дисковый нож 5. В стойке 3 и пластине 2 выполнен продольный паз для перемещения ножа 1 с пластиной 2 относительно дискового ножа 5 с фиксацией в заданном положении с помощью бокового крепления. Тыльная сторона горизонтального пассивного ножа 1 расположена под углом 20-30 градусов к плоскости дискового ножа 5. Рабочий орган крепится шарнирно к секции культиватора 6.

Результаты проведенных экспериментальных исследований выражены математической моделью в виде полинома, который называется уравнением регрессии, в таком виде [11, 14]:

$$y = 7,55 + 0,16 \varphi + 3 v - 0,137h - 0,5 v^2 - 0,0014h^2 \quad (1)$$

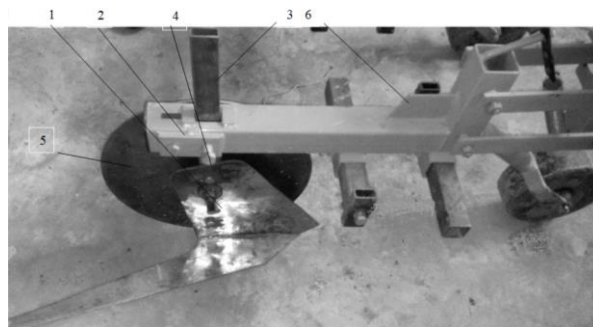


Рис. 3. Общий вид экспериментального образца устройства для срезания кочанов капусты

Fig. 3. General view of the experimental sample device for cutting cabbages

Уравнение регрессии в раскодированном виде позволяет определить расчетным методом в процентах количество несрезанных кочанов капусты в процессе работы разработанного устройства. Область эксперимента выбрана на основании проведенных исследований, которыми установлено, что при минимальной скорости движения агрегата и высоте среза растет процент несрезанных кочанов капусты и, как следствие, увеличиваются затраты труда и времени на процесс сбора капусты, в частности загрузки кочанов на платформу, которая движется впереди работников.

На основе уравнения (1) построены поверхности отклика (рис. 4 – 6). Во время их построения варьировались только два фактора, а третий оставался равным нулю. Для этого нами было использовано программное обеспечение Statistica 6.0. Как видно из рис. 4 – 6, с ростом скорости движения агрегата свыше 2,5 км/ч, угла установки лапы более 25 градусов и высоты среза кочана (у верхней части) уменьшается количество несрезанных кочанов до 5%, а при минимальных значениях параметров разработанного устройства этот показатель может возрасти до 10%.

