

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 7

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: *Ilia 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

<i>Dariusz Andrejko</i> , Lublin, Poland	<i>Jaromir Mysłowski</i> , Szczecin, Poland
<i>Andrzej Baliński</i> , Kraków, Poland	<i>Ignacy Niedziółka</i> , Lublin, Poland
<i>Volodymyr Bulgakow</i> , Kiev, Ukraine	<i>Stanisław Nikolajenko</i> , Kiev, Ukraine
<i>Zbigniew Burski</i> , Lublin, Poland	<i>Paweł Nosko</i> , Lugansk, Ukraine
<i>Karol Cupiał</i> , Częstochowa, Poland	<i>Gennadij Oborski</i> , Odessa, Ukraine
<i>Aleksandr Dashchenko</i> , Odessa, Ukraine	<i>Yurij Osenin</i> , Lugansk, Ukraine
<i>Kazimierz Dreszer</i> , Lublin, Poland	<i>Marian Panasiewicz</i> , Lublin, Poland
<i>Konstantin Dumenko</i> , Mykolayiv, Ukraine	<i>Sergiej Pastushenko</i> , Mykolayiv, Ukraine
<i>Dariusz Dziki</i> , Lublin, Poland	<i>Iwan Rohowski</i> , Kiev, Ukraine
<i>Stepan Epoyan</i> , Kharkiv, Ukraine	<i>Zinovii Ruzhylo</i> , Kiev, Ukraine
<i>Jan Gliński</i> , Lublin, Poland	<i>Vjacheslav Shebanin</i> , Mykolayiv, Ukraine
<i>Dimitriy Goncharenko</i> , Kharkiv, Ukraine	<i>Povilas A. Sirvydas</i> , Kaunas, Lithuania
<i>Janusz Grzelka</i> , Częstochowa, Poland	<i>Volodymyr Snitynskiy</i> , Lviv, Ukraine
<i>Aleksandr Holubenko</i> , Lugansk, Ukraine	<i>Stanisław Sosnowski</i> , Rzeszów, Poland
<i>L.P.B.M. Jonsen</i> , Groningen, Holland	<i>Henryk Sobczuk</i> , Lublin, Poland
<i>Stepan Kovalyshyn</i> , Lviv, Ukraine	<i>Ludvikas Spokas</i> , Kaunas, Lithuania
<i>Józef Kowalczyk</i> , Lublin, Poland	<i>Andrzej Stępniewski</i> , Lublin, Poland
<i>Volodymyr Kravchuk</i> , Kiev, Ukraine	<i>Michał Sukach</i> , Kiev, Ukraine
<i>Petro Kulikov</i> , Kiev, Ukraine	<i>Aleksandr Sydoruk</i> , Kiev, Ukraine
<i>Elżbieta Kusińska</i> , Lublin, Poland	<i>Beata Ślaska-Grzywna</i> , Lublin, Poland
<i>Andrzej Kusz</i> , Lublin, Poland	<i>Wojciech Tanaś</i> , Lublin, Poland
<i>Janusz Laskowski</i> , Lublin, Poland	<i>Giorgiy F. Tayanowski</i> , Minsk, Bielarus
<i>Kazimierz Lejda</i> , Rzeszów, Poland	<i>Leonid Tishchenko</i> , Kharkiv, Ukraine
<i>Jerzy Merkiś</i> , Poznań, Poland	<i>Denis Viesturs</i> , Ulbrok, Latvia
<i>Sławomir Mikrut</i> , Rzeszów, Poland	<i>Anatolij Yakovenko</i> , Odessa, Ukraine
<i>Jarostaw Mykhajlovych</i> , Kiev, Ukraine	<i>Tadeusz Złoto</i> , Częstochowa, Poland
<i>Janusz Mysłowski</i> , Szczecin, 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: *Stepan Epoyan*

Typeset: *Viktor Shevchuk, Elena Babenko, 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 Kharkiv Petro Vasylenko National Technical University of Agriculture 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, 80381

Publishing Office address

Lviv National Agrarian University, St. Vladimir the Great, 1, Dubliany, 80381

ISSN 1730-8658
Edition 150+16 vol.

АНАЛИЗ ТЕПЛООВОГО СОСТОЯНИЯ ПОЛОСОВОГО МЕТАЛЛА И ВАЛКОВ ПРИ ПРОКАТКЕ ГОРЯЧЕКАТАНОГО ЛИСТА

Олег Тришевский, Николай Салтавец

*Харьковский национальный технический университет сельского хозяйства
имени Петра Василенко*

Ул. Артема, 44, Харьков, Украина. E-mail: 3shev@ukr.net

Oleg Trishevsky, Nikolay Saltavets

Kharkiv Petro Vasylenko National Technical University of Agriculture

St. Artema, 44, Kharkov, Ukraine. E-mail: 3shev@ukr.net

Аннотация. Установлено, что важнейшей задачей дальнейшего развития оборудования и технологии производства одного из наиболее широко используемых в сельскохозяйственном машиностроении видов конструкционных материалов – тонколистового проката, является дальнейшее расширение его сортамента, увеличение объёмов выпуска с одновременным улучшением качества и сокращением затрат на выпускаемую продукцию. Одним из путей решения этой задачи является исследование и широкое внедрение новых технологических процессов прокатки с использованием системы ускоренного охлаждения полосы за чистовой группой клетей с целью получения горячекатаной полосы толщиной до 0,7 мм.

Выполнен обзор научно-технической литературы по состоянию исследований в данном направлении в промышленно-развитых странах, позволивший установить, что приведенная там информация про достижения в разработке новых технологий носит рекламный характер и не может быть напрямую использована для разработки и совершенствования оборудования и технологий прокатки с ускоренным охлаждением.

Для теоретических исследований процессов теплообмена в системе полоса-окалина- валок при прокатке с ускоренным охлаждением разработана математическая модель. Рассмотрены вопросы использования созданной модели теплового состояния полосы и валков при горячей прокатке листового металла для анализа эффективности применяемого процесса охлаждения полосы и снижения капитальных затрат при реконструкции станков горячей прокатки. Изложены результаты теоретических исследований теплового состояния современного двухлопного валка при горячей прокатке листа. Построена математическая модель теплового состояния валка, которая дает возможность разрабатывать эффективные системы водного охлаждения валков.

Ключевые слова: прокатка, горячекатаная сталь, листовой стан, полоса, валок, тепловое состояние, системы водяного охлаждения, энергосбережение.

ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМЫ

Одним из основных конструкционных материалов современности, широко используемых при производстве различных видов сельскохозяйственной техники, является тонколистовой прокат. В

промышленно развитых странах мира постоянно проводятся исследования технологии производства горячекатаной полосы с целью сокращения затрат на производство тонны проката (экономия топлива, энергии, металла) за счёт сокращения времени технологического процесса.

Стоящая на протяжении XX столетия задача наращивания объёмов выпуска прокатной продукции потребовала от металлургов неоднократного изменения и усовершенствования применяющихся технологий горячей прокатки листа. В соответствии с этими задачами увеличивались и совершенствовались и системы водоснабжения прокатных станков. Экономический кризис 90-х годов прошлого века обусловил появление технологий, обеспечивающих существенное сокращение затрат на производство продукции. Так, на рубеже XX и XXI столетий появился новый технологический процесс прокатки, сущность которого состоит в использовании системы ускоренного охлаждения полосы за чистовой группой клетей с целью получения горячекатаной полосы толщиной до 0,7 мм. В связи с этим перспективным является использование существующего в Украине прокатного оборудования под новую технологию. Однако, нерешённой до настоящего времени остаётся проблема охлаждения полосы и валков при минимальном расходе энергии, что позволило бы более эффективно использовать существующее оборудование для осуществления нового технологического процесса.

В последние годы широкое распространение при проведении теоретических исследований получило математическое моделирование – исследование какого-либо объекта, или системы объектов путём построения и изучения их математических моделей для определения или уточнения характеристик и рационализации способов построения вновь конструируемых объектов [1, 2]. Вследствие этого, разработка рационального охлаждения полосы и валков на основе математического моделирования этого технологического процесса является своевременной и актуальной.

АНАЛИЗ ПОСЛЕДНИХ ИССЛЕДОВАНИЙ И ПУБЛИКАЦИЙ

Немалую роль (особенно при горячей прокатке) имеет температурный режим валков при эксплуатации, эффективность и надёжность систем их охлаждения. Анализ литературы, касающейся тем-

пературных условий работы валков при прокатке позволил определить, что все исследования этих параметров процесса прокатки можно разделить на три основных направления: 1) исследования, в которых температуры валков были определены путём расчетов; 2) исследования, в которых эти параметры валков получены в лабораторных условиях экспериментально; 3) исследования, в которых данные про температурный режим работы валков получены путём непосредственных замеров в производственных условиях.

В работах [3, 4] для создания технологии управления качеством проката авторы использовали моделирование температурного поля полосы. В основу теоретических исследований положено аналитическое решение задачи Фурье - Кирхгофа. Недостатком разработанной математической модели является произвольный выбор начальных условий при решении задачи.

В работе [5] выполнена разработка математического обеспечения оптимизации проектирования ресурсосберегающих технологий, определения состава и расположения клетей на станах горячей прокатки полосы. Экспериментальная проверка исследований, выполненная на стане 2000 Новолипецкого меткомбината (НЛМК), показала, что использование оптимизации позволило сократить удельный расход электроэнергии на 3-5%. Сравнивая достигнутые результаты с данными работы [6], необходимо отметить, что новые технологии прокатки полосы позволяют сократить удельный расход электроэнергии не на 3-5 %, а значительно больше – на 20%, то-есть в 4-6 раз.

Южнокорейским институтом промышленных исследований и технологий разработана модель, прогнозирующая длительность эксплуатации валков горячей прокатки с подсчётом количества воды для их охлаждения [7]. В модели используются данные о размере проката, усилиях и скорости прокатки, крутящем моменте двигателя, а также указывается характер охлаждения валков. К сожалению, в статье только перечислены данные, которые используются в модели. Информация приведена в виде, исключающем возможность её дальнейшего использования.

Китайские исследователи анализируют возможность использования компьютерного моделирования процессов обработки металлов давлением, современное состояние и направления развития техники моделирования [8]. Технический центр фирмы Baosteel Group Corp. в Шанхае через своё подразделение Baosteel America Inc. заказал фирме Dynamic System Inc. компьютерную систему для моделирования тепловых процессов [9].

Авторами работы [10] предложена математическая модель ускоренного охлаждения горячекатаной полосы. Математическая модель ускоренного охлаждения полосы, описанная в работе [11], учитывает размещение верхних и нижних форсунок ламинарного охлаждения. Изменение температуры полосы во времени используется для прогнозирования свойств проката.

В своё время были выполнены фундаментальные работы, на которых базируется материал, изло-

женный в работах [12-14]. К сожалению, состояние вычислительной техники в то время ещё не было достаточно развито, вследствие чего исследователи вынуждены были использовать аналитические методы решения задач. В лучшем случае они переходили к методу электротепловой аналогии и решали задачи неявным конечно-разностным методом с помощью R-R сетчатого процессора (методом Либмана).

Анализ отечественной и зарубежной технической литературы [15-18] показал, что на сегодняшний день вследствие отсутствия единого мнения по поводу тепловых процессов, имеющих место на прокатных станах, конструктивное выполнение систем подачи воды для охлаждения валков и полосы отличается значительным разнообразием, недостаточной обоснованностью использования отдельных схем и требует дальнейшего совершенствования.

Для оценки возможности реконструкции и совершенствования систем водоснабжения по критерию энергетических затрат необходимо иметь научно обоснованную методику расчёта количества воды, которое будет использоваться при той или иной новой технологии. Традиционно количество воды для систем водоснабжения прокатных станов определяли на основе натурных экспериментов на существующем оборудовании. Это длительный процесс, требующий больших затрат, при котором возможны аварии и остановки производства вследствие поломок оборудования при проведении экспериментальных работ.

В связи с этим одним из существенных аспектов решения этой проблемы является необходимость расчётов потребного количества воды для водоснабжения станов ещё на этапе их проектирования или реконструкции. Подобные расчёты могут быть произведены только на основе апробированных математических моделей тепловых процессов, происходящих в системе прокатываемая полоса - валок.

ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Цель исследований – разработка методики проектирования систем водоснабжения прокатных станов с управлением процессом по критерию экономии энергии.

ИЗЛОЖЕНИЕ ОСНОВНОГО МАТЕРИАЛА

Поставленная задача может быть решена путём математического моделирования теплового состояния металла [19] и валков. Из приведенной в работе [19] математической модели теплового состояния системы полоса-окалина-валок, охватывающей все участки горячей прокатки листа, где происходят активные процессы теплообмена.

Для полосы при:

$$0 + \delta \leq x \leq H - \delta; 0 + \delta \leq y \leq B - \delta; 0 + \delta \leq z \leq L - \delta$$

и $\tau > 0$:

$$c_m p_m \frac{\partial T_m}{\partial \tau} = \frac{\partial}{\partial x} \left(\lambda_m \frac{\partial T_m}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\lambda_m \frac{\partial T_m}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\lambda_m \frac{\partial T_m}{\partial z} \right) + p_m u_m \frac{\partial}{\partial x} (c_x T_m) + q_v. \quad (1)$$

Для окалины при $H-\delta < x < 0 + \delta$; $B-\delta < y < 0 + \delta$; $L-\delta < z < 0 + \delta$ и $\tau > 0$:

$$c_0 p_0 \frac{\partial T_0}{\partial \tau} = \frac{\partial}{\partial x} \left(\lambda_0 \frac{\partial T_0}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\lambda_0 \frac{\partial T_0}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\lambda_0 \frac{\partial T_0}{\partial z} \right) + p_0 u_0 \frac{\partial}{\partial x} (c_0 T_0). \quad (2)$$

Для валка $H < x < 0$; $B < y < 0$; $L < z < 0$ и $\tau < 0$:

$$c_r p_r \frac{\partial T_r}{\partial \tau} = \frac{\partial}{\partial x} \left(\lambda_r \frac{\partial T_r}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\lambda_r \frac{\partial T_r}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\lambda_r \frac{\partial T_r}{\partial z} \right). \quad (3)$$

Наибольший интерес представляет участок деформации полосы в валках (рис.1) и участок принудительного охлаждения со следующими начальными и граничными условиями.

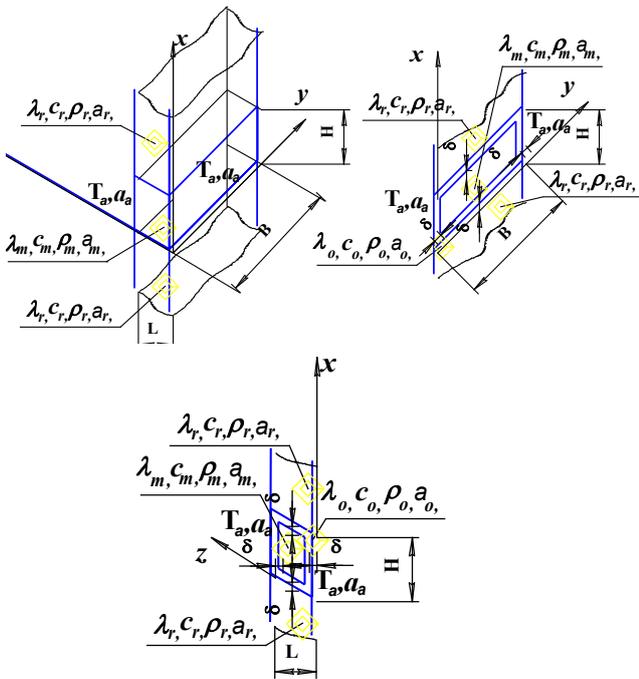


Рис. 1. Схема распределения теплофизических характеристик пластины на участке деформации (тепловыделение от пластической деформации – q_v равномерное по сечению пластины)

Fig. 1. Chart of distributing of thermophysical descriptions of plate on the area of deformation (q_v even on the section of plate)

Начальные условия при $\tau=0$:

$$\left. \begin{aligned} T_m &= f(x_m, y_m, z_m) \\ T_0 &= f(x_0, y_0, z_0) \\ T_r &= f(x_r, y_r, z_r) \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

Граничные условия на участке деформации на границе окалины-валок:

$$\left. \begin{aligned} x=0 \quad \lambda_0 \frac{\partial T_0}{\partial x} &= \lambda_r \frac{\partial T_r}{\partial x}; \quad T_0(\tau) = T_r(\tau); \\ x=H \quad \lambda_0 \frac{\partial T_0}{\partial x} &= \lambda_r \frac{\partial T_r}{\partial x}; \quad T_0(\tau) = T_r(\tau); \\ y=0 \quad \lambda_0 \frac{\partial T_0}{\partial y} &= \lambda_r \frac{\partial T_r}{\partial y}; \quad T_0(\tau) = T_r(\tau); \\ y=B \quad \lambda_0 \frac{\partial T_0}{\partial y} &= \lambda_r \frac{\partial T_r}{\partial y}; \quad T_0(\tau) = T_r(\tau); \\ z=0 \quad \lambda_0 \frac{\partial T_0}{\partial z} - \alpha_a (T_a - T_0) &= 0; \\ z=L \quad \lambda_0 \frac{\partial T_0}{\partial z} - \alpha_a (T_a - T_0) &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

Граничные условия на участке деформации на границе окалины-полосы:

$$\left. \begin{aligned} x=\delta \quad \lambda_0 \frac{\partial T_0}{\partial x} &= \lambda_m \frac{\partial T_m}{\partial x}; \quad T_0(\tau) = T_m(\tau); \\ x=H-\delta \quad \lambda_0 \frac{\partial T_0}{\partial x} &= \lambda_m \frac{\partial T_m}{\partial x}; \quad T_0(\tau) = T_m(\tau); \\ y=\delta \quad \lambda_0 \frac{\partial T_0}{\partial y} &= \lambda_m \frac{\partial T_m}{\partial y}; \quad T_0(\tau) = T_m(\tau); \\ y=B-\delta \quad \lambda_0 \frac{\partial T_0}{\partial y} &= \lambda_m \frac{\partial T_m}{\partial y}; \quad T_0(\tau) = T_m(\tau); \\ z=\delta \quad \lambda_0 \frac{\partial T_0}{\partial z} &= \lambda_m \frac{\partial T_m}{\partial z}; \quad T_0(\tau) = T_m(\tau); \\ z=L-\delta \quad \lambda_0 \frac{\partial T_0}{\partial z} &= \lambda_m \frac{\partial T_m}{\partial z}; \quad T_0(\tau) = T_m(\tau). \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

Граничные условия на участке принудительного охлаждения:

$$\left. \begin{aligned} x=0 \quad \lambda_0 \frac{\partial T_0}{\partial x} - \alpha_p (T_w - T_0) &= 0; \\ x=H \quad \lambda_0 \frac{\partial T_0}{\partial x} - \alpha_p (T_w - T_0) &= 0; \\ y=0 \quad \lambda_0 \frac{\partial T_0}{\partial y} - \alpha_p (T_w - T_0) &= 0; \\ y=B \quad \lambda_0 \frac{\partial T_0}{\partial y} - \alpha_p (T_w - T_0) &= 0; \\ z=0 \quad \lambda_0 \frac{\partial T_0}{\partial z} - \alpha_p (T_w - T_0) &= 0; \\ z=L \quad \lambda_0 \frac{\partial T_0}{\partial z} - \alpha_p (T_w - T_0) &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

где: T_m – температура полосы; T_0 – температура окалины; T_r – температура валка; $u_m = u_o + u_\delta$ – скорость перемещения полосы; u_o – скорость окисления; u_δ – скорость деформирования; α_f – коэффициент теплопередачи в нагревательной печи; α_w – коэффициент теплоотдачи на участке гидросмыва окалины; $\alpha_a = \alpha_{conv} + \alpha_{air}$; α_{conv} – коэффициент теплоотдачи за счёт конвекции; α_{air} – коэффициент теплоотдачи в окружающую среду; α_p – коэффициент теплоотдачи в установках ускоренного охлаждения; T_f – температура печи; T_w – температура воды; T_a – температура окружающей среды; q_v – тепловыделение от пластической деформации полосы.

Известно [6], что стойкость валка в значительной мере зависит от твердости его поверхности. Чем больше твердость поверхности валка, тем выше его стойкость. Твердость может быть обеспечена использованием заэвтектидной стали с содержанием углерода 1,6-1,8 %. При нагрузках, которые имеют место на листовых станах, использование сплошного валка из заэвтектидной стали проблематично, потому что существует риск его поломки. Поэтому при теоретических исследованиях рассмотрена схема современного двухслойного валка (рис. 2).

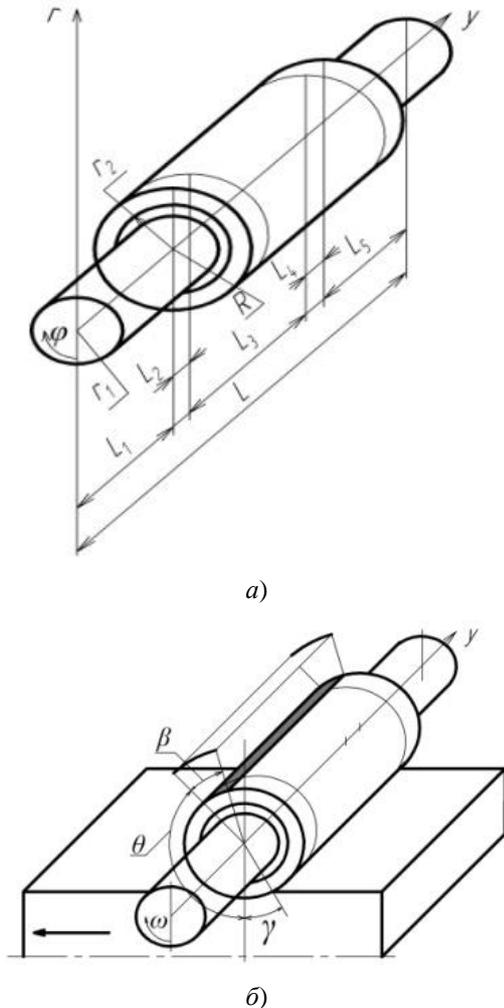


Рис. 2. Схема листопркатного валка: а) r, y – оси координат; r_1 – радиус опорных шеек; r_2 – внутренний радиус бандажа; R – внешний радиус валка; L – длина валка; L_1 – длина левой шейки валка; $L_2 + L_3 + L_4$ – длина рабочей части валка; L_2, L_4 – длина частей бочки валка, не контактирующих с металлом; L_3 – ширина прокатываемой полосы, L_5 – длина правой шейки валка; б) γ – угол; θ – угол от выхода полосы из зоны деформации зоны принудительного охлаждения; β – угол зоны принудительно охлаждения; \leftarrow – направление прокатки

Fig. 2. Chart of plate roller: а) r, y – the axis of coordinates; r_1 is a radius of supporting necks; r_2 is an internal radius of bracer; R is an external radius of roller; L length of roller; L_1 length of the left neck of roller; $L_2 + L_3 + L_4$ is length of working part of roller; L_2, L_4 is length of parts of barrel of roller, not contacting with a

metal; L_3 is a width of stripe, L_5 is length of right neck of roller; б) γ – corner; θ – corner from the exit of stripe from the zone of deformation of zone of force cooling; β – corner of zone of a force cooling; \leftarrow – direction of rolling

Процесс теплопередачи в цилиндре описывается системой уравнений. Дифференциальные уравнения с соответствующими начальными и граничными условиями для слоев валка.