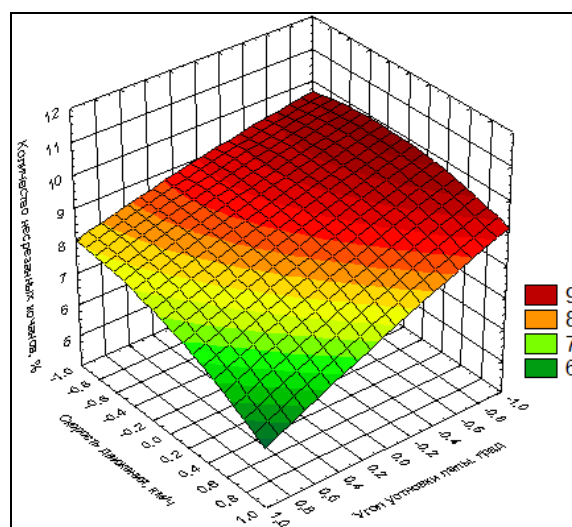


Рис. 4. Поверхности отклика $f(v, \varphi)$

Fig. 4. Surface review $f(v, \varphi)$

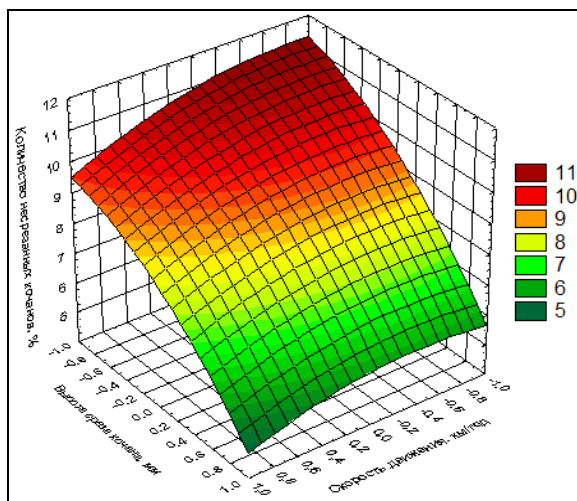


Рис. 5. Поверхности отклика $f(h, v)$

Fig. 5. Surface review $f(h, v)$

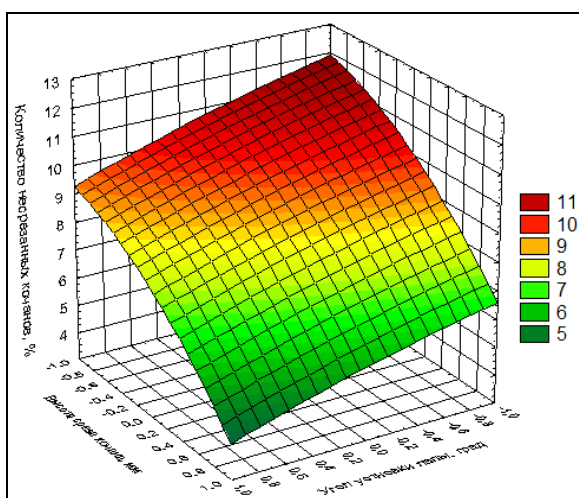


Рис. 6. Поверхности отклика $f(h, \varphi)$

Fig. 6. Surface review $f(h, \varphi)$

Для применения частично механизированной технологии уборки капусты изготовлен и испытан экспериментальный образец устройства для срезания кочанов. Производительность за 1 ч. времени составляет 0,18 га, а угол установки режущей лапы составляет 28 град.



а)



б)

Рис. 7. Экспериментальное орудие для срезания кочанов капусты: а – общий вид капусторезального агрегата; б – работа агрегата в поле

Fig. 7. Experimental tools for cutting cabbages: а – general view of cabbages cut of aggregate; б – there is a fieldwork of aggregate

На рис. 7 представлен машинотракторный агрегат, оборудованный устройством для срезания кочанов капусты на базе культиватора, который обеспечивает следующие агротехнические показатели работы:

- сплошной срез всех сортов капусты, которые предусмотрены для сбора и имеют средние и поздние сроки созревания;
- количество допустимых потерь стандартных кочанов не более 1%;
- из-за разной высоты среза в пределах от 0 до 50 мм – остатки кочана не более 3 см;
- количество загрязненных и с механическими повреждениями кочанов в совокупности не выше 5% по массе.

ВЫВОДЫ

Обоснованы целесообразность и актуальность проблемы повышения качества выполнения технологического процесса уборки капусты, а также возможности уменьшения затрат труда на процесс срезания кочанов.

1. Для повышения эффективности технологии уборки капусты предложено применить устройство для срезания кочанов, которое может использоваться при частично механизированном способе уборки. Данное приспособление устанавливается на место рабочих органов культиватора и служит средством для срезания кочанов на необходимую высоту.

2. Разработанные программа и методики экспериментальных исследований, позволяют подтвердить адекватность теоретических положений, провести экспериментальное определение параметров и использовать их в аналитических зависимостях, описывающих процесс срезания кочанов.

3. В результате проведенных экспериментальных исследований установлено, что основным критерием качественной работы разработанного устройства является количество несрезанных кочанов (выражается в процентах), которое зависит от

угла установки режущей лапы, скорости движения агрегата и высота среза кочана.

4. Результаты проверки устройства для срезания кочанов капусты на базе культиватора в полевых условиях показали, что данное приспособление обеспечивает агротехнические требования полный срез кочанов, а также повышает эффективность процесса уборки урожая капусты.

5. Для применения частично механизированной технологии уборки капусты изготовлен и испытан экспериментальный образец устройства для срезания кочанов. Производительность за 1 час рабочего времени составляет 0,18 га, угол установки режущей лапы составляет 28 градусов.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **АС. № 483084** МПК А01D45/26 СССР Устройство для уборки капусты / Омельченко С.Н., Шкатова А.П., Музлаев Э.С., Ермоленко П.Г. и Вульфович В.П. – №191384630-15; заявл. 28.04.73; опубл. 05.09.75. Бюл. № 33.
2. **АС. № 704512** СССР, МПК А01D45/26 Рабочий орган капустоуборочной машины / Нананенко А. К. и Локтионов Г. Г. – № 2567674/30-15; – заявл. 10.01.78; опубл. 25.12.79. Бюл. №47.
3. **Балаев Т.Б., Попов А.А., Романовский Н.В. 1988.** Поточная технология уборки капусты // Механизация и электрификация сельского хозяйства. – № 10. 14.
4. **Босой Е.С. 1967.** Режущие аппараты уборочных машин – М.: Машиностроение, 168.
5. **Веденяпин Г.В. 1973.** Общая методика экспериментального исследования и обработки данных / Г.В. Веденяпин. – М.: Колос, 199.
6. **Войтюк Д.Г., Яцун С.С., Довжик М.Я. 2006.** Теория сельскохозяйственных машин: практикум; учеб. пособ. за ред. С. С. Яцуна. – К.: Аграрное образование, 156. (Украина).
7. **Горячкин В. П. 1968.** Собрание сочинений: в 3 т. Изд. 2-е. М.: Колос, 720.
8. **Зайка П. М. 2001.** Теория сельскохозяйственных машин : учеб. пособ. Т. 1, ч. 1: Машины и орудия для обработки почвы; Харьк. гос. техн. ун-т. сельск. гоз-ва. – Харьков: ОКО, 444. (Украина).
9. Капуста белокочанная. 1988. Технология промышленного производства. - М.: ВО Агропромиздат, 77.
10. **Майковский И.А., Попов П.С. 1976.** Направление развития конструкций технических средств уборки кочанной капусты (отечественный и зарубежный опыт): обзор информ. // ЦНИИЭТИ Тракторсельхозмаш. Сер. Сельскохозяйственные машины, агрегаты и узлы. – М., 48.
11. **Мельников С.В., Алешкин В.Р., Рощин П.М. 1980.** Планирование эксперимента в исследованиях сельскохозяйственных процессов – Л.: Колос, 168.
12. **Петров Г.Д., Бекетов П.В. 1983.** Механизация возделывания и уборки овощей – М.: Колос. 287.
13. **Резников Л.А. Ещенко В.Т. 1991.** Основы проектирования и расчета сельскохозяйственных машин / Л.А. Резников. – М.: Агропромиздат, – 543.
14. **Сиротюк В.М. 2004.** Машины та обладнання для тваринництва: навч. посіб. – Львів : Магнолія плюс, 200.
15. **Трубилин Е.Н., Абликов В.А., Соломатина Л.П., Лютый А.Н. 2009.** Машины для уборки сельскохозяйственных культур «Конструкции, теория и расчет учеб. пос. - 2 изд перераб. и дополн.– КГАУ, Краснодар, 216.
16. **Хайлис Г.А., Ковалев М.М. 1994.** Исследования сельскохозяйственной техники и обработка опытных данных – М.: Колос, 169.
17. **Хайлис Г.А. 1992.** Основы теории и расчета сельскохозяйственных машин : учеб. пособие. – К.: Изд – во УСГА, 240. (Украина).
18. **Хайлис Г.А. 1994.** Механика растительных материалов – К.: УААН, 335.
19. **Kowalczyk Z., Wnęk A. 2007.** Ekonomiczne aspekty mechanizacji produkcji gruntowej raz pod osłonami wybranych warzyw. Inżynieria Rolnicza Kraków. 6 (94). 268.
20. **Bohdziewicz J. 2006.** Właściwości mechaniczne warzyw o kształcie kulistym. Inżynieria Rolnicza Kraków 5 (80) 420.