Внутренний слой:

при $0 < r < r_2$; $0 < \varphi < 2\pi$; $0 < y < L$ и $\tau > 0$

$$c_1 \rho_1 \frac{\partial T_1}{\partial \tau} = \frac{\partial}{\partial r} \left(\lambda_1 \frac{\partial T_1}{\partial r} \right) + \frac{1}{r} \lambda_1 \frac{\partial T_1}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial}{\partial \varphi} \left(\lambda_1 \frac{\partial T_1}{\partial \varphi} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\lambda_1 \frac{\partial T_1}{\partial y} \right)$$

– бандаж:

при $r_2 < r < R$; $0 < \varphi < 2\pi$; $L_1 < y < L - L_5$ и $\tau > 0$

$$c_2 \rho_2 \frac{\partial T_2}{\partial \tau} = \frac{\partial}{\partial r} \left(\lambda_2 \frac{\partial T_2}{\partial r} \right) + \frac{1}{r} \lambda_2 \frac{\partial T_2}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial}{\partial \varphi} \left(\lambda_2 \frac{\partial T_2}{\partial \varphi} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\lambda_2 \frac{\partial T_2}{\partial y} \right)$$

начальные условия при $\tau=0$, $T_1 = T_2 = T_i = const$;

граничные условия при $y=0$:

$$\lambda_1 \frac{\partial T_1}{\partial y} - \alpha_{w2} (T_{w2} - T_1) = 0. \quad (11)$$

При $r=r_1$:

$$\lambda_1 \frac{\partial T_1}{\partial r} - \alpha_{w2} (T_{w2} - T_1) = 0. \quad (12)$$

При $y=L_1$; $r_1 < r < r_2$:

$$\lambda_1 \frac{\partial T_1}{\partial y} - \alpha_{w2} (T_{w2} - T_1) = 0. \quad (13)$$

При $r=r_2$:

$$\lambda_1 \frac{\partial T_1}{\partial r} = \lambda \frac{\partial T_2}{\partial r}; \quad T_1(\tau) = T_2(\tau). \quad (14)$$

При $y=L_1$; $r_2 < r < R$:

$$\lambda_2 \frac{\partial T_2}{\partial y} - \alpha_\alpha (T_\alpha - T_2) = 0. \quad (15)$$

При $L_1 < y < L_1 + L_2$; $r=R$:

$$\lambda_2 \frac{\partial T_2}{\partial r} - \alpha_\alpha (T_\alpha - T_2) = 0. \quad (16)$$

При $L_1 + L_2 + L_3 < y < L - L_5$; $r=R$:

$$\lambda_2 \frac{\partial T_2}{\partial r} - \alpha_\alpha (T_\alpha - T_2) = 0; \quad (17)$$

При $y=L-L_5$; $r_2 < r < R$:

$$\lambda_2 \frac{\partial T_2}{\partial r} - \alpha_\alpha (T_\alpha - T_2) = 0. \quad (18)$$

При $y=L-L_5$; $r_2 < r < r_2$:

$$\lambda_1 \frac{\partial T_1}{\partial y} - \alpha_\alpha (T_\alpha - T_1) = 0. \quad (19)$$

При $y=L$:

$$\lambda_1 \frac{\partial T_1}{\partial y} - \alpha_{w2} (T_{w2} - T_1) = 0. \quad (20)$$

При $L_1 + L_2 < y < L_1 + L_2 + L_3$; $r=R$:

$$\lambda_2 \frac{\partial T_2}{\partial r} = A(\varphi), \quad (21)$$

где: T_1 – температура внутреннего слоя валка; T_2 – температура внешнего слоя валка; T_{w2} – температура охлаждающей среды в подшипнике; T_m – температура полосы; T_w – температура воды; T_α – температура

окружающей среды; α_{w2} - коэффициент теплоотдачи в подшипнике; α_{w3} - коэффициент теплоотдачи на участке принудительного охлаждения; $\alpha_\alpha = \alpha_{conv} + \alpha_{air}$ - коэффициент теплопередачи от полосы к валку; α_{conv} - коэффициент теплоотдачи конвекцией; α_{air} - коэффициент теплоотдачи в окружающую среду.

Функция $A(\varphi) = A(\varphi) - \alpha_y(T_m - T_l)$, при $0 \leq \varphi \leq \gamma$; $A(\varphi) = 0$, при $\gamma \leq \varphi \leq (\gamma + \theta)$; $A(\varphi) = A(\varphi) - \alpha_{w3}(T_l - T_w)$, при $(\gamma + \theta) \leq \varphi \leq (\gamma + \theta + \beta)$, $A(\varphi) = 0$, при $(\gamma + \theta + \beta) \leq \varphi \leq 2\pi$.

Теплообменом с окружающей средой поверхностей, не контактирующих с прокатываемым металлом и охладителем, пренебрегаем.

Созданные математические модели должны базироваться на надёжных данных о граничных условиях теплообмена в зонах нагрева и охлаждения [20].

Данные по значениям коэффициентов теплоотдачи для различных устройств подачи воды можно получить в лабораторных условиях. Естественно, результаты замеров на лабораторных установках должны быть математически обработаны – необходимо выполнить решение обратной задачи теплопроводности [21].

Поскольку известно, что ошибка выполнения теплотехнических измерений существенно зависит от методики их проведения, немалое значение имеет правильно выбранная методика и аппаратная база проведения этих исследований. Доказано [22], что в случае применения фольговых термопар толщиной 10 мкм ошибка измерительного комплекса (термопара – прибор) значительно меньше ошибки, с какой в справочной литературе приведены значения теплофизических характеристик полосы. Апробированная в работе [22] система регистрации температуры позволила выполнить комплекс исследований, позволяющих уточнить скорость изменения температуры поверхности испытываемых образцов под воздействием интенсивного охлаждения водой.

Имея математические модели с надёжными данными про условия теплообмена, возможно рассчитать тепловое состояние объектов с распределёнными параметрами на всех участках технологического процесса, определить необходимое количество воды в системе водоснабжения. На основе этих данных можно сформулировать требования по условиям подготовки воды и её подачи в систему водоснабжения прокатных станов.

Разработанные математические модели использовались для анализа эффективности применяемого процесса охлаждения полосы. Установлена зависимость количества воды в системах водоснабжения от способа её подачи, а также возможность использования наиболее эффективной системы охлаждения, которая обеспечивает современный технологический режим прокатки листа в непрерывном технологическом цикле, что соответствует современному мировому уровню.

ВЫВОДЫ

1. В промышленно развитых странах проводятся исследования технологии прокатного производства горячекатаной полосы с целью сокращения затрат на производство тонны проката (экономия топлива, электроэнергии, металла) за счёт сокращения времени технологического процесса. Однако, приведенная в технической литературе информация про достижения в разработке новых технологий носит рекламный характер и не может быть напрямую использована для разработки и совершенствования оборудования и технологий.

2. На основе теоретического анализа разработаны математические модели теплового состояния полосы и валков при горячей прокатке листового материала, позволяющие рассчитать тепловое состояние объектов с распределёнными параметрами на всех участках технологического процесса.

3. Полученные модели можно использовать для анализа эффективности применяемого процесса охлаждения полосы, установления зависимости количества воды в системах водоснабжения от способа её подачи, а также выбора наиболее эффективной системы охлаждения. Выполненные исследования могут служить основой для решения задач создания прокатного оборудования IV поколения, а также реконструкции действующих станов горячей прокатки листа.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Revjakina J. 2013.** Математическое моделирование процесса регенерации воздуха в убежищах гражданской защиты. Motrol. Commission of motorization and energetics in agriculture. Vol. 15. No. 6. 21-26.
2. **Ivanov N., Shargorodskiy S., Rutkevich V. 2013.** Математическая модель гидропривода блочно-порционного отделителя консервированных кормов. Motrol. Commission of motorization and energetics in agriculture. Vol. 15. No. 6. 83-91.
3. **Кушнир А.М., Казанцев Е.И. 1985.** Моделирование температурных условий процессов обработки металлов давлением. Известия вузов. Чёрная металлургия. №11. 66-69.
4. **Кушнир А.М., Казанцев Е.И. 1986.** Моделирование температурных условий прокатки. Физика и химия обработки материалов. №2. 38-42.
5. **Горелик И.Р. 1991.** Разработка и внедрение математического обеспечения проектирования ресурсосберегающих технологий, выбора состава и расположения клетей стана горячей прокатки полос. Автореферат дис. канд. техн. наук. Донецк, 23. (Украина).
6. **Матвеев Б.Н. 2002.** Совершенствование непрерывного производства горячекатаной широкополосной стали. Производство проката. №4. 17-24.
7. **Yoshinag Shigeki, Yokoto Hiroyuki, Jun Mori. 1993.** Iron and Steel Eng.v.70, №6. 25-31.

8. **Li Dianzhong, Zhang Yutuo, Liu Shi, Li Yiyi. 2001.** Jinshu xuebao-Acta met. Sin. №5, 149-152.
9. **2001.** Baosteel to install physical simulation system. MPT Int. v.24 №4. 24-25.
10. **Prieto M.M., Ruiz L.S., Mendez J.A. 2001.** Thermal performance of numerical model of hot strip mill runout table. Ironmak. and Steelmak. V.28. №6. 474-480.
11. **Cox S.D., Hardy J., Parker D.J. 2001.** Influence of runout table operation on hot strip quality, subject to initial strip condition: heat transfer issues. Ironmak. and Steelmak. V.28. №5. 363-372.
12. **Яловой Н.И., Тылкин М.А., Полухин П.И., Васильев Д.И. 1973.** Тепловые процессы при обработке металлов и сплавов давлением. М.: Высшая школа, 631.
13. **Третьяков А.В., Гарбер Э.А., Шичков А.Н., Грачёв А.В. 1973.** Совершенствование теплового процесса листовой прокатки. М.: Металлургия, 304.
14. **Коновалов Ю.В., Остапенко А.Л. 1974.** Температурный режим широкополосных станов горячей прокатки. М.: Металлургия, 176.
15. **Hendricks C., Rasim W., H. Janssen. 2001.** Start-up and initial experience with the casting-rolling plant of The Krupp Stahl AG. La Revue Metallurgie. – CIT. № 78. 633-666.
16. **Деглер М., Тамлер У. 2001.** Новые технические разработки в области горячей прокатки полосы. Чёрные металлы. № 10. 15-17.
17. **Paere A. De, Simon P., Moerkerke I., Herman C. 2000.** Control of the temperature of the bar on entry to the finisher. ECSC STEEL RTD PROGRAMME. 1-9.
18. **Пантелют Г.С., Салтавец Н.В. 2003.** Управление водоснабжением прокатных станов по критерию экономии энергии. Научный вестник строительства. Харьков: ХГУСА, ХОТВ АБУ, Вып. 12. 70-73. (Украина).
19. **Салтавец В.И., Салтавец Н.В. 2003.** Разработка математической модели теплового состояния металла при прокатке. Научный вестник строительства. Харьков: ХГУСА, ХОТВ АБУ. Вып. 21. 162-169. (Украина).
20. **Saltavets W., Kirjukhin N., Luke W., Liddle W. 2001.** Increase in hot mill roll life. 43 Mechanical Working and Steel Processing Conference. Charlotte, North Carolina, USA. 437-449.
21. **Коздоба Л.А., Круковский П.Г. 1982.** Методы решения обратных задач теплопереноса. Киев: Наук. думка, 360. (Украина).
22. **Тришевский О.И., Салтавец Н.В. 2005.** Система регистрации температуры в процессах обработки металлов давлением. Сборник научных трудов «Усовершенствование процессов и оборудования обработки давлением в металлургии и машиностроении». – Краматорск: ДГМА. 107-110. (Украина).

ANALYSIS OF THE THERMAL STATE OF
BAND METAL AND ROLLERS AT ROLLING OF
HOT-ROLLED SHEET

Summary. It is set that by the major task of further development of equipment and technology of production of one of the types of construction materials - thin-sheet metal most widely used in an agricultural engineer, there is further expansion of its assortment, increase of volumes of output with the simultaneous improvement of quality and reduction of expenses on the produced products. One of ways of decision of this task are research and wide introduction of new technological processes of rolling with the use of the system of the speed-up cooling of stripe after the clean group of cages with the purpose of receipt of hot-rolled strip in to 0,7 mm. thick.

The review of scientific and technical literature on a condition of researches in this direction in the advanced industrial countries, has allowed to establish that the published information about achievements in development of new technologies has advertising character and can't be directly used for development and improvement of the equipment and technologies of rolling with the accelerated cooling.

For theoretical researches of heat exchange processes in system – a strip – a scale – a roll when rolling with the accelerated cooling, mathematical model is worked out. For the analysis of efficiency of the applied process of cooling of a strip and decrease in capital expenditure at reconstruction of mills of hot rolling questions of use of the created model of a thermal condition of a strip and rolls at hot rolling of sheet metal are considered. Results of theoretical researches of a thermal condition of a modern two-layer roll at hot rolling of a strip are stated. The mathematical model of a thermal condition of a roll which gives the chance to develop effective systems of water cooling of rolls is constructed.

Key words: rolling, hot-rolled steel, sheet mill, strip, roll, thermal state, system of water cooling, energy saving.

ИССЛЕДОВАНИЕ ДОИЛЬНОЙ РЕЗИНЫ НА ОСНОВЕ ПРИМЕНЕНИЯ ИННОВАЦИОННЫХ ТЕХНОЛОГИЙ

Андрей Палий

*Харьковский национальный технический университет сельского хозяйства
имени Петра Василенка*

Ул. Артема, 44, Харьков, Украина. E-mail: andrejdk81@mail.ru

Andriy Paliy

*Kharkiv Petro Vasylenko National Technical University of Agriculture
St. Artema, 44, Kharkov, Ukraine. E-mail: andrejdk81@mail.ru*

Аннотация. Для осуществления в широких масштабах технологической перестройки процесса производства высококачественно молока необходимо обеспечить бесперебойную и эффективную работу доильно-молочного оборудования.

В статье представлены результаты исследования внутренней поверхности доильной резины с использованием микроскопа растрового РЭМ-106, с помощью которого получены снимки. Полученные фотографии дают представление об изменениях, которые происходят во время эксплуатации на внутренних поверхностях изделия.

Статья также освещает некоторые технологические проблемы, которые распространены в практике эксплуатации доильно-молочных систем. В ней описаны главные показатели доильной резины, которые имеют важное значение при измерениях, значительное влияние на весь процесс доения.

Установлено, что разработка новых, научно обоснованных эффективных технологических решений по обслуживанию молочного скота, параметров и режимов работы технических средств выполнения производственных процессов, создает базу для обеспечения максимального выявления производительных возможностей животных, а также повышение эффективности работы обслуживающего персонала.

Полученные результаты представляют возможность расширить область исследований, которые посвящены решению технико-технологических задач в молочном скотоводстве.

Ключевые слова: доение, доильная резина, качество, электронная микроскопия, снимок.

ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМЫ

В проблемах машинного доения основной задачей является дальнейшее изучение условных рефлексов дойных животных и умелое использование этих рефлексов для стимулирования отдачи молока при данной технологии доения.

Повысить эффективность отечественного молочного животноводства можно постепенно благодаря комплексному внедрению новейших инновационных технологических, организационных и технических решений. Только комплексная механизация производственных процессов и операций, согласование вопросов механизации с технологией и организацией производства путем создания поточных технологических линий обеспечивают повыше-

ние эффективности производства. Механизация отдельных процессов не только не уменьшает общее количество работающих, а наоборот, требует квалифицированных специалистов для обслуживания машин и оборудования, увеличивает число работающих [1-5].

Современная практика ведения отечественного животноводства показывает, что неожиданные временные остановки оборудования в молочном скотоводстве нарушают весь налаженный режим определенной производственной линии, а это, в свою очередь, существенно влияет на физиологические функции животных, нарушение которых приводит к снижению производительности, увеличению себестоимости получаемой продукции. Поэтому механизация современных молочных комплексов должна двигаться не только в направлении восстановления старого оборудования, но и его усовершенствования и перехода на качественно новый технический уровень. Таким образом, разработка средств и способов, которые позволят предупредить остановки и максимально приблизить состояние оборудования к физиологическим потребностям лактирующих животных, является актуальным и перспективным заданием и представляет как практический, так и научный интерес [6-8].

В технологии производства молока одной из главных задач является использование адаптативного комплекса машин, который даст возможность быстро и качественно получать молоко высокого качества со сбережением его первичных свойств. Сейчас в структуре производства качественных продуктов питания внедрение современных технологий и техники для доения приобретает огромный вес [9].

Определение приоритетных направлений совершенствования технологий, внедряемых в молочное скотоводство, невозможно без осуществления анализа и мониторинга по установлению необходимости применения инновационных технических средств и технологий.

АНАЛИЗ ПОСЛЕДНИХ ИССЛЕДОВАНИЙ И ПУБЛИКАЦИЙ

Для машинного доения важное значение имеет то, что условные и безусловные факторы, которые вызывают рефлекс молокоотдачи, взаимосвязаны и только суммарно обеспечивают полноценное его проявление. Поэтому конструкция доильных уста-

новок, аппаратов и технология доения должны обеспечивать максимальное стимулирование условного и безусловного рефлексов молокоотдачи у коров. Только при таком функционировании физиологических процессов животное может полноценно реализовать свой генетический потенциал.

Интенсификация молочного скотоводства требует решения многих проблем, одной из которых является наиболее эффективное использование продуктивности животных путем минимизации потерь молока на всех этапах производства [10, 11]. Практика многих лет исследований и большого количества ученых, среди которых: Петруша Е.З., Шкурко Т.П., Карташов Л.П., Луценко М.М., Смоляр В.И., Фененко А.И., Тришин А.К., Админ Е.И., Борщ О.В., Пидпала Т.В., Савран В.П., Цой Ю.А., Бабкин В.П., Борознин В.А., Ужик О.В. показывают, что значительные потери в молочном скотоводстве связаны с нарушением процесса доения, и в основном это происходит за счет использования низкогокачественной доильной резины.

Доильная резина – это единственное связующее звено между животным и доильным оборудованием. Базовые требования, предъявляемые к резине – это мягкость, даже нежность, высокая степень эластичности, и в тоже время, устойчивость к длительному воздействию температурных перепадов, химических моющих средств и механических воздействий. И в этих противоположных требованиях, предъявляемых к современной доильной резине, заключается вся сложность технологической задачи [12-14].

Ранее проведенные исследования по изучению физико-механических свойств резины были выполнены с использованием устаревших технологий, что исключало получение достоверной информации. Кроме того, на основе этих исследований, было трудно сделать комплексную оценку использования доильной резины доильных аппаратов [15-18].

ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Процесс доения коров является интегрированной системой, в которой технические и технологические составляющие непосредственно взаимодействуют с биологическими объектами – животным и человеком. В связи с этим физиологическое состояние коров, их молочная продуктивность и качество получаемого продукции, в значительной степени, зависят от технических средств для обеспечения процесса доения.

Процесс доения осуществляется таким образом, чтобы сохранить вымя здоровым и выдоить молоко быстро, полностью и безболезненно для животного.

Исследуемыми образцами служила доильная резина ДД 00-041-А, которая используется на доильной установке типа “Елочка” УДЯ-16А (2×8) производства АО “Брацлав”.

Поставленные цели решались с использованием аналитических, теоретических, зоотехнических методов исследования, а также стандартного и оригинального контрольно – измерительного оборудования.

Для получения снимков внутренней части доильной резины использовали микроскоп электрон-

ный растровый с камерой низкого вакуума и системой энергодисперсионного микроанализа РЭМ-106 (относится к исполнению УХЛ категории 4.1 по ГОСТ 15150-69), с помощью которого проводились исследования рельефа поверхности резины и определение элементного состава объектов методом рентгеновского микроанализа по энергиям квантов характеристического рентгеновского излучения в режиме низкого вакуума.

Исследования проводились при температуре $20 \pm 5^\circ \text{C}$.

ИЗЛОЖЕНИЕ ОСНОВНОГО МАТЕРИАЛА

Доильная резина непосредственно контактирует с выменем животного. По сравнению с остальными деталями доильной машины ее работа протекает в тяжелых условиях. Во время доения она расширяется и сжимается 60–70 раз в минуту, а за 5–6 мин (среднее время доения у большинства коров) она сжимается 300–420 раз.

Доильная резина производится из каучука или силикона. Она состоит из следующих основных частей: головки, находящейся в верхней части; чулка (средняя часть); молочной трубки (нижняя часть) [19-21].

Известно, что в основном травмирующее и болезнетворное действие при доении оказывает именно резина, являющаяся конструктивным элементом доильного стакана, которая не только натирает сосок животного во время дойки до мозолей и нередко вызывает кровоточивость, но и сама по себе является разносчиком болезней, поскольку микротрещины резины, особенно подвергающейся длительной эксплуатации, становятся местом размножения инфекции, что отрицательно сказывается на качестве молока и нередко становится причиной возникновения маститов.

Во время эксплуатации доильная резина подвергается воздействию следующих факторов:

- высокая температура при промывке (до $+80^\circ \text{C}$);
- концентрированные моющие средства (кислоты и щёлочи);
- солнечные лучи (ультрафиолет);
- механический износ (многократные расширения и сжатия во время каждого доения и промывки);
- абразивное воздействие (во время ручной промывки и очистки);
- порывы и порезы.

Основными данными, которые имеют важное значение при измерениях и значительное влияние на процесс доения являются: диаметр входного отверстия головки, диаметр стержня резины, внешний диаметр резины, деформация присоска, толщина стенки стержня, эффективная длина всей резины.

Толщина стенки чулка определяет физические свойства доильной резины (степень мягкости/жесткости). Существенное значение имеют и края у входного отверстия головки. Они также должны различаться по мягкости/жесткости в зависимости от формы сосков, на которых будет применяться резина. Огромное значение имеет состояние

внутренней поверхности резины. Новое изделие обладает глянцевой внутренней поверхностью, без каких либо изменений (рис. 1).

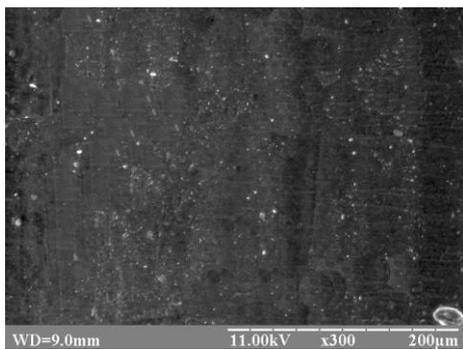


Рис. 1. Внутренняя поверхность новой доильной резины

Fig. 2. Inner surface new milking rubber

По мере использования любая доильная резина теряет нужные свойства, что приводит к снижению ее эффективности, которая является основным фактором, определяющим состояние здоровья сосков коров. Эти процессы идут постепенно.

Резина изнашивается в силу динамического характера ее работы – на протяжении срока службы она открывается и закрывается 2,5 миллиона раз. При этом наблюдается ослабление натяжения в гильзе и, возможно, головки резины. Это приводит к увеличению сил, действующих на сосок коровы, и к повышению вероятности соскальзывания изделия.

Также доильная резина подвергается химическому воздействию некоторых агрессивных моющих растворов при высоких температурах, которые могут вызывать разрушение резины. На доильную резину негативно влияет даже само молоко – адсорбируются молочные жиры и поверхность может покрываться отложениями.

Если невооруженным глазом посмотреть на резину после ≈ 2000 доений, она может выглядеть чистой, однако исследование под микроскопом даёт другую картину. На (рис. 2) показана внутренняя поверхность с увеличением – видны участки роста колоний бактерий, а также отвердевания и порывы поверхности доильной резины, которые приводят к ее абразивности и могут вызвать повреждение соска вымени животного.

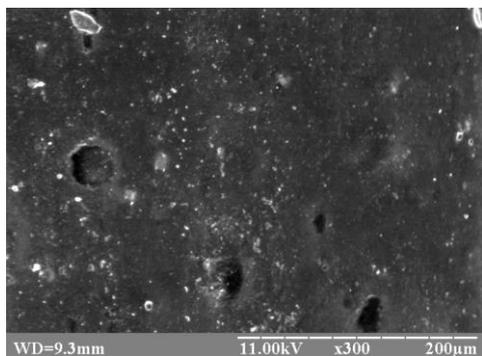


Рис. 2. Внутренняя поверхность доильной резины через ≈ 2000 доений

Fig. 2. Inner surface milking rubber through ≈ 2000 milking

На вымя коровы в процессе машинного доения со стороны доильной резины действует несколько травмирующих факторов, которые по частоте появления распределяются примерно так: микротрещины на стенках – 85 %; гидроудары – 5 %; загрязнение подвесной части доильного аппарата – 5 %; молочный камень – 5 %.

Резина должна плотно охватывать сосок, чтобы избежать попадания воздуха в установку и обеспечить эффективный процесс доения. Когда резина стареет, то ее поверхность грубеет и на ней появляются микроскопические трещины. Микротрещины сами по себе во время пульсаций резины воздействуют на сосок подобно наждачной бумаге. Но гораздо вреднее они тем, что являются хорошим убежищем для различных отложений, создавая идеальную питательную среду для бактерий.

«Стареет» резина не от времени, а, в первую очередь, от экстремальных нагрузок. Ведь пульсации, при которых размеры резины изменяются на 20 % от начальной величины, происходят 60-70 раз в минуту. Во время пульсаций рвутся некоторые связи между молекулами резины, отчего и внутри толщи резины, и на поверхности происходят микроразрывы (рис. 3).

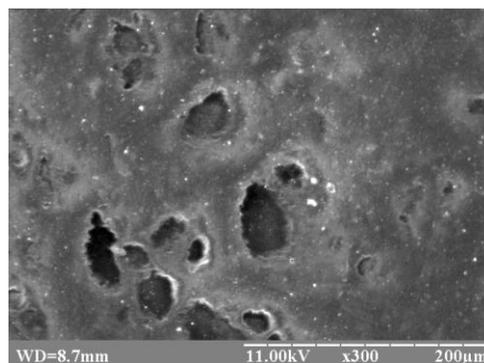


Рис. 3. Внутренняя поверхность изношенной доильной резины

Fig. 3. Inner surface worn rubber milking

Проведенные научные эксперименты на основе применения инновационных технологий дадут возможность расширить область исследований, которые посвящены изучению и решению технологических задач в молочном скотоводстве.