SUBSTANTIATION OF THE PARAMETERS OF THE DEVICE FOR CUTTING CABBAGES

Summary. The current state of the technological process of cabbage harvesting by means of small mechanization are analysed; on the basis of analyse the expediency of the development of a device to cut the cabbage heads at the cultivator base is grounded and of the effectiveness of developed mean depending on constructive and technological parameters should be studied.

The process features of the cabbage heads cut in different modes of unit operation depending on the crop yield (the cabbage rhizome sprouts connection with soil) are reviewed and analysed. It is also the condition of contact interaction of the cultivator cutting blade with the head of cabbage are established in which the head of cabbage is cut completely.

The methodology and results of a study of the friction coefficient of cabbage on the cutting blades with device of V.A. Zheligowski design on different parts of the root (under root neck, middle, top) are carried out.

The main criterion for assessing the quality of the device - the number of not cut cabbage heads is expressed in percentages and depends on the angle installation of the cutting blades as well the speed of the unit and the height of cut of head are determined.

The methodology and results of the full three factor planned experiment at three levels are described. The results of field testing of tractor aggregate equipped with the proposed device for cabbage heads cutting at the base of the cultivator are carried out, as well the compliance of indicators of cultivator work to the agricultural requirements of the harvesting process.

The regression equation for determination of the percentage of the number of not cut cabbage heads by

calculus mode are presented as well the response surface of the influence of significant factors on the optimization criterion. It is established that with increasing of speed of the unit by more than 2.5 km/h, the installation angle of the cut blades more than 25 degree and cutting height of head in the top the number of not cut

cabbage heads are reduced to 5%. With the minimum values of the maintenance parameters of the developed device the number of not cut cabbage heads could increase to 10%.

Key words: cabbage, head, device, cutting blade, the friction coefficient, cutting height.