ВЫВОДЫ

1. Одним из основных путей увеличения скорости выдаивания коров, повышения продуктивности животных, производительности труда операторов доения и доильной установки а также качества молока, снижения уровня заболеваемости животных является использование качественной доильной резины, эффективная эксплуатация которой предусматривает проведение ее достоверной дефектации во время всего срока эксплуатации, что предусматривает усовершенствование и разработку высокотехнологичных технических средств и достоверных методов.

2. Использование электронный микроскопии в исследовании доильной резины доильных стаканов обеспечит оперативное получение достоверной информации относительно состояния резины, что позволит своевременно выявить некачественные изделия, а также провести исследования по установлению изменений, происходящих во время эксплуатации.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

- Фененко А.И., Савран В.П., Москаленко С.П., Рымарь Д.А., Ткач В.В. 2008.** Пути совершенствования технологических операций на фермах по производству молока. Молочное дело. № 8, № 9. 42-43, 60-61.
- Шкурко Т.П. 2003.** Пути повышения эффективности производства молока. Животноводство Украины. № 8. 5-7. (Украина).
- Цой Ю.А. 2009.** Перспективные разработки по доильному оборудованию для молочных ферм. Техника и оборудование для села. № 4. 16-76.
- Guest R.W., Shepardaon E.E., Townsend J.E. 1965.** Engineering aspects of milking machine research. Journal of milk and food tochnologe. № 5. 166-169.
- Грипачевский Н. 2014.** Исследования путей и повышение эффективности эксплуатации техники в фермерских хозяйствах. An international journal on operation of farm and agri-food industry machinery. Motrol. Commission of motorization and energetics in agriculture. Vol. 15, № 2. Lublin-Rzeszow. 28-32.
- Карташов Л.П., Трубников В.В. 2011.** Способ оценки доильных аппаратов. Известия Оренбургского ГАУ. № 2. 74-75.
- Оруджев Е.Г. 2010.** Как сделать молочное скотоводство прибыльным? Животноводство сегодня. № 3. 16-21. (Украина).
- Палий А.П. 2015.** Инновации в исследовании эксплуатационных свойств сосковой резины доильных аппаратов. Вестник АПК Ставрополя. № 3 (19). 51-54.
- Чистякова Т.М. 2007.** Технология производства высококачественного молока в хозяйствах. Переработка молока. № 3. 32-34.
- Naumenko O., Uzjyk V., Chygryn A. 2011.** Determination of structural – regime parameters of pulsator for milking machine. Motrol. Motoryzacja i energetyka rolnictwa “Motorization and power industry in agriculture”. Т. 13. Lublin. 244-248.
- Соловьев С.А., Карташов Л.П. 2001.** Исполнительные механизмы системы «Человек–машина–животное». Екатеринбург, 164.
- Палий А.П. 2014.** Технические решения для проведения диагностики физико – механических свойств доильной резины доильных стаканов. An international journal on operation of farm and agri-food industry machinery. Motrol. Commission of motorization and energetics in agriculture. Vol. 16, № 7. Lublin-Rzeszow. 28-32.
- Борознин В.А., Борознин А.В. 2005.** Сосковая резина основной объект диагностирования доильного оборудования. Сб.науч.тр. ВНИИТиН. Повышение эффективности использования ресурсов при производстве сельскохозяйственной продукции. Тамбов. 295-300.
- Курак А. 2010.** Сосковая резина – заботливые руки доильного аппарата. Белорусское сельское хозяйство. № 2, (130). 6-8.
- Барановский М.В., Кажико О.А. 1991.** Санитарная оценка сосковой резины при различных сроках эксплуатации. Тез. докл. науч.-произв. конф. Проблемы интенсификации производства молока. Ч. 2. 148-150.
- Палий А.П. 2015.** Инновационный подход в определении натяжения доильной резины доильных стаканов. Сборник научных трудов “Технология производства и переработки продукции животноводства”. № 2 (120). 32-35. (Украина).
- Палий А.П. 2013.** Исследование физико-механических свойств доильной резины. Научно-технический бюллетень. № 109, ч. 2. 86-90. (Украина).
- Boast D., Hale M., Turner D. 2008.** Variation in rubber chemistry and dynamic mechanical properties of the milking liner barrel with age. Journal of dairy science. Vol. 91(6). 2247-2256.
- Галичева М.С., Головань В.Т., Дахужев Ю.Г. 2009.** Влияние эластичности сосковой резины доильного аппарата на функцию молочной железы коров. Новые технологи. № 1. 26-29.
- Paliy A.P. 2015.** Innovations in the study of us properties linersmilking machine. Вестник Сумского НАУ. Серия “Животноводство”. Вып. 6 (28). 129-132. (Украина).
- Антошук С.А. Сорокин Э.П., Ступчик И.А. 2011.** Обоснование эффективных мероприятий по эксплуатации сосковой резины на основе исследования параметров ее износа. Механизация и электрификация сельского хозяйства: межведомственный тематический сборник. Вып. 45. 193-199.

STUDY MILKING RUBBER BASE APPLICATIONS INNOVATIVE TECHNOLOGIES

Summary. To implement a large scale technological adjustment of high-quality milk production process is necessary to ensure the smooth and efficient operation of milking and dairy equipment.

The article presents the results of a study internal surface of the milking rubber with the use of raster microscope REM-106, with the help which means of obtained images. The resulting photography give an idea about the changes that occur during the operation on the inner surfaces of the product.

The article also highlights some technological problems, which are common practice in the operation of milking and dairy systems. It describe the main indicators of the milking rubber, which are important when

measuring, considerable, impact on the entire milking process.

It was found that the development of new, effective science-based technological solutions maintenance of dairy cattle, parameters and operating modes of the hardware performance of the production processes, provides the basis for maximum detection capabilities pro-

ductive animals, as well as improving the efficiency of the staff.

The results represent the possibility of expand area of research that is sacred solving technical and technological problems in dairy cattle breeding.

Key words: milking, milking tires, quality, electron microscopy, image.

THE STUDY OF POSSIBLE APPLICATION OF PLASMA ALUMINA COATING ON MACHINE PARTS

Sergii Luzan, Alexander Sidashenko

*Kharkiv Petro Vasylenko National Technical University of Agriculture
Str. Artema, 44, Kharkov, Ukraine. E-mail: khadi.luzan@gmail.com*

Summary. The article is devoted to the study of possible increasing the resource of machine details working in conjunction with a collar by means of oxide aluminum plasma spraying.

The analysis of types wear parts that occur in operation manufactured in different factories, it is established specific defects inherent in machines for various purposes. We observe abrasive wear, fatigue failure of the surface layer, contact grasping, crushing and corrosion in failed details. Among defects cracks, spalling and chipping of teeth, tooth breakage, twisting splines and shafts often occur. Abrasive wear prevails over the others: about 40% of the parts have purely abrasive wear and 50% - abrasion in combination with other types of wear and destruction of the surface layer. Thus most number of parts (about 83%) has wear up to 0,6 mm. Based on the analysis the experience gained at the Kharkov Tractor Plant, we defined the parts nomenclature of the chassis of T-150K wheeled tractors, requiring improved durability. The nomenclature contains 36 parts. The predominant types of damage are as follows; wear - 33 parts, pitting of teeth - 2 pieces, sintering a sleeve with a shaft - 1 part.

This work represents the results of experimental researches of possibility of application plasma coating on cylindrical surfaces of the parts working in conjunction with a rubber collar with oxide Al_2O_3 to improve their life.

Experimental studied of the magnitude of residual stresses in the plasma-sprayed Al_2O_3 coating. It was established the theoretical dependence of residual stresses distribution applying a plasma-spraying- Al_2O_3 -coating method on steel 45. This dependence allows to determine the thickness of the deposited oxide coating providing the required form and the level of residual stresses.

Based on research results possible to recommend the use of plasma alumina coating on cylindrical surfaces of machine parts working in conjunction with rubber collars in order to increase resource of new and restored.

Key words: plasma coating, surface, part, rubber collar, tractor, gearbox, sleeve.

INTRODUCTION

Raising machine durability even in parvo leads to significant savings in metal, reducing costs for spare parts production; as well as the number and volume of repairs and, consequently, increases the number of actual working machines [1].

When designing machines one takes into account economic factors of production and operation, a designer must conduct prospective forecast duration of the machine usage, taking into consideration the duration of

operation machines of previous models. In some cases, this period is about 25 years, and sometimes more, for instance, for cars, tractors, transport aircraft, machine tools [2].

When choosing a design solution it is necessary to consider not only coming costs for manufacturing a machine and its components, but also for maintenance and repair. The latter costs during long-term machine operation (granted that for automobiles, tractors, this period is 25 years) are many times more than the costs of its manufacture. Therefore, the problem of increasing the lifetime of products and parts is important, especially for those cases where their replacement or repair is associated with large economic losses, such as in harvesting process [3-6].

THE ANALYSIS OF RECENT RESEARCHES AND PUBLICATIONS

When summarizing wear types of parts that occur in operation manufactured in different factories, it is established specific defects inherent in machines for various purposes. We observe abrasive wear, fatigue failure of the surface layer, contact grasping, crushing and corrosion in failed details. Among defects cracks, spalling and chipping of teeth, tooth breakage, twisting splines and shafts often occur.

Abrasive wear prevails over the others: about 40% of the parts have purely abrasive wear and 50% - abrasion in combination with other types of wear and destruction of the surface layer.

According to studies [10-11], the wear details surfaces of tractors, automobiles and agricultural machines are distributed as follows, Fig. 1.

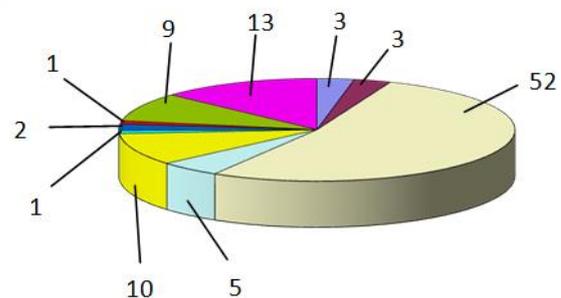


Fig. 1. The wear surfaces of parts of cars, tractors and agricultural machines: cylindrical – 52%; conical and spherical – 3%; slots – 3%; grooves, chase, flats – 5%; threads – 10%; flat surface – 1%; teeth of gear – 2%; profiled, shaped surfaces – 1%; cracks and breaks – 9%; perturbation of geometric form – 13%.

It should be noted that the greatest number of parts (about 83%) has wear up to 0,6 mm [11-17]. Of these

wear 0,1 mm – 52% , 0,2 – 12%, 0,3 – 10%, 0,4 – 1%, and 0,5 – 5%, 0,6 – 3 %, which corresponds to the technological capabilities of thermal spray coating methods.

Based on the analysis of several factors: load, rotational speed, the degree of contamination of the lubricant and the experience gained at the Kharkov Tractor Plant, we defined the parts nomenclature of the chassis of T-150K wheeled tractors, requiring improved durability [18]. The nomenclature contains 36 parts. The predominant types of damage are as follows; wear – 33 parts, pitting of teeth – 2 pieces, sintering a sleeve with a shaft – 1 part. If we analyze the chosen ways to improve durability, then hardening technology has 9 details (plasma spraying – 3 parts, chemical and thermal hardening – 3 parts, laser hardening – 3 parts), representing more than 27%, and among them plasma spraying, and laser hardening occupy 67%.

As it has been described above, it follows that the problem of increasing resource of chassis parts of wheeled tractors during their reconditioning is important.

One of the most effective ways to solve this problem is using a plasma method of applying wear-resistant coatings, including oxide as the cheapest one.

OBJECTIVES

Development of proposals for the use of plasma coating on cylindrical surfaces of the parts working in conjunction with a rubber collar with oxide Al_2O_3 to improve their life.

THE MAIN RESULTS OF THE RESEARCH

For studies it was chosen the conjugation: T-150K tractor gearbox sleeve – a rubber collar. This part is included into the list of the parts requiring improved durability [18].

Since the temperature coefficients of α linear expansion of steel 45 and Al_2O_3 significantly differ in magnitude (steel 45 – $\alpha_{st} = 11,9 \cdot 10^{-6}$ and Al_2O_3 and $5,4 \cdot 10^{-6} 1^\circ C$), high residual stresses are formed in the sprayed coating. That can lead to its separation from the steel substrate. Therefore, when developing technology of plasma spraying of Al_2O_3 ceramic coating in the steel substrate, it is necessary to provide measures to ensure the formation of minor residual stresses in the coating. Given that, the level of residual stresses generated in the coating is strongly influenced by the spraying technology and modes, it is advisable to determine their size experimentally for specific parameters of spraying processes.

Experimental studies of the magnitude of residual stresses in the plasma-sprayed Al_2O_3 coating were carried out the methods described in [19]. To study the residual stresses in the plasma coating of Al_2O_3 the samples were made from steel 45 measuring $140 \times 10 \times 2$ mm, the coating was applied to VGA-3D in the following mode: current $I = 300$ A, voltage $U = 50$ B, plasma flow rate (40% Ar + 60% N₂) $Q = 2$ m³/h and carrier gas (Ar) $Q_{tp} = 0,05$ m³/h, spraying distance $l = 60$ mm. The layers of sprayed coating were removed mechanically by an abrasive tool. Deformation during the re-

moval of the layers was determined by the indicator head according to the metrology scheme given in [19].

Residual stresses at a point on the surface at the distance a_i are determined by the formula:

$$\sigma(a_i) = \frac{8E_1}{l^2} \left\{ f_1 [h - e(a_s) - a_i] + N(a_i) \cdot \frac{df}{da}(a_i) - (h - a_i) f(a_i) - \int_0^{a_i} M(\xi) d(\xi) \right\}, \quad (1)$$

where: a_i – the thickness of the removed layer; f_1 – deflection caused by unfastening the sample (in this case, $f_1 = 0$); $e(a_i)$ – distance from the center of gravity of the cross-section to the surface opposite the removed layers; $f(a_i)$ – deflection caused by the removing layer a_i .

$$N(a_i) = \left\{ E_2 / E_1 [(h_1 - e(a_i))^3 - e(a_i)] + [h - a_i - e(a_i)]^3 - [h_1 - e(a_i)]^3 \right\} / [h - e(a_i) - a_i]. \quad (2)$$

$$M(\xi) = \left[\frac{N(\xi)}{h_1 (E_2 / E_1 - 1) - (h - \xi)} - e(\xi) \right] \frac{df}{d\xi}.$$

$$e(a_i) = \frac{\int E y_1 df}{\int E df} = \frac{\frac{1}{2} E_1 (h_1^2 - h_1^2) + \frac{1}{2} E_2 h_1}{E_2 h_1 + E_1 h_2},$$

where: E_2, E_1 and h_1, h_2 – moduli of elasticity and thickness of the steel substrate and the plasma Al_2O_3 coating respectively.

Modulus of elasticity of plasma Al_2O_3 coating was determined experimentally by spraying on the end surfaces of piston rings with diameter $D = 120$ mm and width $t = 4,8$ mm, compressed to a working clearance in the lock (0,3 mm) by the method described in [20]. Modulus of elasticity of plasma Al_2O_3 coating equal to $2,8 \cdot 10^4$, was determined by the formula:

$$E = \frac{7,07 K Q_0 \cdot (S_0 - S) \cdot [(D/t - 1)]^3}{2\delta \cdot (S_0 - S_p) \cdot (S - S_p)}, \quad (2)$$

where: δ – sprayed layer height at one end of the ring; S_0 and S_p – width of the clearance in the lock ring in the free state and its work; $K = 2.023$ – proportionality coefficient (depends on the method of elasticity measuring); D – ring diameter in working condition; t – ring width.

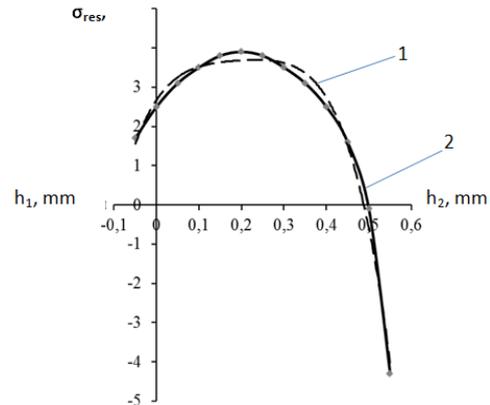


Fig. 2. Distribution of residual stresses in sprayed Al_2O_3 coating on the steel 45: 1 – approximating curve, 2 – experimental curve; h_2, h_1 – distance from the steel surface to the coating layer and the base layer respectively

REFERENCES

Fig. 2 – shows the distribution of the residual stresses through the thickness of sprayed Al_2O_3 coating on steel 45.

Analyzing the experimental curve nature, it can be concluded that in the coating layers, spaced from the sprayed surface at the distance no longer than 0,5 mm, the compressive residual stresses are formed, which are further transferred in tension with $h_2 > 0,5$ mm. Hence, to ensure a minimum residual (compressive and, as less dangerous) stresses were applied to plasma coatings on the sleeve with thickness of 0,4-0,5 mm.

By approximating the experimental curve we obtained the theoretical dependence of residual stresses distribution in the plasma-sprayed Al_2O_3 coating on steel 45, which represents a polynomial function of the fourth degree:

$$\sigma_{res} = -441,93 \cdot h_2^4 + 342,86 \cdot h_2^3 - 106,34 \cdot h_2^2 + 16,13 \cdot h_2 + 2,67. \quad (3)$$

Life tests of a plasma-coated sleeve were carried out on a special stand for T-150K tractor gearboxes. Test results showed that in the process of friction between the sealing rubber corral 1-80 × 105-4 and the hardened surface of the sleeve, a belt with a shiny surface is formed on the plasma coating, indicating a run-in (Fig. 3).

The results of the micrometerage showed that there is almost no wear (0.02 mm) in contact with the sleeve. the running process takes place.

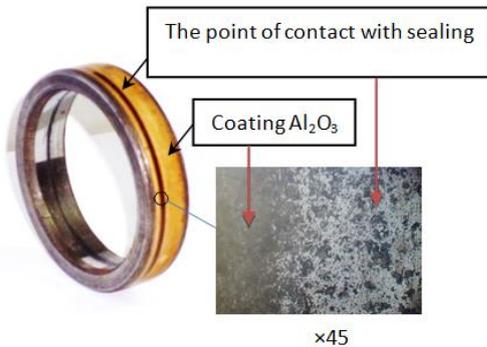


Fig. 3. Sleeve of T-150K tractor gearbox with plasma coating Al_2O_3 after testing

It should be noted that rubber collar wear was at the same wear level of collars, working in conjunction with a steel sleeve.

CONCLUSIONS

The research results allow to recommend the use of plasma alumina coating on cylindrical surfaces of machine parts working in conjunction with rubber collars in order to increase resource of new and restored.

It was established the theoretical dependence of residual stresses distribution applying a plasma-spraying- Al_2O_3 -coating method on steel 45, which allows to determine the thickness of the deposited oxide coating providing the required form and the level of residual stresses.

1. **Гаркунов Д.Н. 2002.** Триботехника (конструирование, изготовление и эксплуатация машин): Учебник / Гаркунов Д.Н. М.: «Издательство МСХА», 632.
2. **Кугель Р.В. 1981.** Основные задачи проблемы надежности машин / Р.В. Кугель // Вестник машиностроения. № 11. 49-55.
3. **Лузан С.А. 2015.** Определение способов восстановления деталей сельскохозяйственных машин, обеспечивающих их ресурс на уровне и превышающем уровень новых / С.А. Лузан // Вестник ХНТУСГ им. П. Василенка. – Харьков: Вып. 158. 93-98. (Украина).
4. **Лузан С.А. 2015.** Пути решения проблемы повышения ресурса деталей тракторов плазменным напылением с учетом обеспечения взрывопожаробезопасности технологии / С.А. Лузан, Н.М. Кириенко // Вестник ХНТУСГ им. П. Василенка. – Харьков: Вып. 156. 581-587. (Украина).
5. **Лузан С. 2015.** Влияние параметров вибрационной обработки на износостойкость газопламенных антифрикционных покрытий / С. Лузан, Н. Кириенко // MOTROL. Commission of Motonization and Energetics in Agriculture. – Poland: Vol. 17. No. 7. 35-38.
6. **Черновол М.И. 1990.** Восстановление и упрочнение деталей машин с помощью новых износостойких материалов / Черновол М.И. М.: АгроНИИТЭИИТО, 64.
7. **Масино М. А. 1981.** Организация восстановления автомобильных деталей / М.А. Масино. М.: Транспорт, 179.
8. **Лузан С.А. 2015.** Анализ методов и способов восстановления деталей сельскохозяйственных машин / С.А. Лузан, Н.М. Кириенко // Вестник ХНТУСГ им. П. Василенка. Харьков: Вып. 156. 544-552. (Украина).
9. **Мчедлов С.Г. 2007.** Газотермическое покрытие в технологии упрочнения и восстановления деталей машин (обзор) / С.Г. Мчедлов // Сварочное производство. № 10. 35-45.
10. **Куличенко А.Я. 2009.** Расчет предельно допустимых отклонений параметров деталей в средствах железнодорожного транспорта / А.Я. Куличенко, А.Р. Милянч // Железнодорожный транспорт Украины. Киев, № 2. 51-53. (Украина).
11. **Воловик Е.Л. 1981.** Справочник по восстановлению деталей / Е.Л. Воловик. М.: Колос, 351.
12. **Туренко А.Н. 2011.** Интегрирование технологии газотермического напыления покрытий и метода электроискрового легирования / А.Н. Туренко, А.С. Полянский, С.А. Лузан // Автомобильный транспорт: сб. научн. трудов. Вып. 28. 109-113.

13. **Лузан С.А. 2014.** Комплексная оценка номенклатуры деталей, которые определяют ресурс мобильной техники и её безопасность / С.О. Лузан // Вестник ХНТУСХ им. П. Василенка. Харьков: Вып. 148. 478-485. (Украина).
14. **Шадричев В. А. 1976.** Основы технологии восстановления и ремонта автомобилей / Шадричев В.А. Л.: Машиностроение, 560.
15. **Восстановление деталей машин: [справочник] 2003.** / Ф.И. Пантелеенко, В.П. Лялякин, В.П. Иванов, В.М. Константинов. М.: Машиностроение, 672.
16. **Лялякин В.П. 1993.** Научно обоснованная технология восстановления коленчатого вала автотракторного двигателя / В.П. Лялякин // Сварочное производство. № 2. 4-7.
17. **Масимович Б.И. 1983.** Газотермическое напыление изношенных деталей механизма газораспределения двигателей автомобилей ВАЗ / Б.И. Масимович, В.В. Заводян, И.В. Нетеса // Автомобильная промышленность. № 7. 12-15.
18. **Кухтов В.Г. 2004.** Долговечность деталей шасси колёсных тракторов / В.Г. Кухтов. Харьков: ХНАДУ, 292.
19. **Пузряков А.Ф. 2003.** Теоретические основы технологии плазменного напыления: / А. Ф. Пузряков. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 360.
20. **Пузряков А.Ф. 1989.** Метод определения модулей упругости газотермических покрытий / А.Ф. Пузряков, С.А. Лузан // Автоматическая сварка. № 8, 75-76.

ИССЛЕДОВАНИЕ ВОЗМОЖНОСТИ ПРИМЕНЕНИЯ ПЛАЗМЕННОГО ПОКРЫТИЯ ОКСИДОМ АЛЮМИНИЯ ДЕТАЛЕЙ МАШИН

Аннотация. Статья посвящена изучению возможности повышения ресурса деталей машин, работающих в сопряжении с манжетами, путем плазменного напыления оксида алюминия.

При обобщении видов износа деталей, которые возникают в эксплуатации машин, изготовленных на различных заводах, устанавливаются характерные дефекты, присущие машинам различного назначения. В вышедших из строя деталях наблюда-

ется абразивный износ, усталостное разрушение поверхностного слоя, контактное схватывание, смятие и коррозия. В числе дефектов встречаются трещины, скалывание и выкрашивание зубьев, поломка зубьев, скручивание шлицев и валов.

Абразивный износ превалирует над остальными: около 40% деталей имеют чисто абразивный износ и 50% - абразивный в комбинации с другими видами износа и разрушений поверхностного слоя. Необходимо отметить, что наибольшее число деталей (около 83%) имеет износ до 0,6 мм. На основе анализа опыта, накопленного на Харьковском тракторном заводе, была определена номенклатура деталей шасси колесных тракторов Т-150К, требующих повышения долговечности. Номенклатура содержит 36 деталей. Преобладающие виды повреждений: износ – 33 детали, питтинг зубьев – 2 детали, спекание втулки с валом – 1 деталь.

Эта работа представляет результаты экспериментальных исследований возможности применения плазменного покрытия оксидом Al_2O_3 цилиндрических поверхностей деталей, работающих в сопряжении с резиновой манжетой, с целью повышения их ресурса. Экспериментально исследованы величины остаточных напряжений в напыленном плазменным способом покрытии Al_2O_3 . Установлена теоретическая зависимость распределения остаточных напряжений в напыленном плазменным способом покрытии Al_2O_3 на сталь 45. Эта зависимость позволяет определять толщину напыляемого оксидного покрытия, обеспечивающего требуемый вид и уровень остаточных напряжений.

Основываясь на результатах проведенных исследований можно рекомендовать плазменное покрытие оксидом алюминия цилиндрических поверхностей деталей машин, работающих в сопряжении с резиновыми манжетами, с целью повышения ресурса как новых деталей, так и восстанавливаемых при ремонте.

Ключевые слова: плазменное покрытие, поверхность, деталь, резиновая манжета, трактор, коробка передач, втулка.

ОПТИМИЗАЦИЯ ПАРАМЕТРОВ АЛГОРИТМА АКУСТИКО-ЭМИССИОННОГО ДИАГНОСТИРОВАНИЯ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ

Сергей Шевченко

*Харьковский национальный технический университет сельского хозяйства
имени Петра Василенко*

Ул. Алчевских, 44, Харьков, Украина. E-mail: Serg.Shevchen@gmail.com

Sergey Shevchenko

*Kharkiv Petro Vasylenko National Technical University of Agriculture
Str. Alchevskih, 44, Kharkov, Ukraine. E-mail: Serg.Shevchen@gmail.com*

Аннотация. Объектом исследования являются шариковые подшипники качения. Предложена методика акустико-эмиссионного диагностирования подшипника, основанная на измерении длительности всплесков и пауз огибающей акустической эмиссии и вычислении дробных моментов этих длительностей. Для измерения огибающей акустической эмиссии используется пиковый детектор.

Моменты начала и окончания всплесков и пауз определяются по пересечению порогового уровня. Уровень порога соответствует заданному порядку квантиля распределения амплитуд огибающей акустической эмиссии. Такой выбор порогового уровня существенно уменьшает влияние изменения затухания эмиссии и чувствительности датчика, на результат диагностирования.

Приведено описание компьютеризированного стенда для экспериментальных исследований. Для создания искусственных дефектов на кольце подшипника использован лазер. Разработан план эксперимента и выполнен полный факторный эксперимент для оптимизации варьируемых параметров алгоритма обработки сигнала эмиссии.

Приведены временные диаграммы сигналов акустической эмиссии дефектного и бездефектного подшипников, гистограммы и законы распределения длительностей всплесков эмиссии и пауз, гистограммы диагностического параметра дефектного и бездефектного подшипников.

Ключевые слова: подшипник, диагностика, акустическая эмиссия, дефект, питтинг, пороговый уровень, вероятность ошибки.

ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМЫ

Подшипники качения являются одним из наиболее распространенных элементов сельскохозяйственных машин и в значительной мере обуславливают их надежность. Преобладающим процессом разрушения подшипников качения является усталостное выкрашивание дорожек и тел качения – питтинг. При этом наблюдается многократный разброс ресурса подшипников (даже при работе в одинаковых условиях). В связи с этим ведутся исследования по разработке методик и аппаратуры для своевременного обнаружения дефектов подшипников. Одним из наиболее информативных диагностических признаков питтинга является акустическая эмиссия [1-4] – высокочастотные упругие колебания (частотой от десятков килогерц до нескольких мега-

герц), сопровождающие движение дислокаций, возникновение и рост микротрещин.

АНАЛИЗ ПОСЛЕДНИХ ИССЛЕДОВАНИЙ И ПУБЛИКАЦИЙ

Проанализируем исследования и публикации по акустико-эмиссионному диагностированию подшипников качения, обращая особое внимание на диагностические признаки дефектов и виды выявляемых дефектов.

В работе [5] приведены результаты стендовых испытаний планетарных редукторов с различной степенью естественного износа шариковых подшипников. В качестве диагностического признака дефекта использован энергетический спектр огибающей акустической эмиссии в диапазоне частот 0-200 Гц (при этом частота дискретизации составила 5 МГц).

Объектом исследований в [6] является самоустанавливающийся шариковый подшипник, работающий в условиях дисбаланса. Искусственный дефект на внутреннем кольце создавался с помощью электрического разряда. Регистрировали длительность и энергию акустической эмиссии (полоса пропускания датчика – 80-200 кГц) в зависимости от взаимного расположения датчика и дефекта.

Оцениванию размеров искусственной трещины на кольце роликового подшипника посвящена работа [7]. Диагностический параметр – спектр огибающей акустической эмиссии в диапазоне частот до 200 Гц. Дальнейшая обработка выполнялась методами нечеткой логики.

В работе [8] приведены результаты сравнения вибрационных и акустико-эмиссионных спектральных признаков дефектов роликовых подшипников в соответствующих диапазонах частот.

Выбор порогового уровня при диагностировании шариковых подшипников является одной из основных задач исследования [9] (дефекты создавались искусственно). Авторами рекомендовано выбирать этот уровень в диапазоне 30-90% максимальной амплитуды фонового шума. Измерение параметров акустической эмиссии (счет, среднеквадратическое значение) осуществлялось на специальном стенде.

Для уменьшения объема обрабатываемых данных в [10] применено понижение частоты дискретизации сигнала акустической эмиссии от подшипников, установленных в промышленном оборудова-

нии. Для этого выделяют максимальные значения сигнала на интервале времени, который равен новому (увеличенному) периоду дискретизации. В качестве диагностического параметра используется отношение пикового и среднего значений акустической эмиссии.

В [11] предложен другой способ уменьшения объема обрабатываемых данных, основанный на треугольной аппроксимации огибающей акустической эмиссии. Дальнейшая обработка осуществляется в частотной области.

Объектом исследования [12] являются медленно вращающиеся роликовые подшипники. Уровень порога выделения сигнала эмиссии вычисляется как утроенное среднеквадратическое значение шума. В процессе обработки сигнала вычисляется авторегрессионная функция, что позволяет сглаживать форму волны сигнала. Диагностическим признаком для различения дефектов внутреннего и внешнего колец является длительность спада всплеска эмиссии.

В [13] приведены результаты стендовых исследований роликовых подшипников. Дефекты создавались электроэрозионным способом. Энергия акустической эмиссии, преимущественно, сосредоточена в диапазоне 50-180 кГц. Для обнаружения дефектов использовался спектральный и автокорреляционный анализ эмиссии. В качестве диагностического параметра также применялись амплитуда, среднеквадратическое значение, эксцесс, энергия и счет эмиссии. Особое внимание обращено на исследование параметров, не чувствительных к коэффициенту усиления электронных схем и выбору порогового уровня.

В [14] предложен диагностический признак, основанный на измерении вторых начальных моментов длительностей всплесков огибающей эмиссии и пауз между ними. При этом пороговый уровень соответствует заданному порядку квантиля распределения огибающей эмиссии. Это позволяет уменьшить влияние масштабирования сигнала акустической эмиссии по амплитуде на результат диагностирования.

По результатам обзора работ [1-14] можно сделать вывод о том, что перспективным направлением исследований является обоснование акустико-эмиссионных признаков дефектов подшипников качения, инвариантных к масштабированию сигнала по амплитуде. Обусловлено это тем, что флуктуации затухания эмиссии, различия амплитудно-частотных характеристик датчиков эмиссии и другие факторы оказывают влияние на результат измерения энергетических параметров эмиссии, таких как энергия, среднеквадратическое значение, спектр и результат вейвлет-преобразования [15]. Следствием могут быть ошибки диагностирования. Перечисленные факторы влияют также на параметры акустической эмиссии, при вычислении которых осуществляется сравнение сигнала с некоторым пороговым уровнем. Процедура выбора такого уровня зачастую недостаточно формализована или основывается на факторах, которые сами являются изменчивыми (например, собственный шум усилителя или фоновый уро-

вень эмиссии).

Таким образом, актуальным является проведение теоретических и экспериментальных исследований по оптимизации параметров алгоритма акустико-эмиссионного диагностирования подшипника качения, основанных на измерении временных параметров сигнала [14]. При этом целесообразно не ограничиваться целочисленными значениями порядков моментов, а проанализировать возможность использования моментов дробных порядков [16].

ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Цель работы – разработка методики и оптимизация параметров алгоритма диагностирования подшипников качения по дробным моментам распределения длительности всплесков акустической эмиссии и пауз между ними.

ИЗЛОЖЕНИЕ ОСНОВНОГО МАТЕРИАЛА

Определим граничное значение диагностического параметра, по результатам сравнения с которым будет приниматься решение о наличии либо отсутствии дефекта. Если разность между математическими ожиданиями диагностического признака дефектного и бездефектного объектов многократно превышает среднеквадратические отклонения, то затруднительно определить соответствующие эмпирические плотности вероятности признака в области их пересечения.

Поэтому применим неравенство Чебышева [17], зачастую используемое при статистическом распознавании образов [18], если законы распределения признаков объектов неизвестны. Будем полагать, что при выборе граничного значения диагностического параметра выполняются многократные измерения диагностического параметра дефектного и бездефектного образцов, по результатам которых оценивают математическое ожидание и среднеквадратичное отклонение диагностического параметра. Примем, что при наличии дефекта математическое ожидание диагностического параметра является большим, чем при отсутствии дефекта.

Определим вероятность ошибки диагностирования I рода (ошибочное принятие решение о наличии дефекта) как вероятность превышения диагностическим параметром граничного значения:

$$P_I(r) \leq \left(\frac{\sigma_0}{r - m_0} \right)^2, \quad (1)$$

где: P_I – условная вероятность ошибки диагностирования I рода; r – граничное значение диагностического параметра; m_0 – математическое ожидание диагностического параметра при отсутствии дефекта; σ_0 – среднеквадратичное отклонение диагностического параметра при отсутствии дефекта.

Аналогично определим вероятность ошибки диагностирования II рода (ошибочное принятие решение об отсутствии дефекта):

$$P_{II}(r) \leq \left(\frac{\sigma_1}{m_1 - r} \right)^2, \quad (2)$$

где: P_{II} – условная вероятность ошибки диагности-

рования II рода; m_1 – математическое ожидание диагностического параметра при наличии дефекта; σ_1 – среднее квадратичное отклонение диагностического параметра при наличии дефекта.

Определим максимальную возможную (для наиболее неблагоприятного случая) вероятность ошибки диагностирования, переходя в (1, 2) от неравенств к равенствам:

$$P_E(r) = P_I(r)P_0 + P_{II}(r)P_1, \quad (3)$$

где: P_E – вероятность ошибки диагностирования; P_0 – априорная вероятность отсутствия дефекта; P_1 – априорная вероятность наличия дефекта.

Принимая, согласно критерию идеального наблюдателя, что оба возможных состояния объекта диагностирования являются равновероятными, определим вероятность ошибки диагностирования:

$$P_E(r) = \frac{1}{2} \left(\frac{\sigma_0}{r - m_0} \right)^2 + \frac{1}{2} \left(\frac{\sigma_1}{m_1 - r} \right)^2. \quad (4)$$

Минимум этой функции соответствует оптимальному граничному значению диагностического параметра:

$$r_{opt} = \frac{\sigma_0^{2/3} m_1 + \sigma_1^{2/3} m_0}{\sigma_1^{2/3} + \sigma_0^{2/3}}, \quad (5)$$

где: r_{opt} – оптимальное граничное значение диагностического параметра.

Количество повторений опытов для оценивания моментов распределения диагностического параметров дефектного и бездефектного подшипников принято равным 20. Это обеспечивает, как показали расчеты, пренебрежимо малое влияние погрешностей оценок моментов распределения на вероятность ошибки диагностирования.

Исследование осуществляли с помощью испытательного стенда [19], собранного на основе четырехшариковой машины трения. При этом корпус сменного подшипникового узла был доработан для установки упорного подшипника – рис. 1 и рис. 2.

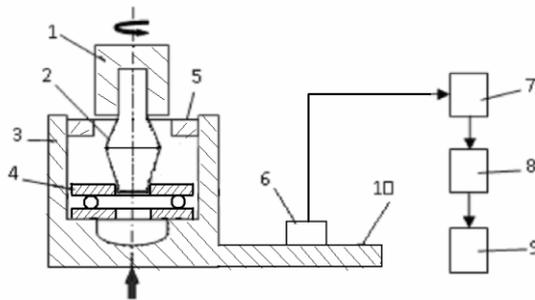


Рис. 1. Структура стенда для экспериментальных исследований: 1 – шпиндель четырехшариковой машины трения; 2 – конус; 3 – корпус подшипникового узла; 4 – подшипник; 5 – гайка; 6 – датчик акустической эмиссии; 7 – усилитель; 8 – USB-осциллограф; 9 – компьютер; 10 – рычаг

Fig. 1. Structure of the test rig: 1 – the spindle of four-ball friction machine; 2 – the cone; 3 – the case of a bearing assembly; 4 – the bearing; 5 – the nut; 6 – the acoustic emission sensor; 7 – the amplifier; 8 – the USB-oscilloscope; 9 – the computer; 10 – the lever

Сигнал акустической эмиссии, генерируемый подшипником, воспринимался датчиком GT300 и поступал в усилитель, а с выхода усилителя (коэффициент усиления 100) – в USB-осциллограф PV6501 и далее в компьютер. Номинальная частота вращения подвижного кольца подшипника составляет 1500 1/мин, осевая нагрузка – 333Н, смазочный материал – М10Г2к.

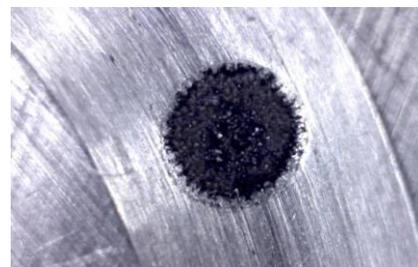
Объект экспериментального исследования – упорный подшипник 8100 (международное обозначение – 51100), конструкция которого дает возможность искусственно создавать дефекты с помощью лазера. Испытывались два подшипника, на дорожке качения одного из них с помощью лазера были созданы три выемки диаметром 1,5 мм и глубиной 0,15 мм, равномерно распределенные по дорожке качения – см. рис. 2.



a)



b)



c)

Рис. 2. Оборудование для экспериментальных исследований: a) стенд; b) подшипниковый узел; c) искусственный дефект на дорожке подшипника

Fig. 2. The equipment for experimental investigation: a) test rig; b) bearing assembly; c) artificial defect on the bearing track

Определение диагностического параметра подшипника осуществлялось по методике, состоящей из таких этапов:

- измерение значений огибающей акустической эмиссии;
- определение гистограммы значений огибающей акустической эмиссии и закона их распределения;
- вычисление дробных начальных моментов распределений продолжительности всплесков и пауз между ними;
- вычисление диагностического параметра подшипника.
- определение порогового уровня огибающей эмиссии, соответствующего квантилю заданного порядка, путем решения уравнения:

$$P_K = F_{AE}(A), \tag{6}$$

где: P_K – порядок квантиля, соответствующий уровню дискриминации огибающей эмиссии; F_{AE} – закону распределения амплитуд огибающей акустической эмиссии; A – пороговый уровень огибающей акустической эмиссии, В.

Примеры гистограмм, законов распределения и пороговых уровней (для квантиля порядка 86%) показаны на рис. 3.

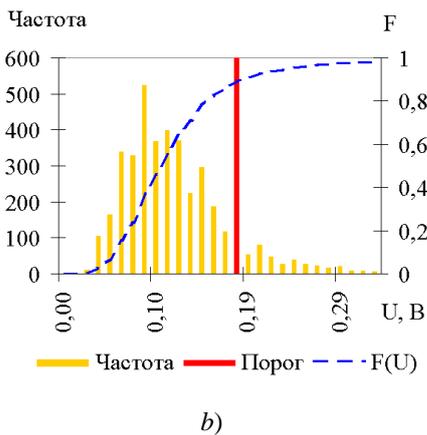
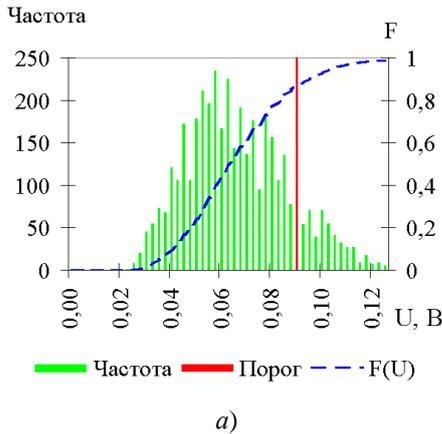


Рис.3. Гистограммы амплитуд огибающей акустической эмиссии: *a)* бездефектный подшипник; *b)* дефектный подшипник

Fig. 3. The histograms of the acoustic emission envelope: *a)* the defect-free bearing; *b)* the defective bearing

Определение интервалов времени, на которых огибающая эмиссии превышает пороговый уровень (всплеск) или находится ниже этого уровня (пауза) рис. 4.

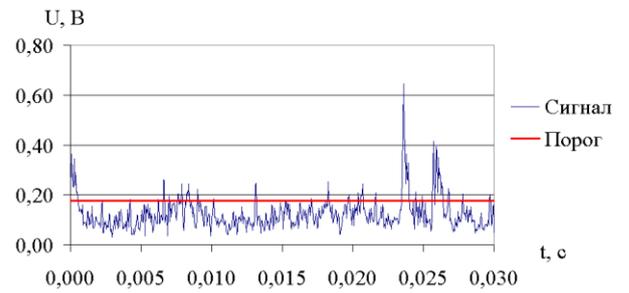
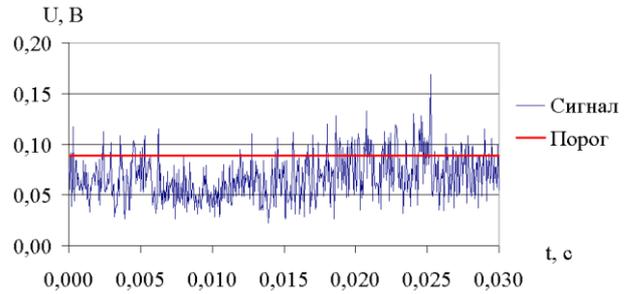


Рис. 4. Временные диаграммы огибающей акустической эмиссии: *a)* бездефектный подшипник; *b)* дефектный подшипник

Fig. 4. The acoustic emission envelope waveforms: *a)* the defect-free bearing; *b)* the defective bearing

Диагностический параметр подшипника вычисляется по формуле:

$$D_B = k D_\tau D_g, \tag{7}$$

где: k – масштабный коэффициент; D_B – диагностический параметр подшипника качения; D_τ – частичный показатель состояния подшипника, определенный по длительностям всплесков эмиссии; D_g – частичный показатель состояния подшипника, определенный по длительностям пауз между всплесками эмиссии;

Законы распределения длительностей всплесков эмиссии и пауз между ними показаны на рис. 5 и рис. 6.

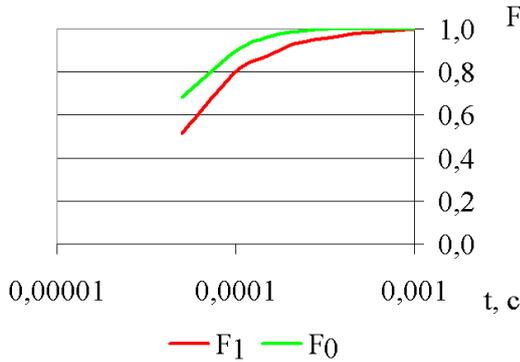


Рис. 5. Закон распределения длительностей всплесков эмиссии: F_0 – бездефектный подшипник; F_1 – дефектный подшипник

Fig. 5. The cumulative distribution law of the acoustic emission bursts duration: F_0 – the defect-free bearing; F_1 – the defective bearing

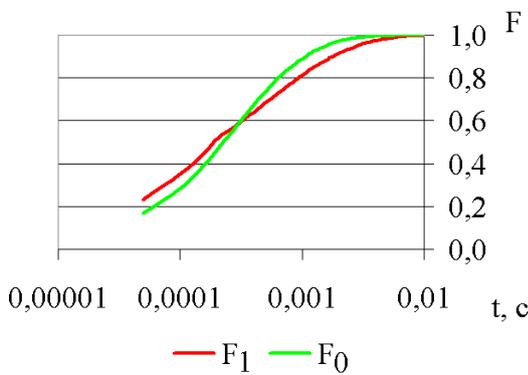


Рис. 6. Закон распределения длительностей пауз: F_0 – бездефектный подшипник; F_1 – дефектный подшипник

Fig. 6. The cumulative distribution law of the pauses duration: F_0 – the defect-free bearing; F_1 – the defective bearing

Масштабный коэффициент выбран так, чтобы после логарифмирования значений диагностического признака результаты были положительными числами. Частичные показатели состояния подшипника вычисляется по формулам:

$$D_\tau = \frac{M[\tau^V]}{((1 - P_K)T_Z)^V}; \quad (8)$$

$$D_g = \frac{M[\tau^W]}{(P_K T_Z)^W}; \quad (9)$$

$$T_Z = \frac{2T}{Z}; \quad (10)$$

$$k = 10^{1,5(V+W)}, \quad (11)$$

где: V – порядок начального момента распределения длительностей всплесков эмиссии; W – порядок начального момента распределения длительностей пауз между всплесками эмиссии. T_Z – период контактирования дефектного участка дорожки качения с телами качения, с; T – период вращения подвижного кольца подшипника, с; Z – количество тел качения.

Выполняли по 20 измерений акустической эмиссии бездефектного и дефектом подшипника и. Результат каждого измерения (4000 значений амплитуды огибающей) сохранялся в файле. Затем осуществляли полный факторный эксперимент с целью определения оптимальных значений параметров алгоритма, по которому вычисляется диагностический параметр (7). Варьируемыми параметрами алгоритма являются:

- порядок квантиля распределения огибающей эмиссии, соответствующий пороговому уровню;
- порядок начального момента распределения длительностей всплесков акустической эмиссии;
- порядок начального момента распределения длительностей пауз между всплесками акустической эмиссии.

Каждый из факторов имеет три уровня варьирования (табл. 1).

Таблица 1. Варьируемые параметры алгоритма вычисления акустико-эмиссионного диагностического признака состояния подшипника

Table 1. Variable parameters of the algorithm of calculating of acoustic emission mark of bearing state

Наименование параметров	Уровни варьирования параметров		
	нижний	средний	верхний
Порядок квантиля P_K	0,75	0,86	0,97
Порядок момента длительностей всплесков V	1	3	5
Порядок момента длительностей пауз W	0,5	1,25	2

В каждом опыте обрабатывали результаты 20 измерений эмиссии бездефектного и дефектного подшипников, после чего вычисляли вероятность ошибки диагностирования с помощью одностроннего неравенства Чебышева [20] табл. 2.

Таблица 2. Матрица планирования и результаты эксперимента

Table 2. The matrix of plan and the experiment results

Номер опыта	Варьируемые параметры			Вероятность ошибки PE
	P_K	V	W	
1	0,75	1	0,5	0,152
2	0,75	1	1,25	0,160
3	0,75	1	2	0,210
4	0,75	3	0,5	0,081
5	0,75	3	1,25	0,085
6	0,75	3	2	0,101
7	0,75	5	0,5	0,088
8	0,75	5	1,25	0,085
9	0,75	5	2	0,086
10	0,86	1	0,5	11,5%
11	0,86	1	1,25	11,3%
12	0,86	1	2	14,3%
13	0,86	3	0,5	5,9%
14	0,86	3	1,25	6,5%
15	0,86	3	2	7,8%
16	0,86	5	0,5	6,6%
17	0,86	5	1,25	6,7%
18	0,86	5	2	7,0%
19	0,97	1	0,5	23,4%
20	0,97	1	1,25	15,9%
21	0,97	1	2	18,3%
22	0,97	3	0,5	13,0%
23	0,97	3	1,25	11,7%
24	0,97	3	2	12,2%
25	0,97	5	0,5	14,0%
26	0,97	5	1,25	12,6%
27	0,97	5	2	12,3%

Пример гистограммы значений диагностического параметра бездефектного и дефектного подшипников приведен на рис. 7.

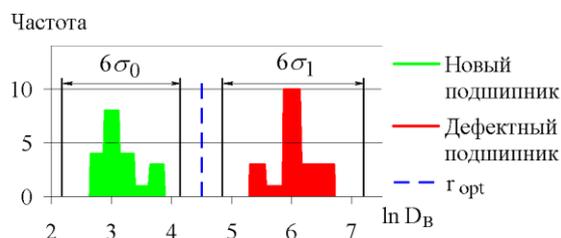


Рис. 7. Гистограммы распределений диагностического параметра бездефектного и дефектного подшипника

Fig. 7. The diagnostic parameter histograms of the defective and defect-free bearings

По результатам эксперимента получена функция регрессии – зависимость вероятности ошибки диагностирования от варьируемых параметров алгоритма (приведены только значимые, согласно критерию Стьюдента, составляющие, для которых критериальная статистика превышает критическое значение, соответствующее уровню значимости $\alpha = 0,05$):

$$P_E = 3,804P_K^2 + 0,00896V^2 + 0,02230W^2 + 2,8039 - 0,15489P_KW - 6,2925P_K - 0,09224V. \quad (12)$$

Проверка по критерию Фишера показала, что коэффициент детерминации $R^2 = 0,936$, а критериальная статистика $F = 27,7$ превышает критическое значение $F_{кр} = 2,5$ (для уровня значимости $\alpha = 0,05$), что свидетельствует об адекватности функции регрессии. Поверхность отклика, полученная при среднем значении порядка квантиля, приведена на рис. 8.