СОДЕРЖАНИЕ

Владимир Кувачев, Василий Митков, Александр Шульга. МОДЕЛИРОВАНИЕ ПЛОСКО-ПАРАЛЛЕЛЬНОГО ДВИЖЕНИЯ В ВЕРТИКАЛЬНОЙ ПЛОСКОСТИ ШИРОКОКОЛЕЙНОГО АГРОСРЕДСТВА ДЛЯ КОЛЕЙНОЙ СИСТЕМЫ ЗЕМЛЕДЕЛИЯ	3
Андрей Бондарь. МЕТОД КОНТРОЛЯ СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ КОЛЕСНОЙ МАШИНОЙ С ЦЕЛЬЮ ОБЕСПЕЧЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОЙ РАБОТЫ	13
Анатолий Панченко, Анжела Волошина, Игорь Панченко. ДИНАМИКА ИЗМЕНЕНИЯ ВЫХОДНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ГИДРОВРАЩАТЕЛЯ ПЛАНЕТАРНОГО ТИПА В СОСТАВЕ ГИДРОАГРЕГАТА С ПРИВОДНЫМ ДВИГАТЕЛЕМ.....	17
Владимир Дидур, Валентин Ткаченко, Александр Ткаченко, Владимир Дидур. МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ПРОЦЕССА ПОДГОТОВКИ МАСЛИЧНОГО СЫРЬЯ В МНОГОЧАННОЙ ЖАРОВНЕ.....	29
Андрей Париев, Борис Болтянский, Олег Дробышев, Татьяна Коротченко. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ РАЗБРАСЫВАТЕЛЯ ПОДСТИЛКИ С РОТОРНО-ПАЛЬЦЕВЫМ РАБОЧИМ ОРГАНОМ.....	37
Олег Болтянский, Ирина Милаева, Алексей Стефановский. ОПТИМАЛЬНОЕ СООТНОШЕНИЕ ДИЗЕЛЬНОГО И ГАЗООБРАЗНОГО ТОПЛИВ ПО КРИТЕРИЮ ПРИВЕДЕННОГО ВЫБРОСА ТОКСИЧНЫХ ВЕЩЕСТВ.....	43
Наталья Болтянская, Олег Болтянский. АНАЛИЗ ОСНОВНЫХ НАПРАВЛЕНИЙ РЕСУРСОСБЕРЕЖЕНИЯ В ЖИВОТНОВОДСТВЕ.....	49
Александр Караев, Сергей Сушко, Валентина Одинцова. ФОРМИРОВАНИЕ БАЗЫ ДАННЫХ ДЛЯ АВТОМАТИЗИРОВАННОГО УПРАВЛЕНИЯ ФИЗИОЛОГИЧЕСКИМ СОСТОЯНИЕМ ПЛОДОВЫХ ДЕРЕВЬЕВ МЕЛКОДИСПЕРСНЫМ ДОЖДЕВАНИЕМ.....	55
Кюрчев Сергей, Пенев Олег, Мирненко Юрий, Станислав Сосновский. ОПТИМИЗАЦИЯ ПАРАМЕТРОВ ЧИСТОВОЙ ОБРАБОТКИ ПЛАСТИЧЕСКИМ ДЕФОРМИРОВАНИЕМ ВАЛОВ.....	61
Дмитрий Милько. РЕЗУЛЬТАТЫ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ ПРЕССА ПРЕДВАРИТЕЛЬНОГО УПЛОТНЕНИЯ С КЛИНОПОДОБНОЙ КАМЕРОЙ ДЛЯ РАСТИТЕЛЬНЫХ МАТЕРИАЛОВ.....	67
Наталья Цивенкова, Анна Голубенко, Александр Муляр, Леонид Лось, Александр Романишин. ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕХНИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ СИСТЕМЫ ОЧИСТКИ ГЕНЕРАТОРНОГО ГАЗА.....	71
Олег Ляшук, Андрей Дячун, Тетяна Навроцька, Стефания Билык. ИССЛЕДОВАНИЕ СИЛОВЫХ ПАРАМЕТРОВ ПРОЦЕССА КАЛИБРОВКИ ВИТКОВ ВИНТОВОГО РАБОЧЕГО ОРГАНА.....	81
Богдан Гевко, Андрей Дячун, Назар Марчук. ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИКИ УСТРОЙСТВА ДЛЯ НАРЕЗАНИЯ РЕЗЬБЫ	87
Андрей Здобицкий. ОБОСНОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ УСТРОЙСТВА ДЛЯ СРЕЗАНИЯ КОЧАНОВ КАПУСТЫ.....	93

List of the Reviewers

- | | | | |
|----|---------------|-----|---------------|
| 1. | R. Kuzminskyi | 8. | A. Voloshina |
| 2. | B. Gevko | 9. | S. Kovalyshyn |
| 3. | I. Grabar | 10. | V. Dmytriv |
| 4. | A. Panchenko | 11. | O. Kalahan |
| 5. | E. Mikhailov | 12. | V. Didur |
| 6. | V. Tarasenko | 13. | A. Lezhenkin |
| 7. | V. Tymochko | 14. | Ya. Semen |

Editors of the “MOTROL” magazine of the Commission of Motorization and Power Industry in Agriculture would like to inform both the authors and readers that an agreement was signed with the Interdisciplinary Centre for Mathematical and Computational Modelling at the Warsaw University referred to as “ICM”. Therefore, ICM is the owner and operator of the IT system needed to conduct and support a digital scientific library accessible to users via the Internet called the “ICM Internet Platform”, which ensures the safety of development, storage and retrieval of published materials provided to users. ICM is obliged to put all the articles printed in the “MOTROL” on the ICM Internet Platform. ICM develops metadata, which are then indexed in the “Agro” database.