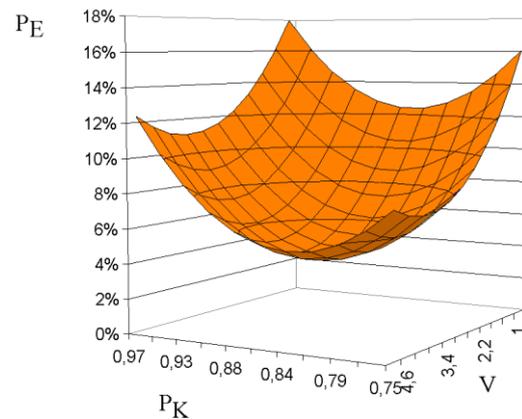


Рис. 8. Аппроксимация зависимости вероятности ошибки диагностирования от порядка квантиля и порядка момента длительностей всплесков

Fig. 8. The dependence approximation of the probability of diagnosis error on the quantile order and bursts duration moments

Вогнутый характер зависимости вероятности ошибок диагностирования от порядка квантиля распределения объясняется следующим. При малых значениях порядка квантиля (менее 80%) моменты длительности всплесков и пауз эмиссии определяются преимущественно, бездефектными участками тел и дорожек качения даже при наличии дефектов, что затрудняет диагностирование. При больших значениях порядка квантиля (более 95%) возрастает вклад случайных выбросов в результат вычисления моментов и всплесков, и пауз эмиссии.

Можно предположить, что оптимальное значение порядка квантиля близко к доле времени, соответствующей контактированию деталей подшипника на бездефектных участках (при этом доля времени всплесков, соответствующая превышению порога огибающей эмиссии, будет близка к доле времени, соответствующей контактированию деталей подшипника на дефектных участках).

Вогнутый характер зависимости вероятности ошибок диагностирования от порядка момента дли-

тельностью всплесков объясняется следующим. Как видно из рис. 5, под влиянием дефекта увеличивается доля всплесков большей длительности, что объясняется формированием множества мощных импульсов акустической эмиссии при контактировании деталей на дефектных участках, что находит выражение в длительных всплесках огибающей эмиссии. Эти всплески особенно сильно влияют на моменты высших порядков, тогда как влияние на моменты низших порядков (например, 1-го) мало, так как доля времени контактирования деталей подшипника на дефектных участках невелика. При увеличении порядка момента выше 1-го разность математических ожиданий диагностических параметров дефектного и бездефектного будет увеличиваться, что способствует уменьшению вероятностей ошибок. Однако, по мере увеличения порядка, будет возрастать и среднеквадратическое отклонение диагностических параметров. Это приведет к уменьшению относительного расстояния между математическими ожиданиями диагностических параметров при наличии и при отсутствии дефекта, что увеличит вероятность ошибки диагностирования. Совместное действие этих тенденций приводит к существованию некоторого оптимального порядка момента длительности всплесков.

При наличии дефекта доля пауз малой длительности уменьшается, как уменьшается и доля пауз большой длительности (см. рис. 6). Объясняется это следующим. Доля пауз большой длительности увеличивается, так как пороговый уровень превышают, преимущественно, довольно редкие всплески, обусловленные контактированием деталей на дефектных участках. Уменьшается и доля коротких пауз, что объясняется характером флуктуаций огибающей во время всплесков эмиссии (см. рис. 4), которые являются более продолжительными, чем интервалы между пересечениями порогового уровня огибающей эмиссии бездефектного подшипника. В связи с этим невозможно с уверенностью сказать, какие знамения порядка моментов длительностей пауз являются предпочтительными для диагностирования – это могут быть порядки как выше первого (чувствительные к увеличению доли длительных пауз), так порядки менее первого (чувствительные к увеличению доли длительных пауз). Поэтому при выборе пределов варьирования порядка момента длительности пауз выбраны значения, для которых единица является средним геометрическим.

Оптимальные значения параметров алгоритма определены из условия минимума функция регрессии (12): $P_K = 0,836$; $V = 3,98$; $W = 1,14$ (при этом вероятность ошибки диагностирования, вычисленная по формуле (12), составляет 4,4%). Заметим, что длительность измерения эмиссии при этом составляла 0,2 с. Значительно уменьшить вероятность ошибок диагностирования можно, выполняя несколько измерений и реализуя обнаружение с фиксированным размером выборки либо последовательное обнаружение.

ВЫВОДЫ

При измерении временных параметров акустической эмиссии целесообразно пороговый уровень выбирать соответственно порядку квантиля распределения амплитуд, определяемому из условия минимума вероятности ошибки диагностирования.

Акустико-эмиссионные признаки дефектов, основанные на измерении временных параметров огибающей эмиссии, малочувствительны к изменению коэффициента передачи датчика эмиссии и изменению затуханию эмиссии на пути распространения от источника к датчику.

Применение дробных порядков моментов длительностей всплесков эмиссии и пауз при определении диагностического параметра подшипника позволяет уменьшить вероятность ошибок диагностирования.

Перспективным направлением дальнейших исследований является изучение динамики изменения предложенного диагностического параметра по мере увеличения размера дефекта, что предоставит возможность определять допустимого значения диагностического параметра на основе модели, разработанной в [21].

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Vitrenko V., Kirichenko I., Kashura M., Kashura A. 2011.** Diagnostics of the State of Bearings Knots a Noncollapsible Method. ТЕКА. Ком. Mot. i Energ. Roln. – OL PAN, 11B. 197-205.
2. **Marchenko D. 2012,** Grounding of the Frequency Range Choice in the System of Monitoring of the Operation Reliability of the Technical Systems. ТЕКА. Commission of motorization and energetics in agriculture. Vol. 12. No. 3. 105-108.
3. **Войтов В.А., Шевченко А.Н.** Показатели противопиттинговой способности трансмиссионных масел. Вестник Харьковского национального технического университета сельского хозяйства им. П. Василенко. Вып. 146. 255–260.
4. **Андросова Е.Б. 2014.** Метод контроля шариковых подшипников с учётом виброударного режима: автореф. дисс. на соискание ученой степени канд. техн. наук. Орел: ФГБОУ ВПО «Госуниверситет – УНПК», 18.
5. **Faris Elasha, Matthew Greaves, David Mba, Abdulmajid Addali. 2015.** Application of Acoustic Emission in Diagnostic of Bearing Faults within a Helicopter gearbox. The Fourth International Conference on Through-life Engineering Services. Procedia CIRP 38. 30-36.
6. **Seyed A. Niknam, Tomcy Thomas, J. Wesley Hines, Rapinder Sawhney. 2013.** Analysis of Acoustic Emission Data for Bearings subject to Unbalance. International Journal of Prognostics and Health Management. 015. 1–10.
7. **Badgujar M.P., Patil A.V. 2014.** Fault Diagnosis of Roller Bearing Using Acoustic Emission Technique and Fuzzy Logic. International Journal of Latest Trends in Engineering and Technology. Vol. 3. Issue 4. 170-175.

8. **Rao V.V., Ratnam Ch. 2015.** A Comparative Experimental Study on Identification of Defect Severity in Rolling Element Bearings using Acoustic Emission and Vibration Analysis. *Tribology in Industry*. Vol. 37, No. 2. 176-185
9. **Zahari Taha, Indro Pranoto. 2013.** Acoustic Emission - Research and Applications. Chapter 4 – Acoustic Emission Application for Monitoring Bearing Defects. *In.Tech.* 71–90. <<http://dx.doi.org/10.5772/55434>>.
10. **Kim Eric, Tan Andy, Mathew Joseph, Yang Bo-Suk. 2010.** Development of an online condition monitoring system for slow speed machinery. In: *Proceedings of the 4th World Congress of Engineering Assets Management (WCEAM 2009)*, 28-30 September 2009, Athens. 1-8.
11. **Cristian Molina Vicuna, Christoph Howeler. 2013.** A method for extreme data reduction of Acoustic Emission (AE) data with application in machine failure diagnosis. *Surveillance 7*, International Conference. 1-11.
12. **Nienhaus K., Boos F., Garate K., Baltés R. 2012.** Development of Acoustic Emission (AE) based defect parameters for slow rotating roller bearings. *Journal of Physics: Conference Series*. 364. 012034. 1-10. doi: 10.1088/1742-6596/364/1/012034.
13. **Yongyong He, Xinming Zhang, Michael I. Friswell. 2009.** Defect Diagnosis for Rolling Element Bearings Using Acoustic Emission. *Journal of Vibration and Acoustics*. Vol. 131 / 061012.
14. **Шевченко С.А. 2014.** Диагностирование подшипника качения по длительностям импульсов и пауз огибающей акустической эмиссии. *Вестник Харьковского национального технического университета сельского хозяйства им. П. Василенко*. Вып. 147. 97-102.
15. **Шевченко С.А. 2012.** Классификация и обоснование требований к акустико-эмиссионным признакам дефектов пар трения механизмов. *Вестник Харьковского национального технического университета сельского хозяйства им. П. Василенко*. Вып. 121. 159-163.
16. **Varma I. B., Nisha Mathur. 2012.** Application of Fractional Calculus in Statistics. *Int. J. Contemp. Math. Sciences*, Vol. 7. no. 18, 849-856.
17. **Вентцель Е.С., Овчаров Л.А. 1988.** Теория вероятностей и ее инженерные приложения. М.: Наука, 480.
18. **Piyush Shakyа, Makarand S. Kulkarni, Ashish K. Darpe. 2015.** Online Detection of Bearing Health Status and Defect Type in Grinding Machine Spindles.
19. **The 22nd International Congress of Sound and Vibration ICSV22, Florence, Italy, 12-16 July 2015.** 1-8.
20. **Войтов В.А., Шевченко С.А. 2011.** Обоснование структуры комплекса для исследования акустико-эмиссионных признаков дефектов подшипников качения. *Вестник ХНТУСГ*. Вып. 109. 50-54.
21. **Albert W. Marshall, Ingram Olkin. 1959.** A one-sided inequality of the Chebyshev type. *The Annals of Mathematical Statistics*, 488–491.
22. **Шевченко С.А. 2016.** Правило замены агрегата по техническому состоянию с учетом инкубационного этапа развития дефекта. *Технический сервис агропромышленного, лесного и транспортного комплексов*. №4. 190–201.

OPTIMIZATION OF ALGORITHM PARAMETERS FOR ACOUSTIC EMISSION DIAGNOSES OF BEARING

Summary. The object of the study is rolling bearings. The technique of acoustic emission bearing diagnostics is offered. The diagnosis technique is based on measuring the duration of bursts and pauses acoustic emission and calculation of the moments of these durations. Diagnostic bearing parameter is proportional to the product of moments of duration bursts of acoustic emission and moments of pause duration.

The boundaries of the emission bursts and pauses are defined as the time when the emission envelope crosses the threshold level. The peak detector is used to measure acoustic emission envelope. A histogram and a cumulative distribution law of emission envelope are determined. The threshold level is defined as a boundary that corresponds to the given quintile order.

The invariance of the diagnostic parameter value to amplitude scaling of the acoustic emission signal is an advantage of this technique. The influence of the variation of attenuation of emission and the sensitivity of the sensor to the diagnosis is reduced.

Variable parameters of the diagnostic parameter calculation algorithm are: the quintile order of the emission envelope distribution, corresponding to the threshold level; the moment order of the distribution of acoustic emission bursts durations; the moment order of the distribution of pauses durations.

Description of computerized test rig is given. The laser is used to create artificial defects on the bearing ring. The experiment plan was developed and a full factorial experiment carried out to optimize the variable parameters of acoustic emission signal processing algorithm. The fractional moments of duration bursts and pauses using reduce the probability of the diagnosis errors.

The acoustic emission waveforms, the histograms and the distribution laws of duration emissions burst and pauses, the, diagnostic parameter histograms for defective and defect-free bearings are given.

Key words: bearing, diagnostics, acoustic emission, defect, pitting, threshold level, error probability.

ФИЗИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ ТРЕНИЯ И ИЗНАШИВАНИЯ ТРИБОСИСТЕМ ЭКСТРУДЕРОВ ЕВ-350 И ЕВ-350М

Виктор Войтов, Богдан Цымбал

*Харьковский национальный технический университет сельского хозяйства
имени Петра Василенко*

Ул. Алчевских, 44, Харьков, Украина. E-mail: ndch_khntusg@mail.ru

Viktor Voytov, Bogdan Tsymbal

*Kharkiv Petro Vasylenko National Technical University of Agriculture
Str. Alchevskih, 44, Kharkov, Ukraine. E-mail: ndch_khntusg@mail.ru*

Аннотация. Представлены физическое моделирование процессов трения и изнашивания трибосистем экструдера ЕВ-350 и ЕВ-350М.

Модели при физическом моделировании процесса трения и изнашивания имеют особенность – одинаковую природу с натурным объектом (натурой), то есть имеют одинаковые (уменьшенные в масштабе) трибосистемы, материалы, из которых они изготовлены, а так же рабочую среду. Модель отличается от природы, не только своими масштабными размерами, но и искусственно созданными условиями эксплуатации. При лабораторных испытаниях создавались более сложные условия, такие как абразивность, уровень активной кислотности и нагрузки, которые необходимы для уменьшения времени испытаний.

Получены зависимости силы трения и скорости изнашивания для натурной трибосистемы по результатам исследований на модельных трибосистемах в лабораторных условиях. Основными преимуществами использования метода физического моделирования является уменьшение расхода и времени, которые связаны с исследованием трибологических характеристик тех или иных трибосистем.

Получены уравнения и критерии, которые учитывают масштабные коэффициенты и с помощью которых был сделан переход от модельных испытаний в лабораторных условиях к натурным, с последующим расчетом зависимостей силы трения и скорости изнашивания. С помощью критериальных уравнений был спрогнозирован ресурс натурных трибосистем по результатам лабораторных исследований их моделей и исследований влияния абразивной, кислотной, щелочной среды (агрессивной) на трибосистемы и подобраны совместимые материалы.

Ключевые слова: трибосистема, физическое моделирование, натура, модель, совместимые материалы, износ, процесс трения, сила трения, скорость изнашивания масштабные коэффициенты, теория подобия, абразивность, кислотность.

ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМЫ

При разработке новых конструкций трибосистем экструдеров, исследовании влияния уровня активной кислотности, абразивности растительного сырья, из которого производятся топливные брикеты и нагрузки, возникает необходимость определения триботехнических характеристик натурных трибосистем с целью прогнозирования ресурса.

АНАЛИЗ ПОСЛЕДНИХ ИССЛЕДОВАНИЙ И ПУБЛИКАЦИЙ

Методика физического моделирования [1-4], подробно рассмотрена и освещена в работах [5-8].

Изучению механизмов изнашивания шнековых экструдеров посвящены работы [9-12], а фильер [13-16]. Основным достижением ученых стало определение факторов, влияющих на процесс изнашивания, создание классификации основных видов и причин изнашивания, определения негативного влияния изнашивания на изменение основных характеристик работы оборудования.

Благодаря методике физического моделирования и критериям подобия, авторы работы [17] определили ресурс агрегата в целом, а авторами работы [18] было получено критерий подобия эффективности заряда.

Авторами работы [19], были проанализированы основные виды изнашивания.

ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

С помощью физического моделирования, процессов трения и изнашивания – исследовать влияние абразивности и кислотности на скорость изнашивания, силу трения, ресурс натурных трибосистем экструдера ЕВ-350 та ЕВ-350М, а также определить их ресурс.

ИЗЛОЖЕНИЕ ОСНОВНОГО МАТЕРИАЛА

Для того, чтобы рассчитать скорость изнашивания и силу трения натурных трибосистем по результатам лабораторных исследований их уменьшенных моделей, был применён критериальный подход и использованы выражения (4.3) и (4.4), которые были определены автором работы [1].

Для того, чтобы уменьшить количество факторов были объединены в один параметр $A_{нег}$, $кг^2/м^6$ величины, характеризующие активную кислотность Q и абразивность $A_{абр}$:

$$A_{нег} = Q \cdot A_{абр} \quad (1)$$

Физический смысл величины $A_{нег}$ является количество негативных факторов в единице объема сырья или продукта.

Перечень параметров и их размерности, которые были использованы при моделировании трения в условиях граничной смазки приведены в табл. 1.

Таблица 1. Определяющие параметры трения в условиях граничной смазки и их размерности
Table 1. Defining parameters of friction under the conditions of boundary lubrication and their dimensions

Параметр	Размерность в системе	
	СИ	MLT
Нагрузка, P	Н	$M^1 L^1 T^{-2}$
Скорость скольжения, v	м/с	$M^0 L^1 T^{-1}$
Масштабный фактор пары трения, k_ϕ	1/м	$M^0 L^{-1} T^0$
Свойства (структура) соединенных материалов, $\alpha_{см}$	Дб/м	$M L T$
Абразивность сырья или продукта, $a_{абр.}$	кг/м ³	$M^1 L^{-3} T^0$
Кислотность сырья или продукта, Q	кг/м ³	$M^1 L^{-3} T^0$
Скорость изнашивания, I	м/с	$M^0 L^1 T^{-1}$
Сила трения, $F_{тр.}$	Н	$M^1 L^1 T^{-2}$

В соответствии со второй теоремой подобия (π -теоремой) любое уравнение физического процесса, записанное в определенной системе единиц, может быть приведено в виде функциональных зависимостей между критериями подобия [1]:

$$F(\pi_i) = 0, \tag{2}$$

где: π_i – критерии подобия, характеризующие физический процесс.

Причем, число критериев подобия (i) меньше числа параметров, характеризующих процесс на число независимых переменных. Число независимых переменных определяется на основе анализа размерностей величин.

В соответствии с правилами получения критериев подобия методом анализа размерностей в количестве единиц измерения выбраны: длина – L , м; масса – M , кг время – T , с. Базисные переменные в выбранной системе единиц измерения можно использовать следующие сочетания параметров процесса: W – характеризует нагрузки трибосистемы с учетом геометрических размеров, имеет размерность $кг \cdot м^3 / с^3$, $\alpha_{см}$ – характеризует совместимость материалов в трибосистеме, имеет размерность $1/м$, $A_{нег.}$ $кг^2 / м^6$. В число параметров не включаются исходные параметры трибосистем, по которым выполняется моделирование.

О независимости базисных параметров свидетельствует неравенство нулю базисного определителя, составленного из степеней размерностей указанных величин:

$$D_0 = \begin{vmatrix} L & M & T \\ W & 3 & 1 & -3 \\ A_{нег.} & -6 & 2 & 0 \\ \alpha_{см} & -1 & 0 & 0 \end{vmatrix} = -6. \tag{3}$$

С базовыми параметрами W , $\alpha_{см}$, $A_{нег.}$ связывают другие параметры, которые входят в описание процессов I , $F_{тр.}$. получив критерии подобия. Для определения формы записи критериев подобия необходимо знать значения определителей:

– для критерия скорости изнашивания I :

$$\begin{vmatrix} L & M & T \\ I & 1 & 0 & -1 \\ A_{нег.} & -6 & 2 & 0 \\ \alpha_{см} & -1 & 0 & 0 \end{vmatrix} = -2;$$

$$\begin{vmatrix} L & M & T \\ W & 3 & 1 & -3 \\ I & 1 & 0 & -1 \\ \alpha_{см} & -1 & 0 & 0 \end{vmatrix} = 1;$$

$$\begin{vmatrix} L & M & T \\ W & 3 & 1 & -3 \\ A_{нег.} & -6 & 2 & 0 \\ I & 1 & 0 & -1 \end{vmatrix} = -6. \tag{4}$$

– для критерия силы трения $F_{тр.}$:

$$\begin{vmatrix} L & M & T \\ F_{тр.} & 1 & 1 & -2 \\ A_{нег.} & -6 & 2 & 0 \\ \alpha_{см} & -1 & 0 & 0 \end{vmatrix} = -4;$$

$$\begin{vmatrix} L & M & T \\ W & 3 & 1 & -3 \\ A_{нег.} & -6 & 2 & 0 \\ F_{тр.} & -1 & 1 & -2 \end{vmatrix} = 0;$$

$$\begin{vmatrix} L & M & T \\ W & 3 & 1 & -3 \\ F_{тр.} & 1 & 1 & -2 \\ \alpha_{см} & -1 & 0 & 0 \end{vmatrix} = -1. \tag{5}$$

По правилам записи формул критерия подобия [1] получим:

– критерий скорости изнашивания:

$$\pi_I = \frac{I \cdot A_{абр.}^{1/6} \cdot Q^{1/6} \cdot k_\phi^{1/3}}{P^{1/3} \cdot v^{1/3} \cdot \alpha_{см}^1}. \tag{6}$$

– критерий силы трения:

$$\pi_{F_{тр.}} = \frac{F_{тр.} \cdot k_\phi^{2/3} \cdot \alpha_{см}^0}{A_{абр.}^{1/6} \cdot P^{2/3} \cdot Q^{1/6} \cdot g^{2/3}}. \tag{7}$$

Первая теорема подобия теории подобия и моделирования определяет равенство критериев подобия в подобных явлениях. В том случае, если приведенный выше вывод критериев подобия физического моделирования трения в условиях граничной смазки были приведены корректно, следует ожидать, выполнение равенств для получения критериев скорости изнашивания и критериев силы трения:

$$(\pi_i)_n = (\pi_i)_m, \tag{8}$$

где: « n » и « m » индексы природы и модели.

Проведём проверку данного предположения. Для этого запишем в обе части допущенных равенств (8) в развернутом виде, причем в правой части каждого уравнения параметры модели выразим через параметры природы:

– для критерия скорости изнашивания:

$$\frac{I_m \cdot A_{абр.м}^{1/6} \cdot Q_m^{1/6} \cdot k_{\phi.м}^{1/3}}{P_m^{1/3} \cdot g_m^{1/3} \cdot \alpha_{см.м}^1} = \frac{I_n \cdot A_{абр.н}^{1/6} \cdot Q_n^{1/6} \cdot k_{\phi.н}^{1/3}}{P_n^{1/3} \cdot g_n^{1/3} \cdot \alpha_{см.н}^1}. \tag{9}$$

– для критерия силы трения:

$$\frac{F_{тр.м} \cdot k_{ф.м}^{2/3} \cdot \alpha_{вт.м}^0}{A_{абр.м}^{1/6} \cdot P_m^{2/3} \cdot Q_m^{1/6} \cdot g_m^{2/3}} = \quad (10)$$

$$= \frac{F_{тр.н} \cdot k_{ф.н}^{2/3} \cdot \alpha_{вт.н}^0}{A_{абр.н}^{1/6} \cdot P_n^{2/3} \cdot Q_n^{1/6} \cdot g_n^{2/3}}$$

Учитывая первую теорему подобия моделирования, когда будут равны определяющие критерии подобия в модели и природы, можно получить параметры натурной трибосистемы с помощью параметров модельной:

– для скорости изнашивания природы:

$$I_n = I_m \left(\frac{P_n}{P_m}\right)^{1/3} \cdot \left(\frac{g_n}{g_m}\right)^{1/3} \cdot \left(\frac{k_{ф.н}}{k_{ф.м}}\right)^{1/3} \times \quad (11)$$

$$\times \left(\frac{\alpha_{вт.м}}{\alpha_{вт.н}}\right)^1 \cdot \left(\frac{A_{абр.м}}{A_{абр.н}}\right)^{1/6} \cdot \left(\frac{Q_m}{Q_n}\right)^{1/6}$$

– для силы трения природы:

$$F_{тр.н} = F_{тр.м} \left(\frac{P_n}{P_m}\right)^{2/3} \cdot \left(\frac{g_n}{g_m}\right)^{2/3} \cdot \left(\frac{k_{ф.м}}{k_{ф.н}}\right)^{2/3} \times \quad (12)$$

$$\times \left(\frac{\alpha_{вт.м}}{\alpha_{вт.н}}\right)^0 \cdot \left(\frac{A_{абр.м}}{A_{абр.н}}\right)^{1/6} \cdot \left(\frac{Q_n}{Q_m}\right)^{1/6}$$

Учитывая, что структуры материалов натуральных и модельных трибосистем являются одинаковыми, то части выражений (11), (12) $\left(\frac{\alpha_{вт.м}}{\alpha_{вт.н}}\right)$ равны еди-

нице. Тогда выражения для нахождения силы трения и скорости изнашивания главных трибосистем экструдера EB-350 и EB-350M можно получить с помощью выражений:

$$I_n = I_m \cdot K_I; \quad (13)$$

$$F_{тр.н} = F_{тр.м} \cdot K_{F_T}; \quad (14)$$

где: I_m та $F_{тр.м}$ – скорость изнашивания и сила трения, полученные экспериментально на модели; K – коэффициент подобия, учитывающий изменения v , P , $k_{ф}$ в модели и натуре.