We are pleased to announce that the magazine “MOTROL – Motorization and Energetics in Agriculture” (ISSN 1730-8658) has undergone a positive evaluation of the IC Journals Master List 2013, the result of which is granting the ICV Index (Index Copernicus Value) 6.56 pts. The resulting score was calculated on the basis of a survey submitted by the Editorial Team as well as assessments made by the professionals from Index Copernicus. We invite you to familiarize yourself with the methodology of IC Journals Master List evaluation:

<http://journals.indexcopernicus.com/masterlist.php?q=motrol>

Impact factor of the “MOTROL” journal according of the Commission of Motorization and Energetics in Agriculture is 2,5 (April 2016).

GUIDELINES FOR AUTHORS (2016)

The journal publishes the original research papers. The papers (min. 8 pages) should not exceed 12 pages including tables and figures. Acceptance of papers for publication is based on two independent reviews commissioned by the Editor.

Authors are asked to transfer to the Publisher the copyright of their articles as well as written permissions for reproduction of figures and tables from unpublished or copyrighted materials.

Articles should be submitted electronically to the Editor and fulfill the following formal requirements:

- Clear and grammatically correct script in English,
- Format of popular Windows text editors (A4 size, 12 points Times New Roman font, single interline, left and right margin of 2,5 cm),
- Every page of the paper including the title page, text, references, tables and figures should be numbered,
- SI units should be used.

Please organize the script in the following order (without subtitles):

Title, Author(s) name (s), Affiliations, Full postal addresses, Corresponding author's e-mail

Abstract (up to 200 words), Keywords (up to 5 words), Introduction, Materials and Methods, Results, Discussion (a combined Results and Discussion section can also be appropriate), Conclusions (numbered), References, Tables, Figures and their captions

Note that the following should be observed:

An informative and concise title; Abstract without any undefined abbreviations or unspecified references; No nomenclature (all explanations placed in the text); References cited by the numbered system (max 5 items in one place); Tables and figures (without frames) placed out of the text (after References) and figures additionally prepared in the graphical file format jpg or cdr.

Make sure that the tables do not exceed the printed area of the page. Number them according to their sequence in the text. References to all the tables must be in the text. Do not use vertical lines to separate columns. Capitalize the word 'table' when used with a number, e.g. (Table1).

Number the figures according to their sequence in the text. Identify them at the bottom of line drawings by their number and the name of the author. Special attention should be paid to the lettering of figures – the size of lettering must be big enough to allow reduction (even 10 times). Begin the description of figures with a capital letter and observe the following order, e.g. Time(s), Moisture (% vol), (% m³m⁻³) or (% gg⁻¹), Thermal conductivity (W m⁻¹K⁻¹).

Type the captions to all figures on a separate sheet at the end of the manuscript.

Give all the explanations in the figure caption. Drawn text in the figures should be kept to a minimum. Capitalize and abbreviate 'figure' when it is used with a number, e.g. (Fig. 1).

Colour figures will not be printed.

Make sure that the reference list contains about 30 items. It should be numbered serially and arranged alphabetically by the name of the first author and then others, e.g.

7. Kasaja O., Azarevich G. and Bannel A.N. 2009. Econometric Analysis of Banking Financial Results in Poland. Journal of Academy of Business and Economics (JABE), Vol. IV. Nr 1, 202–210.

References cited in the text should be given in parentheses and include a number e.g. [7].

Any item in the References list that is not in English, French or German should be marked, e.g. (in Italian), (in Polish).

Leave ample space around equations. Subscripts and superscripts have to be clear. Equations should be numbered serially on the right-hand side in parentheses. Capitalize and abbreviate 'equation' when it is used with a number, e.g. Eq. (1). Spell out when it begins a sentence. Symbols for physical quantities in formulae and in the text must be in italics. Algebraic symbols are printed in upright type.

Acknowledgements will be printed after a written permission is sent (by the regular post, on paper) from persons or heads of institutions mentioned by name.