Коэффициент подобия для скорости изнашивания:

$$K_I = \left(\frac{P_n}{P_m}\right)^{1/3} \cdot \left(\frac{g_n}{g_m}\right)^{1/3} \cdot \left(\frac{k_{ф.н}}{k_{ф.м}}\right)^{1/3} \times \quad (15)$$

$$\times \left(\frac{\alpha_{вт.м}}{\alpha_{вт.н}}\right)^1 \cdot \left(\frac{A_{абр.м}}{A_{абр.н}}\right)^{1/6} \cdot \left(\frac{Q_m}{Q_n}\right)^{1/6}$$

Коэффициент подобия для силы трения:

$$K_{F_{тр.}} = \left(\frac{P_n}{P_m}\right)^{2/3} \cdot \left(\frac{g_n}{g_m}\right)^{2/3} \cdot \left(\frac{k_{ф.м}}{k_{ф.н}}\right)^{2/3} \times \quad (16)$$

$$\times \left(\frac{\alpha_{вт.м}}{\alpha_{вт.н}}\right)^0 \cdot \left(\frac{A_{абр.м}}{A_{абр.н}}\right)^{1/6} \cdot \left(\frac{Q_n}{Q_m}\right)^{1/6}$$

Значения коэффициентов K_I для определения скорости изнашивания модельных трибосистем представлены в табл. 2 и коэффициентов $K_{F_{тр.}}$ для определения силы трения – табл. 3.

Таблица 2. Коэффициенты подобия для расчета скорости изнашивания натуральных трибосистем экструдера EB-350 и EB-350M

Table 2. Similarity coefficient for calculating wear rate of full-scale tribosystem of extrusion machines EB-350 and EB-350M

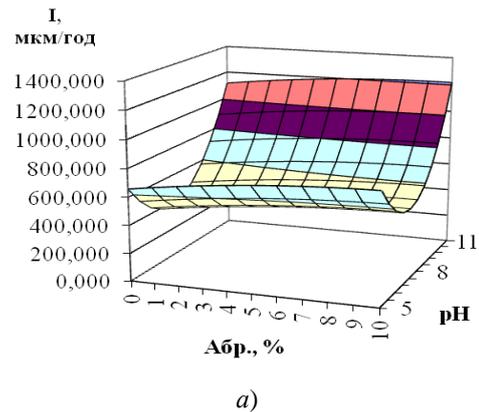
Трибосистемы экструдера EB-350			Трибосистема экструдера EB-350M
«наконечник фильера №5»	«хвостовик фильера №4»	«шнек ма- лый – фильеры №1, 2, 3»	«шнек кони- ческий – фильеры №1, 2, 3»
2,6	3,52	4,29	3,16

Таблица 3. Коэффициент сходства для расчета силы трения натуральных трибосистем экструдера EB-350 и EB-350M

Table 3. Similarity coefficient for calculating friction force of full-scale tribosystem of extrusion machines EB-350 and EB-350M

Трибосистемы экструдера EB-350			Трибосистема экструдера EB-350M
«наконечник фильера №5»	«хвостовик фильера №4»	«наконечник фильера №5»	«хвостовик - фильера №4»
6,75	12,37	11,52	10,00

Представленные коэффициенты в табл. 2 и 3, подставив в выражения (13) и (14) получим значение силы трения и скорости изнашивания натуральных трибосистем. Полученные результаты расчета скорости изнашивания и силы трения натуральных трибосистем при эксплуатации на различных видах рабочей среды представлены на рис. 1-3.



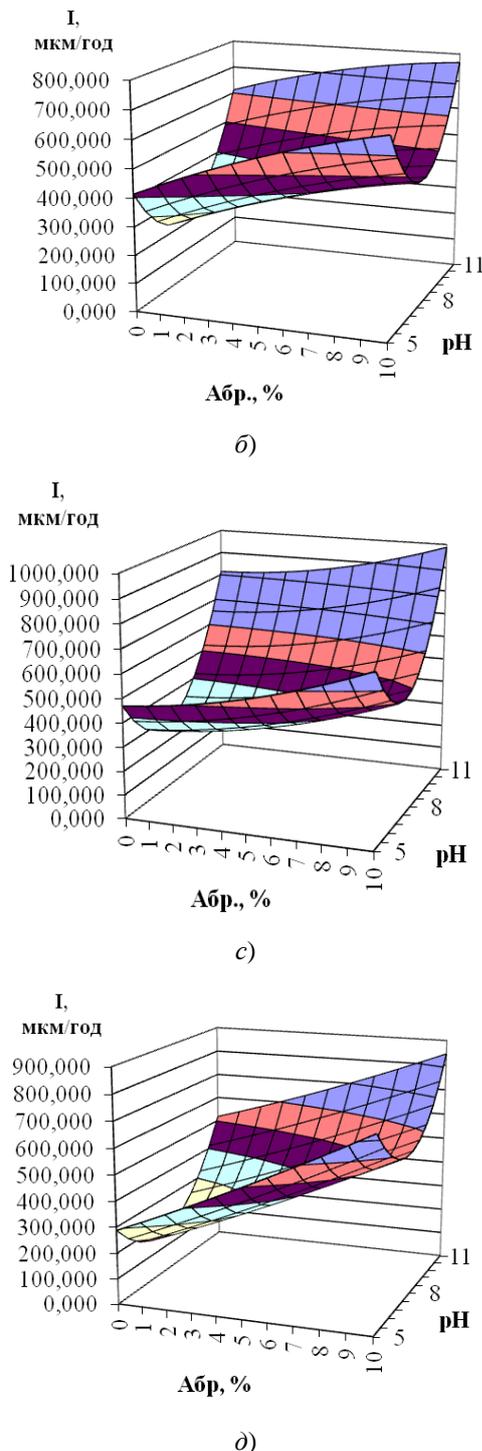


Рис. 1. Расчетные значения скорости изнашивания натурной трибосистемы экструдера EB-350, «наконечник – фильеры №5»: *a* – сталь 40X и чугун ЧХ22Н2; *b* – сталь 40X и чугун ЧХ32; *c* – сталь 95X18 и чугун ЧХ32; *d* – сталь 40X10C2 и чугун ЧХ32

Fig. 1. Calculated values of wear rate of full-scale tribosystem of extrusion machine EB-350, “tip – die No. 5”: *a* – steel 41Cr4 and 22% High-Chromium cast iron; *b* – steel 41Cr4 and 32% High-Chromium cast iron; *c* – steel X102CrMo17 and 32% High-Chromium cast iron; *d* – steel X40CrSiMo10 and 32% High-Chromium cast iron

Анализ полученных зависимостей позволяет определить и спрогнозировать ресурс каждой трибосистемы, и экструдера EB-350 и EB-350M в целом.

Зависимости, представленные на рис. 1, описывают уравнения (17)-(20).

Индекс уравнения также является номером поверхности, которую она описывает:

$$I_1 = 53,2129 pH_1^2 - 1,19457 A_{абр.1}^2 - 0,53343 pH_1 \cdot A_{абр.1} - 775,479 pH_1 + 28,12637 A_{абр.1} + 3204,565 \quad (17)$$

$$I_2 = 31,42648 pH_2^2 - 1,03738 A_{абр.2}^2 - 1,87677 pH_2 \cdot A_{абр.2} - 469,987 pH_2 + 46,78397 A_{абр.2} + 1978,423 \quad (18)$$

$$I_3 = 28,70051 pH_3^2 - 1,183823 A_{абр.3}^2 - 0,76223 pH_3 \cdot A_{абр.3} - 416,753 pH_3 + 9,410483 A_{абр.3} + 1712,457 \quad (19)$$

$$I_4 = 25,69787 pH_4^2 - 0,534213 A_{абр.4}^2 - 1,92703 pH_4 \cdot A_{абр.4} - 372,965 pH_4 + 48,74393 A_{абр.4} + 1509,914 \quad (20)$$

Из полученных уравнений (17)-(20) видно, что расчетная скорость изнашивания натурной трибосистемы экструдера EB-350, «наконечник - фильера №5» является нелинейной. При увеличении уровня pH от 5 до 7,4 происходит уменьшение скорости изнашивания и при дальнейшем увеличении pH от 7,4 до 11 происходит обратный процесс, скорость изнашивания стремительно растет. Это свидетельствует о том, что эксплуатация приведенной трибосистемы при использовании сырья с слабокислой и сильнощелочной средой значительно уменьшает ее ресурс.

Значение скорости изнашивания натурной трибосистемы экструдера EB-350, «наконечник - фильеры №5» в слабокислой, базовой среде в зависимости от типа сырья и трибосистемы приведены в табл. 4.

Таблица 4. Значение скорости изнашивания натурной трибосистемы экструдера EB-350, «наконечник - фильера №5» в слабокислой, базовой среде в зависимости от типа сырья и трибосистемы

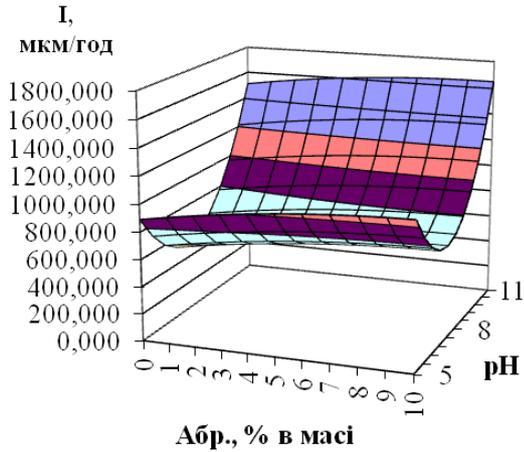
Table 4. Values of wear rate of full-scale tribosystem of extrusion machine EB-350, “die No. 5” in weak acid, base environment depending on the type of raw material and tribosystem

Тип сырья	Скорость изнашивания, мкм/ч			
	Сталь 40X и чугун ЧХ22Н2	Сталь 40X и чугун ЧХ32	Сталь 95X18 и чугун ЧХ32	Сталь 40X10C2 и чугун ЧХ32
Солома ячменя	567,91	530,21	223,35	692,80
Древесные остатки	563,13	440,30	331,40	351,56
Лузга	636,43	522,05	273,99	500,62
Прелая лузга	989,57	762,06	459,66	684,27

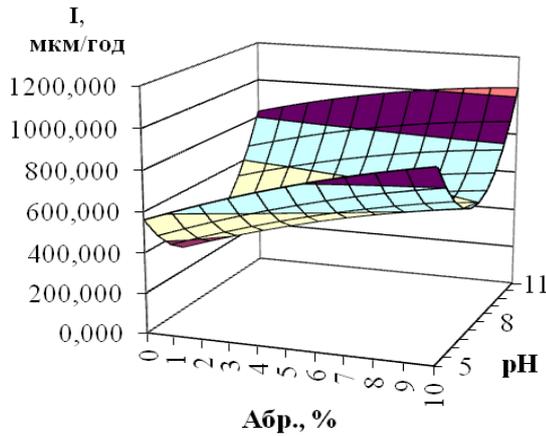
Из табл. 4 видно, что наименьшее значение скорости изнашивания имеет трибосистема сталь 95X18 и чугун ЧХ32.

Скорость изнашивания натурной трибосистемы экструдера EB-350, «хвостовик - фильера №4», которая изображена в виде зависимостей на рис. 2,

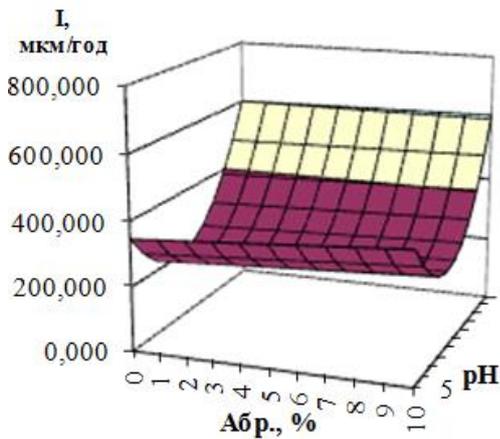
имеет нелинейную форму и незначительно отличается от трибосистемы «наконечник - фильера №5».



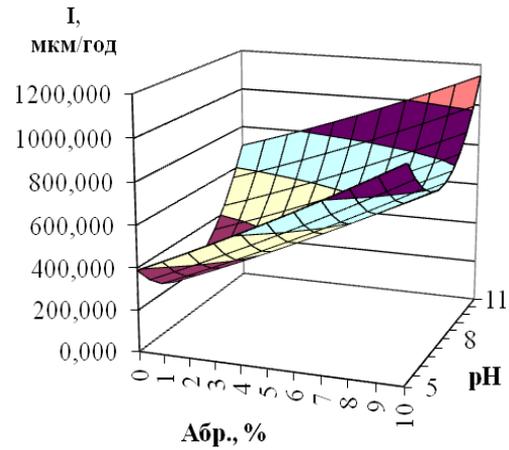
a)



b)



c)



d)

Рис. 2. Расчетные значения скорости изнашивания натурной трибосистемы экструдера EB-350, «хвостовик – фильера №4»: 1 – сталь 40X и чугуи ЧХ22Н2; 2 – сталь 40X и чугуи ЧХ32; 3 – сталь 95X18 и чугуи ЧХ32; 4 – сталь 40X10C2 и чугуи ЧХ32

Fig. 2. Calculated values of wear rate of full-scale tribosystem of extrusion machine EB-350, “shank – die No. 4”: 1 – steel 41Cr4 and 22% High-Chromium cast iron; 2 – steel 41Cr4 and 32% High-Chromium cast iron; 3 – steel X102CrMo17 and 32% High-Chromium cast iron; 4 – steel X40CrSiMo10 and 32% High-Chromium cast iron

Значение скорости изнашивания натурной трибосистемы экструдера EB-350, «хвостовик - фильера №4» в слабокислой, базовой среде в зависимости от типа сырья и трибосистемы приведены в табл. 5.

Таблица 5. Значения скорости изнашивания натурной трибосистемы экструдера EB-350, «наконечник - фильеры №5» в слабокислой, базовой среде в зависимости от типа сырья и трибосистемы

Table 5. Values of wear rate of full-scale tribosystem of extrusion machine EB-350, “tip - die No. 5” in weak acid, base environment depending on the type of raw material and tribosystem

Тип сырья	Скорость изнашивания, мкм/ч			
	Сталь 40X и чугуи ЧХ22Н2	Сталь 40X и чугуи ЧХ32	Сталь 40X и чугуи ЧХ22Н2	Сталь 40X10C2 и чугуи ЧХ32
Солома ячменя	768,86	717,82	302,38	937,94
Древесные остатки	762,39	596,10	448,66	475,96
Лузга	861,63	706,78	370,94	677,76
Прелая лузга	1339,73	1031,7	622,31	926,40

В интервале активной кислотности от 5 до 7,4 pH скорость изнашивания уменьшается, а при дальнейшем увеличении до pH 11 - растет. Значение скорости изнашивания натурной трибосистемы экструдера EB-350, «шнec конический - фильера №1, 2

и 3» в слабокислой, базовой среде в зависимости от типа сырья и трибосистемы приведены в табл. 6.

Таблица 6. Значения скорости изнашивания натурной трибосистемы экструдера EB-350, «шнек конический - фильера №1, 2 и 3» в слабокислой, базовой среде в зависимости от типа сырья и трибосистемы

Table 6. Values of wear rate of full-scale tribosystem of extrusion machine EB-350, “screw - die No. 1, 2 and 3” in weak acid, base environment depending on the type of raw material and tribosystem

Тип сырья	Скорость изнашивания, мкм/ч			
	Сталь 40X и чугун ЧХ22Н2	Сталь 40X и чугун ЧХ32	Сталь 40X и чугун ЧХ22Н2	Сталь 40X10С2 и чугун ЧХ32
Солома ячменя	768,86	717,82	302,38	937,94
Древесные остатки	762,39	596,10	448,66	475,96
Лузга	861,63	706,78	370,94	677,76
Прелая лузга	1339,73	1031,7	622,31	926,40

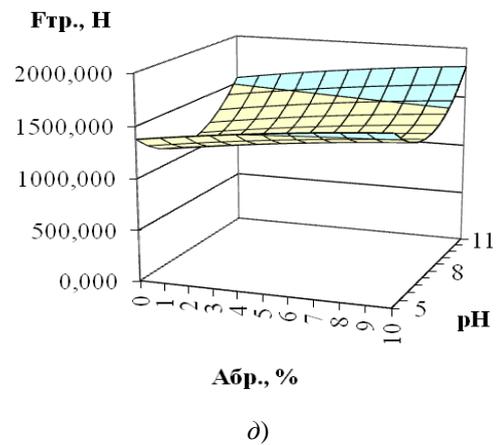
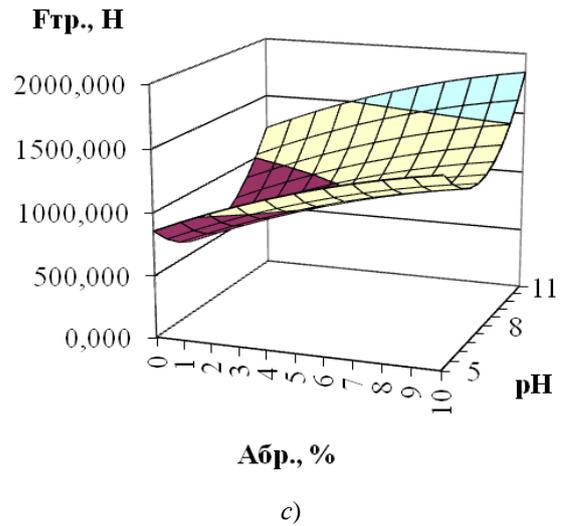
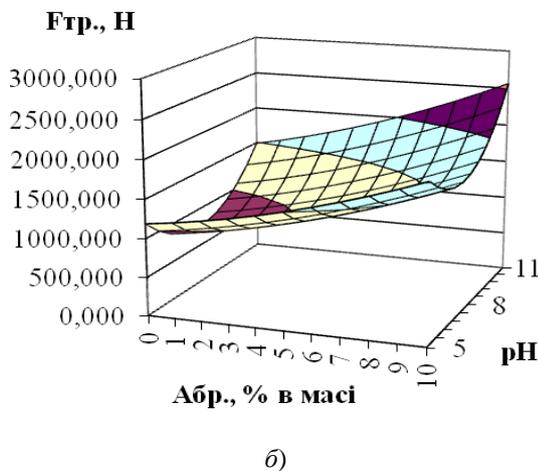
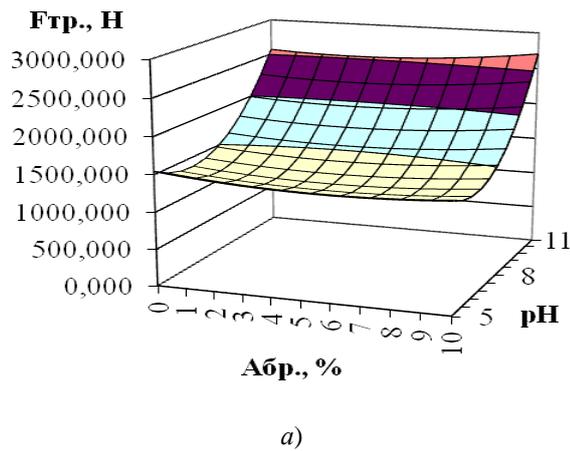


Рис. 3. Розрахункові значення сили тертя натурної трибосистеми екструдера EB-350, «наконечник - фильера №5»: 1 – сталь 40X и чугун ЧХ22Н2; 2 – сталь 40X и чугун ЧХ32; 3 – сталь 95X18 и чугун ЧХ32; 4 – сталь 40X10С2 и чугун ЧХ32

Fig. 3. Calculated values of friction force of full-scale tribosystem of extrusion machine EB-350, “tip - die No. 5”: 1 – steel 41Cr4 and 22% High-Chromium cast iron; 2 – steel 41Cr4 and 32% High-Chromium cast iron; 3 – steel X102CrMo17 and 32% High-Chromium cast iron; 4 – steel X40CrSiMo10 and 32% High-Chromium cast iron

Значение скорости изнашивания натурной трибосистемы экструдера EB-350M, «шнек конический - фильеры №1, 2 и 3» в слабокислой, базовой среде в зависимости от типа сырья и трибосистемы приведены в табл. 7.

На величину скорости изнашивания в трибосистемах в первую очередь наибольшее влияние имеет среда, в которой она эксплуатируется и материалы, из которых они изготовлены. Из результатов расчета скорости изнашивания видно, что слабощелочная рабочая среда, значительно лучше, чем слабокислая и сильнощелочная.

Таблица 7. Значение скорости изнашивания натурной трибосистемы экструдера EB-350M, «шнек конический - фильеры №1, 2 и 3» в слабокислой, базовой среде в зависимости от типа сырья и трибосистемы

Table 7. Values of wear rate of full-scale tribosystem of extrusion machine EB-350M, “screw - die No. 1, 2 and 3” in weak acid, base environment depending on the type of raw material and tribosystem

Тип сырья	Скорость изнашивания, мкм/ч			
	Сталь 40X и чугун ЧХ22Н2	Сталь 40X и чугун ЧХ32	Сталь 40X и чугун ЧХ22Н2	Сталь 40X10 С2 и чугун ЧХ32
Солома ячменя	690,23	644,41	271,46	842,02
Древесные остатки	684,42	535,13	402,78	427,28
Лузга	773,51	634,49	333,00	608,45
Прелая лузга	1202,71	926,20	558,66	831,65

Силы трения при использовании различных рабочих сред и материалов для натурной трибосистемы экструдера EB-350, «наконечник - фильера №5» представлены на рис. 3 и описываются зависимостями:

$$F_{тр.1} = 64,09219 pH_1^2 + 3,645337 A_{абр.1}^2 + 3,412125 pH_1 \quad (21)$$

$$A_{абр.1} - 855,485 pH_1 - 60,1577 A_{абр.1} + 4219,418$$

$$F_{тр.2} = 63,72028 pH_2^2 + 4,303351 A_{абр.2}^2 + 4,0743 pH_2 \quad (22)$$

$$A_{абр.2} - 970,069 pH_2 + 19,67984 A_{абр.2} + 4447,097$$

$$F_{тр.3} = 82,27874 pH_3^2 - 3,15727 A_{абр.3}^2 + 0,05446 pH_3 \quad (23)$$

$$A_{абр.3} - 3210,014 pH_3 + 93,99336 A_{абр.3} + 3210,014$$

$$F_{тр.4} = 38,87023 pH_4^2 - 0,94434 A_{абр.4}^2 + 0,351934 pH_4 \quad (24)$$

$$A_{абр.4} - 592,323 pH_4 + 31,3933 A_{абр.4} + 3367,067$$

На величину силы трения в трибосистемах в первую очередь наибольшее влияние имеет рабочая среда, на котором они эксплуатируются. Из результатов, представленных на рис. 3 видно, что использование слабощелочной среды значительно лучшим, чем слабокислой и сильнощелочной. Это показывает, то что на преодоление силы трения при использовании слабощелочной среды по сравнению с слабокислой и сильнощелочную необходимо меньше энергии, а соответственно, и меньше электроэнергии.

Также весомыми факторами, от которых зависит величина силы трения, является совместимость материалов, из которых изготовлены трибосистемы, и их конструктивные особенности. К конструктивным особенностям можно отнести соотношение площадей трения, геометрических размеров трибосистем. Наименьшее значение силы трения наблюдается в трибосистеме экструдера EB-350M, «шнек конический - фильера №1, 2 и 3» и в трибосистеме экструдера EB-350, «шнек конический - фильеры №1, 2 и 3».

Для прогнозирования и расчетов ресурса экструдера EB-350 и EB-350M была определена граничная величина износа трибосистем Δ , которая для определенных трибосистем, после эксплуатации и их демонтажа, была выбрана на основании данных статистического анализа предприятий, которые их изготавливают и эксплуатируют:

- натурные трибосистемы экструдера EB-350;
- «наконечник - фильеры №5» - 6000 мкм;
- «хвостовик - фильеры №4» - 10000 мкм;
- «шнек конический - фильера №1, 2 и 3» - 50000 мкм;

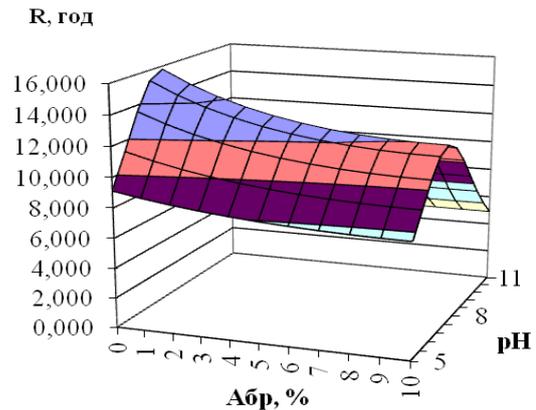
- натурная трибосистема экструдера EB-350M, «шнек конический - фильера №1, 2 и 3» - 25000 мкм.

Ресурс трибосистем экструдера EB-350 и EB-350M рассчитывается с помощью выражения:

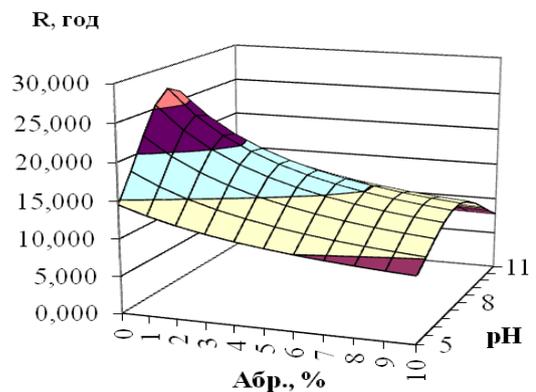
$$R = \frac{\Delta}{I_n(pH; A_{абр.})}, \quad (25)$$

где: R – ресурс, часы; Δ – граничная величина изнашивания трибосистемы, мкм; I_n – скорость изнашивания натурной трибосистемы, которая является функцией от абразивности и кислотности, мкм/ч.

Ресурс натурной трибосистемы экструдера EB-350, «наконечник - фильеры №5» при использовании различных рабочих сред и материалов представлен рис. 4



а)



б)

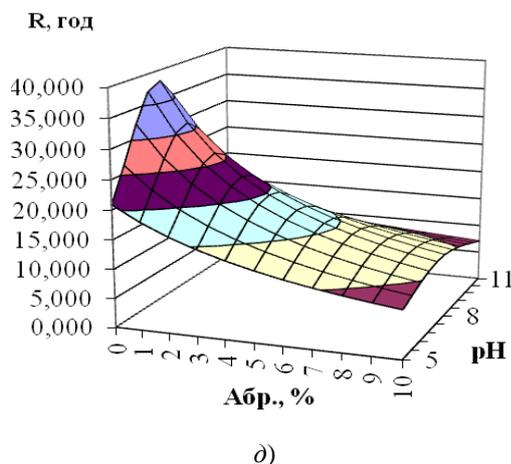
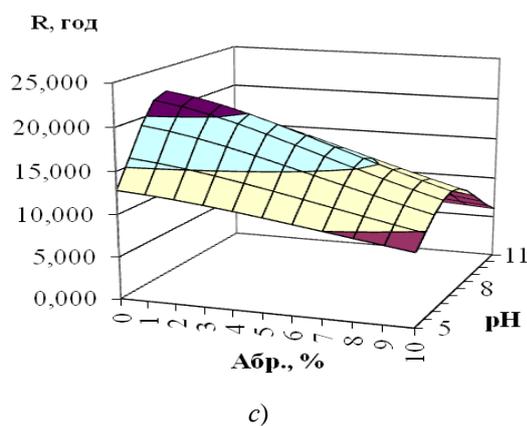


Рис. 4. Расчетные значения ресурса натурной трибосистемы экструдера EB-350, «наконечник - фильера №5»: 1 – сталь 40X и чугун ЧХ22Н2; 2 – сталь 40X и чугун ЧХ32; 3 – сталь 95X18 и чугун ЧХ32; 4 – сталь 40X10С2 и чугун ЧХ32

Fig. 4. Calculated values of lifetime for full-scale tribosystem of extrusion machine EB-350, “tip - die No. 5”: 1 – steel 41Cr4 and 22% High-Chromium cast iron; 2 – steel 41Cr4 and 32% High-Chromium cast iron; 3 – steel X102CrMo17 and 32% High-Chromium cast iron; 4 – steel X40CrSiMo10 and 32% High-Chromium cast iron

Аналогичные зависимости были получены для трибосистемы экструдера EB-350, «хвостовик - фильера №4», для трибосистемы экструдера EB-350, «шнек конический - фильера №1, 2 и 3, для трибосистемы экструдера EB-350М, «шнек конический - фильера №1, 2 и 3».

Подставив значения скорости изнашивания в выражение (25), которые описывают изменение скорости изнашивания натуральных трибосистем от нагрузки, получим значение ресурса каждой трибосистемы экструдера EB-350 и EB-350М при применении различных рабочих сред.

Ресурс экструдера EB-350 в целом будет определять трибосистемы с минимальным расчетным ресурсом. Максимальный ресурс является характерным для трибосистемы экструдера EB-350 «шнек конический - фильера №1, 2 и 3», который составляет 160 часов. На втором месте - трибосистема «наконечник - фильера №5» - 45 часов, а минимальный ресурс характерен для натурной трибосистемы «хвостовик - фильера №4» - 37 часов. Износ приве-

денной трибосистемы существенно влияет на производительность экструдера EB-350.

По данным нормативно-технической документации завода-изготовителя ООО «ЧеркаскыЭлеваторМаш» гарантийное наработки хвостовика и наконечника экструдера EB-350 – 8 часов, других частей - 150 часов [20]. Средняя наработка шнека конического экструдера EB-350М – 24 часа, других частей - 150 часов [21]. Было проведено экспертный опрос инженеров предприятий производителей топливных брикетов, который показал, что ресурс деталей, кроме хвостовика и наконечника экструдера EB-350 не превышает 100 часов, кроме конического шнека экструдера EB-350М - 120 часов. Это обусловлено условиями, режимами эксплуатации и рабочей средой.

ВЫВОДЫ

На скорость изнашивания, силу трения и ресурс натурной трибосистемы экструдера EB-350 и EB-350М наиболее влияет рабочая среда в которой они эксплуатируются и совместимость материалов из которых они изготовлены. Наибольшим ресурсом экструдер EB-350 и EB-350М будет иметь трибосистема сталь 95X18 и чугун ЧХ32 при эксплуатации в слабощелочной среде, близкой к нейтральной.

Использование слабощелочной рабочей среды pH 7,4 приводит к увеличению ресурса экструдера EB-350 при прессовании соломы в 1,41 раза, древесных остатков - 2,33 раза, лузги семян подсолнечника в 13,16 раза, прелой лузги в 10,23 раза. При изменении материалов на сталь 95X18 и чугун ЧХ32 происходит увеличение ресурса экструдера EB-350 при прессовании соломы в 2,76 раза, древесных остатков - 4,56 раза, лузги семян подсолнечника в 25,76 раза, прелой лузги в 20,02 раза.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Войтов В.А. 1997.** Конструктивная износостойкость узлов трения гидромашин. Часть 2. Методология моделирования предельного смазки в гидромашинках / Х. Центр Леся Курбаса, 154.
2. **Седов Л.И. 1981.** Методы подобия и размерности в механике / Л.И. Седов. – М.: Мир, 448.
3. **Веников В.А., Веников Г.В. 1991.** Теория подобия и моделирования / М.: Высш. Школа, 419.
4. **Хорофас Дмитрис Н. 1967.** Системы и моделирования / М.: Мир, 419.
5. **Гухман А.А. 1973.** Введение в теорию подобия / М.: Высш. Школа, 295.
6. **Браун Э.Д., Евдокимов Ю.А., Чичинадзе А.В. 1982.** Моделирование трение и изнашивания в машинах / М.: Машиностроение, 191.
7. **Чичинадзе А.В. 1970.** О модернизации трения и износа / под ред. А.В. Чичинадзе]. – М.: НИИМАШ, 318.

8. **Браун Э. Д. 1968.** Об учёте масштабного фактора при лабораторных испытаниях на трение / В кн.: Научные принципы и новые методы испытаний материалов для узлов трения. Наука, 182-192.
9. **Стамбурский Е.А., Бейль А. И., Карливан В.П., Беспалов Ю. А. 1985.** Износ оборудования при переработке пластмасс / М.: Химия, 208.
10. **Ястреба С.П. 2012.** Повышение эффективности работы и долговечности масляных прессов: Автореф. дис. на получение наук. степени канд. тех. наук: спец. 05.18.12 «Процессы и оборудование пищевых, микробиологических и фармацевтических производств» / С.П. Ястреба. – Киев, 19.
11. **Гончар В.А. 2014.** Повышение износостойкости и долговечности экструдеров для переработки фуражного зерна с примесями минералов: автореф. дис. на получение наук. степени канд. тех. наук: спец. 05.02.04 - «Трение и износ в машинах» / В.А. Гончар. - Хмельницкий, 20.
12. **Деркач В.В. 2000.** Повышение износостойкости цилиндра экструдера методом термодиффузионного биметализации: Автореф. дис. на получение наук. степени канд. тех. наук: спец. 05.02.04 – «Трение и износ в машинах» / В.В. Деркач. – Киев, 20.
13. **Матвишин П.В. 2012.** Повышение износостойкости узла пластикации термотермопластавтоматив при переработке наполненных полимеров: Автореф. дис. на получение наук. степени канд. тех. наук: спец. 05.02.04 - «Трение и износ в машинах» / Хмельницкий, 21.
14. **Васильков В.В., Радик Д.Л. 2010.** Виды износа спиралей винтовых рабочих органов / Вестник ХНТУСГ. – Харьков: ХНТУСГ. Вып. 100, 197-202.
15. **Луцак Д.Л., Луцак А.Я., Присяжнюк П.В. 2009.** Повышение износостойкости шнеков оборудования для производства кирпича / Д. Луцак, Я. Криль, П. Присяжнюк // Повышение надежности машин и оборудования: III Всеукраинская научно-практическая. конф., 15 апреля 2009 г.: тезисы докладов студентов, магистрантов и аспирантов. – Кировоград: КНТУ. 16-20.
16. **Беркович И.И. 1966.** Исследование внешнего трения торфа и фактической площади контакта применительно к процессам прессования: автореф. дис. на соискание наук. степени канд. техн. наук / И.И. Беркович. – Калинин, 18.
17. **Войтов В.А., Кравцов А.Г., Сисенко И.И. 2013.** Перспективы использования растительных масел для изготовления смазочных материалов и рабочих жидкостей. Motrol. Lublin, Vol. 15. №7. 56-62.
18. **Белименко С.С. 2014.** Исследование температурных полей твердотельного теплового аккумулятора. Motrol. Lublin, Vol. 16. №7. 98-105.
19. **Ружило З., Кюрчев С., Роговский Л, Мельник В. 2013.** Определение ресурса восстановленных деталей автотранспортных средств. Motrol. Lublin. Vol. 15. No 3. 377-383.
20. **2009.** Руководство по эксплуатации EB-350PЭ. Экструдер для брикетирования отходов EB-350. – Черкассы: ООО Черкассы Элеватор-Маш», 27.
21. **2013.** Руководство по эксплуатации EB-350PЭ. Экструдер для брикетирования отходов EB-350M. – Черкассы: ООО ЧеркассыЭлеватор-Маш», 33.

PHYSICAL SIMULATION OF FRICTION AND WEAR PROCESSES OF TRIBOSYSTEMS OF EXTRUSION MACHINES EB-350 AND EB-350M

Summary. Physical simulation of friction and wear processes of tribosystems of extrusion machines EB-350 and EB-350M is demonstrated.

Physical simulation means simulation of similar processes on devices (simulators) which retain the physical nature of phenomena and processes, but reflect them on a different scale, such as geometric or physical.

Upon physical simulation of friction and wear processes simulators have one peculiarity – they have identical nature with the full-scale object (model), meaning that the same (reduced in scale) tribosystems, materials they were made of and work environment were used. Simulator differs from model not only by its large-scale but also by artificially created conditions for use. More difficult conditions such as abrasive ability, active acidity level and capacity which are necessary for reduction of testing time were created during laboratory testing.

Dependence of the friction force and wear rate for full-scale tribosystem were obtained based on the results of research on the simulative tribosystems in the laboratory conditions. The main benefits of using method of physical simulation are reduction of money and time wasting which are associated with research of tribological characteristics of any given tribosystem.

Dependence of the equations with criteria, which take into account the scale coefficients and with the help of which the transition from simulative tests in the laboratory to the full-scale tests was made, followed by the subsequent calculation of dependences of the friction force and wear rate were established. Lifetime of simulative tribosystems was predicted with help of criteria equations based on the results of laboratory research of its stimulators, research of the influence of abrasive, acid, alkaline environment (aggressive) on tribosystems and also compatible materials were selected.

Key words: tribosystem, physical simulation, model, simulator, compatible materials, wear, friction process, friction force, wear rate, scale coefficients, theory of similarity, abrasive ability, acidity.

ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТЬ И ЭНЕРГОЕМКОСТЬ ВАЛЬЦЕВОЙ ПЛЮЩИЛКИ СЕМЯН МАСЛИЧНЫХ КУЛЬТУР

Роман Шевчук, Виктор Шевчук, Олег Сукач
Львовский национальный аграрный университет
Ул. В. Великого 1, Дубляны, Украина. E-mail: shevtyk@meta.ua

Roman Shevchuk, Viktor Shevchuk, Oleg Sukach
Lviv National Agrarian University
St. Vladimir the Great 1, Dubliany, Ukraine. E-mail: shevtyk@meta.ua

Аннотация. Разработана математическая модель и проведены экспериментальные исследования для определения производительности и потребляемой мощности плющилки семян масличных культур.

На основании экспериментальных исследований установлено, что на производительность и мощность больше всего влияет зазор между валками и частота вращения, а другие коэффициенты являются менее значимыми и имеют незначительное влияние на процесс.

Полученные теоретические зависимости производительности $Q_{пл}$ и потребляемой мощности $N_{пл}$ плющилки семян масличных культур от частоты вращения n валков. Производительность $Q_{пл}$ (кг/ч) вальцевой плющилки составляет: 5-27 – для семян озимого рапса, 3-22 – горчицы сизой, 6-37 – горчицы белой, 5-34 – редьки масличной и 5-31 – льна масличного; потребляемая мощность $N_{пл}$ (кВт), соответственно: 0,1-0,53; 0,05-0,25; 0,08-0,39; 0,07-0,34 и 0,15-0,89 в диапазоне частот вращения валков 10-60 мин⁻¹.

В результате проведенных экспериментальных исследований установлено, что производительность плющилки составляет 17,1-37,9 кг/ч, а потребляемая ею мощность – 0,18-0,95 кВт для всех исследуемых культур.

Ключевые слова: плющилка семян, масличные культуры, производительность, энергоемкость.

ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМЫ

Перспективы развития технологий производства масла на современном этапе тесно связаны, прежде всего, с совершенствованием наиболее энерго- и материалоемких технологических процессов.

Удовлетворение растущих потребностей в высококачественной сельскохозяйственной продукции требует увеличения ее производства, в том числе и производства растительных жиров. Украина занимает в мире важное место по выращиванию масличных культур, структура которых изначально представлена подсолнечником, рапсом, соей, горчицей и льном. Кроме этого, можно выращивать такие ценные масличные культуры, как клещевина, рыжей, расторопша, кунжут, мак, амарант. Различные отрасли промышленности, медицина и ветеринария все больше нуждаются именно в этих культурах. Агроклиматические условия Украины соответствуют биологическим потребностям масличных культур

и очевидно значительный потенциал расширения их посевных площадей и ассортимента. Однако потенциал производителей масличного сырья не должен быть в дисбалансе с возможностями перерабатывающего производства. На сегодняшний день реформирования отношений собственности и децентрализация системы управления агропромышленным комплексом обусловили разрушение традиционных связей между аграрным и перерабатывающим секторами. Существующие хозяйственные связи экономически неэффективны и порождают спад аграрного производства [25].

Перерабатывающие цеха сельскохозяйственных предприятий является своеобразной формой адаптации агропромышленного комплекса к новым экономическим условиям. Цеха, как дублирующая система переработки, способствуют восполнению рынка продовольствием и кормами регионального производства путем рационального использования местных сырьевых ресурсов.

Рыночные преобразования села усилили роль сектора малой переработки сельскохозяйственной продукции на месте ее производства, что обусловлено следующими обстоятельствами. Во-первых, переработка обеспечивает создание нового сектора в территориальной экономике и позволяет получать более высокую прибыль от реализации продукции переработки. Во-вторых, это эффективная форма агробизнеса, которая создает новые дополнительные рабочие места с круглогодичным занятостью работающих. В-третьих, удовлетворяется потребность сельского населения и самих предприятий в дешевой продукции собственной переработки [25].

Измельчения семян – одна из основных технологических операций, от которой зависят выход и качество масла. Особым видом измельчения является плющение, используемое как перед отжимом, так и экстракцией масла, что позволяет увеличить ее выход за уменьшенных энергозатрат. Существующие способы и средства измельчения семян энергоемкие и недостаточно эффективны, а их использование в условиях малых перерабатывающих производств убыточное из-за незначительных и переменных во времени объемах переработки. Особое значение и актуальность приобретает разработка машин для плющения семян масличных культур, основанная на углубленном изучении физико-механических свойств семян и учете условий производства [1-5, 8, 18].

Перспективными для использования в линиях получения масла являются вальцевые плющильные средства, которые более, чем существующее оборудование, соответствуют требованиям ресурсосберегающих технологий и пригодны для раздавливания семян масличных культур и создание структуры мятки, благоприятной для дальнейшей обработки. Поэтому теоретические и экспериментальные исследования производительности и энергоемкости вальцевой плющилки семян масличных культур является актуальным и важным заданием [1-4, 8, 10, 11, 18].

АНАЛИЗ ПОСЛЕДНИХ ИССЛЕДОВАНИЙ И ПУБЛИКАЦИЙ

Известные плющилки семян масличных культур [1-5, 8-11, 14-18] содержат загрузочный бункер, дозатор и формирователь потока семян, вальцовый плющильный рабочий орган, электромеханический привод валков и механизм регулировки зазора между ними, а также отводящий лоток расплющенных семян. Вальцовый плющильный рабочий орган выполнен в виде поворотных навстречу друг другу валков, один из которых жестко закреплен, а другой – подпружиненный. Указанные машины имеют большую энерго- и материалоемкость и предназначены для измельчения семян масличных культур на специализированных предприятиях с большими объемами переработки сырья по технологическим схемам многократного отжима масла. В малых перерабатывающих цехах сельскохозяйственных предприятий использования данных машин является убыточным из-за малых, а также переменных во времени объемах переработки продукции. Кроме того, при технологической отладке данных средств не учитывается ограничительный параметр – деформация семян, при которой начинается масловыделение. Обоснование параметров вальцовых средств целесообразно осуществлять при условии, когда деформация семян превышает деформацию их раздавливания, но не достигает деформации появления масла на поверхности раскрытых семян. С приближением к деформации появления масла прогрессируют пластические деформации, которые пропорциональны скорости сжатия и обуславливают дополнительные непроизводительные затраты мощности.

Исходя из анализа результатов теоретических исследований, существующих способов и средств для плющения семян масличных культур [1-5, 8-11, 14-18] разработано плющилку семян масличных культур [12, 13, 22, 23].

В связи с этим, возникает необходимость проведении теоретических и экспериментальных исследований производительности и энергоемкости разработанной вальцевой плющилки семян масличных культур.

ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Теоретические и экспериментальные исследования производительности и энергоемкости вальцевой плющилки семян масличных культур.

ИЗЛОЖЕНИЕ ОСНОВНОГО МАТЕРИАЛА

По программе научных исследований Львовского национального аграрного университета разработана технологическая схема и комплекс оборудования для получения в перерабатывающих цехах сельскохозяйственных предприятий масла из семян льна, рапса, редьки, горчицы, и растормоши [12, 13, 22, 23, 25].

Производительность плющилки [12, 13, 22, 23, 25] можно вычислить по формуле:

$$Q_{пл} = \eta \cdot \delta \cdot l \cdot \omega \cdot \frac{D}{2} \cdot \rho, \quad (1)$$

где: η – коэффициент заполнения между валкового пространства; ρ – плотность семян.

На основе выражения (1) с использованием программного обеспечения MATLAB 7.11.0 получены зависимости (рис. 1) производительности $Q_{пл}$ плющилки семян масличных культур от частоты вращения n валков. Выходные значения параметров [6, 19-21, 24]: коэффициент заполнения между валкового пространства $\eta = 0,8$; зазор δ между валками (мм) – 1,26 – для озимого рапса, 0,95 – горчицы сизой, 1,51 – горчицы белой, 1,59 – редьки масличной и льна масличного – 0,695; длина валков $l = 235$ мм, частота их вращения $n = 10-60$ мин⁻¹ и диаметр $D = 55$ мм; плотность семян ρ (г/мм³) – 0,7 – для озимого рапса; 0,72 – горчицы сизой и горчицы белой; 0,75 – редьки масличной и льна масличного – 0,6.

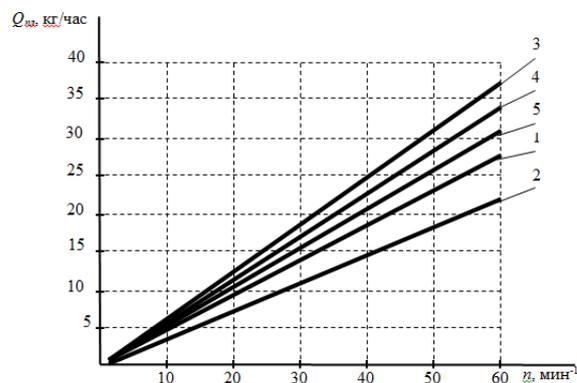


Рис. 1. Зависимости производительности $Q_{пл}$ плющилки от частоты вращения n валков: 1 – озимый рапс; 2 – горчица сизая; 3 – горчица белая; 4 – редька масличная; 5 – лен масличный

Fig. 1. Dependences of the $Q_{пл}$ productivity of the oilseeds roller crushing machine on frequency of n rollers rotation: 1 – winter rape seed; 2 – bluish mustard; 3 – white mustard; 4 – oil radish; 5 – oil flax

Согласно полученным зависимостям с увеличением частоты растёт производительность плющилки. Так, в диапазоне частот вращения валков 10-60 мин⁻¹ производительность (кг/ч) составляет: 5-27 – для семян озимого рапса; 3-22 – горчицы сизой; 6-37 – горчицы белой; 5-34 – редьки масличной и 5-31 – льна масличного.

Энергию A , которая затрачивается на плющение семян, можно найти, используя диаграмму сжатия (рис. 2) [24, 26].

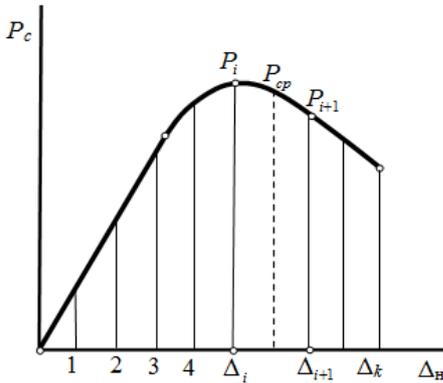


Рис. 2. Теоретическая диаграмма сжатия семян масличных культур

Fig. 2. Theoretical diagram of compressing of seed of oil-bearing crops

Если диаграмму разбить на несколько участков k (рис. 2), то используя формулу Симпсона, получим [24, 26]:

$$A = \sum_{i=1}^k \left(\frac{h_i}{6} (P_i + 4P_{cp} + P_{i+1}) \right), \quad (2)$$

где: $h_i = (\Delta_{i+1} - \Delta_i)$ – прирост деформации на i -м интервале; P_i – сила сжатия в начале i -го интервала; P_{cp} – среднее значение силы сжатия; P_{i+1} – значение силы сжатия в конце i -го интервала.

Энергия A_o , необходимая для плющения единицы массы семян [24, 26]:

$$A_o = \frac{A}{m}, \quad (3)$$

где: m – масса семян.

Тогда, мощность N_o , необходимая для плющения потока семян и соответствует производительности Q_{nl} [24, 26]:

$$N_o = A_o \cdot Q_{nl} = \frac{A \cdot \eta \cdot \delta \cdot l \cdot \omega \cdot D \cdot \rho}{2m}. \quad (4)$$

Кроме того, необходимо учесть мощность для преодоления сил трения в подшипниках, мощность для изменения скорости движения плющильного механизма и потока семян. Мощность N_1 , затрачиваемая на изменение угловой скорости звеньев плющильного рабочего органа, составляет [24, 26]:

$$N_1 = \frac{1}{t_1} \sum_{i=1}^k \frac{J_i \omega_i^2}{2}, \quad (5)$$

где: t_1 – время разгона потока семян; k – количество звеньев, осуществляющих вращательное движение; J_i – осевые моменты инерции звеньев; ω_i – угловые скорости звеньев.

Чтобы наддать массе потока семян скорости $V = \omega \frac{D}{2}$, требуется мощность N_2 [24, 26]:

$$N_2 = \frac{1}{8} \omega^2 D^2 Q_{nl}, \text{ Вт.} \quad (6)$$

Мощность N_3 , необходимая для преодоления сил трения в подшипниках [24, 26]:

$$N_3 = \sum_{i=1}^n (T_i k_i \omega_i), \quad (7)$$

где: n – количество подшипников; T_i – нормальные реакции в подшипниках; k_i – коэффициент трения качения.

Потребляемая мощность плющилки составляет:

$$N_{nl} = N_o + N_1 + N_2 + N_3. \quad (8)$$

На основе уравнений (4-8) получены зависимости (рис. 3) потребляемой мощности N_{nl} плющилки семян масличных культур от частоты вращения n валков. Расчетные данные [6, 19-21, 24]: $\eta = 0,8$; δ (мм) – 1,26 – для озимого рапса, 0,95 – горчицы сизой, 1,51 – горчицы белой, 1,59 – редьки масличной и льна масличного – 0,695; $l = 235$ мм; $n = 10-60$ мин⁻¹; $D = 55$ мм; ρ (г/мм³) – 0,7 – для озимого рапса, 0,72 – горчицы сизой и белой, 0,75 – редьки масличной и льна масличного – 0,6; масса тысячи семян m_{1000} (г) – 0,0032 – для озимого рапса, 0,0044 – горчицы сизой и горчицы белой, 0,01 – редьки масличной и льна масличного – 0,0038.

На основании анализа уравнений (2-8) можно утверждать, что на энергетические показатели плющилки семян масличных культур более всего влияет частота вращения и диаметр валков.

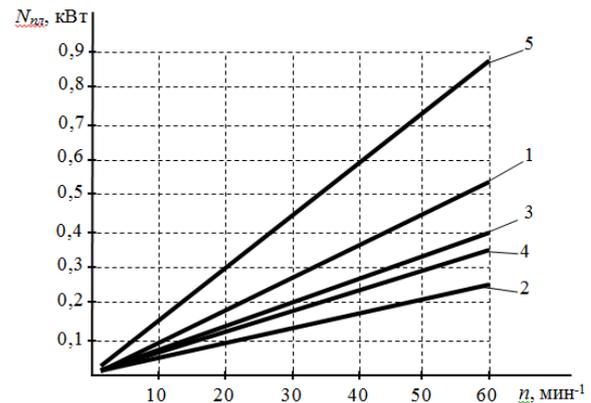


Рис. 3. Зависимости потребляемой мощности N_{nl} от частоты n вращения валков: 1 – озимый рапс; 2 – горчица сизая; 3 – горчица белая; 4 – редька масличная; 5 – лен масличный

Fig. 3. Dependences of the N_{nl} power-consuming of the oilseeds roller crushing machine on frequency of n rollers rotation: 1 – winter rape seed; 2 – bluish mustard; 3 – white mustard; 4 – oil radish; 5 – oil flax

Максимальная мощность потребляется (рис. 3) при раздавливании семян льна масличного – 0,89 кВт. Для других масличных культур потребляемая мощность соответственно составляет (кВт): 0,53 – для семян озимого рапса; 0,25 – горчицы сизой; 0,39 – горчицы белой; 0,34 – редьки масличной.

Исследование производительности и потребляемой мощности плющилки семян масличных культур осуществлялись в лабораторных условиях по методике планирования трифакторного эксперимента [9, 26].

В результате обработки экспериментальных данных получено уравнение регрессии, характеризующие закономерности изменения при кодированных и реальных значениях факторов: производительности плющилки $Y_{Q_{nl}}$, Q_{nl} ; потребляемой мощности плющилкой $Y_{N_{nl}}$, N_{nl} .

В случае плющения семян озимого рапса при кодированных значениях факторов:

– производительность плющилки:

$$Y_{Q_{nl}}^P = 30,01 + 0,6075x_1 + 1,665x_2 + 6,8975x_3 - 0,0525x_1x_2 + 0,142575x_1x_3 - 0,0275x_2x_3 + 0,0946x_1^2 + 0,6923x_2^2 - 1,3177x_3^2; \quad (9)$$

– потребляемая мощность плющилки:

$$Y_{N_{nl}}^P = 0,5 - 0,0031x_1 + 0,01x_2 + 0,0181x_3 - 0,0025x_1x_2 - 0,0013x_1x_3 + 0,0025x_2x_3 - 0,0018x_1^2 - 0,0012x_2^2 + 0,0082x_3^2. \quad (10)$$

Воспроизводимость экспериментальных данных проверялась по критерию Кохрена G [9], значение которого при определении производительности плющилки для семян озимого рапса составляет 0,2338, горчицы белой – 0,2829, горчицы сизой – 0,2779, редьки масличной – 0,2829 и льна масличного 0,2856; для потребляемой плющилкой мощности для указанных масличных культур – 0,3155, 0,2575, 0,3071, 0,3075 и 0,2575. Табличное значение критерия Кохрена составляет 0,3346 [9], что является больше от расчетных значений критерия для производительности и потребляемой мощности плющилкой при переработке всех исследуемых культур. На основании этого можно сделать вывод, что процесс является воспроизводимым, поскольку $G_{розра} < G_{табл}$.

Адекватность модели оценивалась по критерию Фишера F , расчетное значение которого для производительности плющилки – 1,83 для озимого рапса, 1,97 – горчицы белой, 1,05 – горчицы сизой, 1,02 – редьки масличной и льна масличного 1,47; для потребляемой мощности плющилкой, при условии переработки исследуемых масличных культур соответственно составляет: 0,26, 1,52, 0,293, 0,45 и 0,278, что меньше табличного значения $F_{табл} = 2,12$ [9], а это свидетельствует о высокой степени соответствия результатов проведенных экспериментов.

Анализируя уравнения регрессии в случае кодированных значений факторов, можно утверждать, что на производительность и потребляемую мощность наибольшее влияние имеет зазор между валками и частота вращения, а другие коэффициенты являются менее значимыми и имеют незначительное влияние на процесс. В таком случае можно перейти от кодированных значений факторов x_1 , x_2 и x_3 в уравнениях к их натуральных значений.

Действительные значения факторов для семян озимого рапса:

– производительность плющилки:

$$Q_{nl}^P = -17,85 - 16,19 \delta + 0,86 F_{np,max} + 1,18 n + 1,31 \delta F_{np,max} + 0,036 \delta n - 0,00012 F_{np,max} n + 0,2365 \delta^2 + 0,23 F_{np,max}^2 - 0,044 n^2; \quad (11)$$

– потребляемая мощность плющилки:

$$N_{nl}^P = 0,34 + 0,21 \delta + 0,00054 F_{np,max} - 0,0021 n - 0,0625 \delta F_{np,max} - 0,00033 \delta n + 0,000011 F_{np,max} n - 0,000045 \delta^2 - 0,0004 F_{np,max}^2 + 0,000027 n^2. \quad (12)$$

В случае плющения семян горчицы белой действительные значения факторов:

$$Q_{nl}^{2\delta} = -0,29 - 17,95 \delta + 0,011 F_{np,max} + 0,72 n + 0,81 \delta F_{np,max} + 0,00024 \delta n - 0,00041 F_{np,max} n + 0,0053 \delta^2 + 0,22 F_{np,max}^2 - 0,00042 n^2; \quad (13)$$

$$N_{nl}^{2\delta} = 2,17 - 1,12 \delta - 0,0012 F_{np,max} - 0,0045 n + 0,0007 \delta^2 + 0,00013 F_{np,max}^2 - 0,000004 n^2. \quad (14)$$

Полученные уравнения регрессии для семян горчицы сизой имеют вид:

$$Q_{nl}^{2c} = 34,51 - 6,4 \delta - 0,02 F_{np,max} - 0,26 n + 0,44 \delta F_{np,max} + 0,0021 F_{np,max} n + 0,004 \delta^2 + 0,068 F_{np,max}^2 + 0,00017 n^2; \quad (15)$$

$$N_{nl}^{2c} = 0,1 + 0,16 \delta + 0,00073 F_{np,max} - 0,0021 n - 0,063 \delta F_{np,max} + 0,000011 F_{np,max} n - 0,00005 \delta^2 - 0,0004 F_{np,max}^2 + 0,000003 n^2. \quad (16)$$

Аналогичные исследования проведены для семян льна и редьки масличной и уравнения регрессии для данных культур приведены ниже.

При плющения семян льна масличного:

– производительность плющилки:

$$Q_{nl}^l = -30,1 - 13,46 \delta + 0,0064 F_{np,max} + 1,39 n + 1,13 \delta F_{np,max} + 0,0001 F_{np,max} n + 0,0022 \delta^2 + 0,2 F_{np,max}^2 - 0,0004 n^2; \quad (17)$$

– потребляемая мощность плющилки:

$$N_{nl}^l = 0,52 + 0,26 \delta + 0,0003 F_{np,max} - 0,009 n - 0,00008 \delta^2 - 0,0011 F_{np,max}^2. \quad (18)$$

В случае действительных значений факторов для семян редьки масличной:

$$Q_{nl}^{po} = 4,1 - 19,4 \delta + 0,01 F_{np,max} + 0,72 n + 1 \delta F_{np,max} - 0,0004 F_{np,max} n + 0,0055 \delta^2 + 0,23 F_{np,max}^2 - 0,0004 n^2; \quad (19)$$

$$N_{nl}^{po} = 0,51 - 0,21 \delta + 0,0001 F_{np,max} - 0,004 n - 0,05 \delta F_{np,max} + 0,000011 F_{np,max} n - 0,00002 \delta^2 + 0,0002 F_{np,max}^2 + 0,000002 n^2. \quad (20)$$

Анализируя уравнения регрессии (9-20) установлено, что на производительность и потребляемую мощность наибольшее влияние имеет зазор между валками и частота вращения, а другие коэффициенты являются менее значимыми и имеют незначительное влияние на процесс.

В результате проведенных экспериментальных исследований установлено, что производительность плющилки составляет 17,1-37,9 кг/ч, а потребляемая ею мощность – 0,18-0,95 кВт для всех исследуемых культур.

ВЫВОДЫ

1. На основе выражений (2.62) и (2.69) получено теоретические зависимости производительности $Q_{пл}$ и потребляемой мощности $N_{пл}$ плющилки семян масличных культур от частоты вращения n валков. Производительность $Q_{пл}$ (кг/ч) вальцевой плющилки составляет: 5-27 – для семян озимого рапса, 3-22 – горчицы сизой, 6-37 – горчицы белой, 5-34 – редьки масличной и 5-31 – льна масляного; потребляемая мощность $N_{пл}$ (кВт), соответственно: 0,1-0,53; 0,05-0,25; 0,08-0,39; 0,07-0,34 и 0,15-0,89 в диапазоне частот вращения валков 10-60 мин⁻¹.

2. В результате проведенных экспериментальных исследований установлено, что производительность плющилки составляет 17,1-37,9 кг/ч, а потребляемая ею мощность – 0,18-0,95 кВт для всех исследуемых культур.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Антипов С.Т. 2001.** Машины и аппараты пищевых производств. Кн.1. / С.Т. Антипов, И.Т. Крестов, А.Н. Остриков, В.А. Панфилов, О.А. Ураков. – М.: Высшая школа, 703.
2. **Гулый И.С. 2001.** Оборудование предприятий пищевой и перерабатывающей промышленности / И.С. Гулый, М.М. Пушанко, Л.А. Орлов и др. – Винница: Новая книга, 576. (Украина).
3. **Дацишин О., Ткачук А., Чубов Д. 2005.** Машины и оборудование перерабатывающих производств: учеб. пособие / [Дацишин О., Ткачук А., Чубов Д. и др.]; за заг. ред. О. В. Дацишина. – К.: Высшее образование, 159. (Украина).
4. **Дацишин О.В., Ткачук А.И., Гвоздев О.В. 2009.** Технологическое оборудование зерноперерабатывающих и масличных производств: учеб. пособие / [Дацишин О.В., Ткачук А.И., Гвоздев О.В.]; за заг. ред. О.В. Дацишина. – Винница: Новая Книга, 488. (Украина).
5. **Клуманцев Б.В. 1990 р.** Дробилки: конструкция и расчет, особенности эксплуатации / Б.В. Клуманцев, А.И. Косарев. – М.: Машиностроение, 319.
6. **Кузьминский Р. 2016.** Исследование механических свойств зерен пшеницы при сжатии / Р. Кузьминский, О. Соколовский, Р. Шеремета // Motrol. Motorization and power industry in agriculture. – Vol. 18 No 5. – Lublin. 41-45.
7. **Масликов В.А. 1974.** Технологическое оборудование производства растительных масел. / В.А. Масликов. – М.: Пищ. Промышленность, 220.
8. **Малежик И.Ф. 2003.** Процессы и аппараты пищевых производств: Учебник / И.Ф. Малежик, П.С. Циганко, П.М. Немирович, А.С. Марценюк. – М.: НУХТ, 400. (Украина).
9. **Мельников С.В. 1980.** Планирование эксперимента в исследованиях сельскохозяйственных процессов / С.В. Мельников, В.Р. Алешкин, П.М. Рошин. – Л.: Колос, 168.
10. **Мирончук В.Г., Орлов А.О., Украинец А.И. 2004.** Расчеты оборудования предприятий перерабатывающей и пищевой промышленности: учеб. пособие / [В.Г. Мирончук, А.О. Орлов, А.И. Украинец]; за ред. М.Г. Мирончука. – Винница.: Новая книга, 288. (Украина).
11. **Одегов В.А. 2005.** Обоснование параметров и режимов работы плющилки влажного зерна: Диссертация. – Киров, 187.
12. **Патент 47045, МПК (2009) B02B 3/00.** Плющилка семян масличных культур / Р.С. Шевчук, В.В. Шевчук. – № u200908648; заявка 17.09.2009; опубл. 11.01.2010, Бюл.№1. (Украина).
13. **Патент 46649, МПК (2009) B02B 3/00.** Валковая дробилка / Р.С. Шевчук, В.В. Шевчук. – № u200910148; заявка 06.10.2009; опубл. 11.05.2010, Бюл.№9. (Украина).
14. **Соколов В.И. 1983.** Основы расчета и конструирования машин и аппаратов пищевых производств / В.И. Соколов. – М.: Машиностроение, 442.
15. **Соколов В.И. 1992.** Основы расчета и конструирования машин и аппаратов пищевых производств / В.И. Соколов. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Колос, 399.
16. **Стабников В.Н. 1985.** Процессы и аппараты пищевых производств / В.Н. Стабников, В. М. Лысянский, В. Д. Попов. – М.: Агропромиздат, 503.
17. **Харламов С.В. 1991.** Практикум по расчету и конструированию машин и аппаратов пищевых производств / С.В. Харламов. – Л.: Агропромиздат. Ленинградское отделение, 256.
18. **Черевко А.И. 2002.** Процессы и аппараты пищевых производств: Учебник / А.И. Черевко, А.М. Поперечного. – Харьков.: Харьк. гос. акад. технол. и орг. питания, 420. (Украина).
19. **Шевчук В.В. 2011.** Энергетическая оценка использования вальцевой плющилки семян масличных культур / В.В. Шевчук // Motrol. Motorization and power industry in agriculture. – Volume 13D. – Lublin. 31–36.
20. **Шевчук В.В. 2011.** Исследование механико-технологических свойств семян масличных культур / В.В. Шевчук // Сельскохозяйственные машины – Вып. 21, том II. – Луцьк: Ред.-изд. отдел ЛНТУ. 229–237. (Украина).
21. **Шевчук В. 2015.** Математическая модель раздвливания семян масличных культур / В. Шевчук // Motrol. Motorization and power industry in agriculture. – Vol. 17 No 4. – Lublin. 25-29.
22. **Шевчук Р.С., Шевчук В.В. 2010.** Валковая дробилка / [Р.С. Шевчук, В.В. Шевчук]; под общ. ред. В.В. Снитинского, В.И. Лопушняка // Ученые Львовского национального аграрного университета производств: каталог инновационных разработок. – Львов: Львов. нац. аграр. ун-т, 2012. – Вып. 12. 44-45. (Украина).

23. **Шевчук Р.С., Шевчук В.В. 2010.** Плющилка семян масличных культур / [Р.С. Шевчук, В.В. Шевчук]; под общ. ред. В.В. Снитинского, В.И. Лопушняка // Ученые Львовского национального аграрного университета производству: каталог инновационных разработок. – Львов: Львов. нац. аграр. ун-т. – Вып. 10. 73-74. (Украина).
24. **Шевчук Р.С. 2011.** Механические свойства семян масличных культур при сжатии / Р.С. Шевчук, В.В. Шевчук // Вестник Львовского национального аграрного университета: Агроинженерный исследования. – №15. 257-264. (Украина).
25. **Шевчук Р.С. 2011.** Комплекс оборудования для получения растительного масла в малых перерабатывающих цехах / Р.С. Шевчук, В.О. Василькевич, В.В. Шевчук, В.В. Томьок // Техника и технологии в АПК. – № 9 (24). 11–13. (Украина).
26. **Шевчук В.В. 2013.** Обоснование параметров вальцевой плющилки семян масличных культур: диссертация. – Львов, 205.

THE PRODUCTIVITY AND POWER-CONSUMING OF THE OILSEEDS ROLLER CRUSHING MACHINE

Summary. A mathematical model is worked out for determination of the productivity and power-consuming of the oilseeds roller crushing machine and these parameters are researched experimentally.

On the basis of the experimental researches it is set, that the gap between of the crushing rollers and rotation frequency have a most influence on the productivity and power, and other coefficients are less meaningful and have an insignificant influence on a process.

The theoretical dependences of the Q_{nl} productivity and N_{nl} power-consuming of the oilseeds roller crushing machine are developed in dependence of frequency of rotation of n rollers. The Q_{nl} productivity (kg/h) of the oilseeds roller crushing machine is next: 5-27 – for winter rape seed, 3-22 – bluish mustard, 6-37 – white mustard, 5-34 – oil radish and 5-31 – oil flax; N_{nl} power-consuming (kW) is accordingly: 0,1-0,53; 0,05-0,25; 0,08-0,39; 0,07-0,34 and 0,15-0,89 in the range of 10–60 RPM frequencies of rollers rotation.

As a result of the carried out experimental researches the productivity of the oilseeds roller crushing machine is 17,1–37,9 kg/h and power-consuming – 0,18–0,95 kW for all kinds of researched cultures.

Key words: roller crushing machine of seeds, oil-bearing crops, productivity, power-consuming.

ФОРМИРОВАНИЕ УРОЖАЙНОСТИ СОИ В МЕТЕОРОЛОГИЧЕСКИХ УСЛОВИЯХ ВОСТОЧНОЙ ЛЕСОСТЕПИ УКРАИНЫ

Роман Гутянский¹, Оксана Панкова², Алла Фесенко², Валентина Безпалько²

¹*Институт растениеводства им. В.Я. Юрьева Национальной академии аграрных наук Украины*

Проспект Московский, 142, Харьков, Украина. E-mail: rammale@ukr.net

²*Харьковский национальный технический университет сельского хозяйства имени Петра Василенко*

Ул. Артема, 44, Харьков, Украина. E-mail: agroecology265@gmail.com

Gutyanskyi Roman¹, Oksana Pankova², Alla Fesenko², Valentina Bezpalko²

¹*Plant Production Institute named after V. Ya. Yuryev*

National Academy of Agricultural Sciences of Ukraine

Str. Moskovskiy pr. 142, Kharkov, Ukraine. E-mail: rammale@ukr.net

²*Kharkiv Petro Vasylenko National Technical University of Agriculture*

Str. Artyoma, 44, Kharkov, Ukraine. E-mail: agroecology265@gmail.com

Аннотация. В статье приведены результаты исследований по изучению влияния метеорологических условий Восточной Лесостепи Украины на формирование урожайности сои.

Исследования проводились в 2004-2013 гг. на раннеспелом сорте сои Романтика, который высевали с шириной междурядий 45 см на черноземе типичном тяжелосуглинистом.

Анализ данных температуры воздуха и количества осадков за годы исследований в Восточной Лесостепи Украины отчетливо свидетельствует об отклонении среднесуточной температуры воздуха в сторону потепления.

Исследования показали, что уровень урожайности сои сорта Романтика в условиях восточной Лесостепи Украины больше зависел от количества осадков в основной период роста и развития культуры. Об этом отчетливо говорит существенный позитивный коэффициент корреляции между урожайностью сои и осадками ($r = 0,87$), которые выпали в годы исследований с мая по август месяц, включительно.

Тесную корреляционную связь с осадками имели показатели формирования на одном растении количества веточек, количества продуктивных узлов, количества бобов выполненных и невыполненных, количества бобов в продуктивном узле, массы семян с растения и массы 1000 семян.

Исходя из полученных данных максимальную урожайность (2,98-3,02 т/га) соя формировала в наиболее влажные годы (366-394 мм) при среднесуточной температуре воздуха +20,5 °С за вегетационный период. Недостаточное количество осадков на фоне увеличения среднесуточной температуре воздуха приводило к резкому уменьшению урожайности сои.

Таким образом, осадки и температура воздуха есть решающими факторами для формирования уровня урожайности сои в Восточной Лесостепи Украины. Это обуславливает необходимость разно-

образить и обогатить сортовой состав этой культуры в зоне.

Ключевые слова: восток Украины, соя, урожайность, формирование, осадки, температура воздуха.

ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМЫ

Решить проблему дефицита белка в мире может соя, которую выращивают во многих странах [1-3]. Она наиболее распространенная среди зернобобовых и масличных культур [4-5]. Соя уже сейчас играет решающую роль в пищевых и кормовых балансах многих стран [6-7].

Почвенно-климатические условия Украины в целом способствуют выращиванию зерна сои [8-10]. Ведущими областями по выращиванию сои в стране есть Винницкая, Киевская, Полтавская, Черкасская, Хмельницкая и Кировоградская. Также в этом регионе наиболее благоприятные биоклиматические условия, развито промышленное животноводство и сосредоточены многоотварные агрофирмы.

Выращивают сою и в Восточной Лесостепи Украины [11]. Эта зона отмечается значительным колебанием факторов среды по годам, особенно количеством осадков и температурным режимом. Изучению формирования продуктивности сельскохозяйственных растений с влагой и тепловым режимом уделяется сейчас много внимания [12-13]. В связи с этим, актуальным направлением исследований является адаптивная реакция сои к внешним факторам среды, которые напрямую влияют на урожайность культуры [14-15].

АНАЛИЗ ПОСЛЕДНИХ ИССЛЕДОВАНИЙ И ПУБЛИКАЦИЙ

Проводимые в условиях Восточной Лесостепи Украины современные исследования направлены, главным образом, на изучение распространения и развития болезней сои, фотосинтетической продуктивности сои в зависимости от способов сева, доз минеральных удобрений и капельного орошения

[16-19]. Вместе с тем влияние метеорологических условий года на формирование урожайности сои исследовано недостаточно глубоко.

ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Задача исследований – изучение влияния метеорологических условий восточной Лесостепи Украины, а именно количества осадков и среднесуточной температуры воздуха, на формирование урожайности сои (на примере сорта Романтика).

ИЗЛОЖЕНИЕ ОСНОВНОГО МАТЕРИАЛА

Исследования проводились в 2004-2013 гг. на полях лаборатории растениеводства и сортоизучения Института растениеводства им. В.Я. Юрьева НААН Украины (Харьковский район, Харьковская область). Почва на участке – чернозем типичный тяжелосуглинистый, реакция почвенного раствора – близкая к нейтральной. Предшественник – зерновые колосовые культуры (пшеница озимая, ячмень ярый). Под предпосевную культивацию вносили – $N_{30}P_{30}K_{30}$. Высевали сорт сои Романтика (ширина междурядий 45 см). Сорт внесен в 1998 году в «Государственный реестр сортов растений Украины» для Степной и Лесостепной зоны. Разновидность – *ukrainika*. Сорт относится к раннеспелой группе, продолжительность вегетационного периода 90-100 дней, имеет повышенную засухоустойчивость, устойчивость к полеганию, болезням и вредителям. Он пригодный к механизированной уборке. Содержание белка в семенах 39%, жира – 22% [20].

Сорняки уничтожали с помощью систематических ручных прополок. Обработка почвы и другие элементы технологии возделывания культуры были общепринятыми для зоны.

Размер учетной делянки – 36 м², повторность – трехразовая. Учет урожайности сои проводили методом сплошного обмолота учетной делянки комбайном «Samro-130». Структуру урожая определяли в лабораторных условиях путем разбора пробных снопов со всех повторений [21].

Математическую обработку полученных урожайных данных проводили по методике Б.О. Доспехова [22].

Метеорологические условия на протяжении 10 годов, в месте проведения исследований, были достаточно контрастными, что дало возможность всецело оценить их влияние на реализацию потенциала зерновой продуктивности растений сои за вегетационный период, который в сорта Романтика длился с мая по август месяц, включительно. Отметим, что за годы проведения исследований осадки выпадали очень неравномерно (табл. 1). Так, за упомянутый период в 2004, 2005 и 2011 гг. осадков выпало больше за средне годовую норму соответственно на 85, 132 и 160 мм. В тоже время недобор осадков за этот период в 2006, 2007, 2008, 2009, 2010, 2012 и 2013 гг. составил соответственно 36, 25, 20, 62, 28, 29 и 23 мм, в сравнении со средней годовой нормой.

За 10 год проведения исследований повышенный температурный режим наблюдался 8 раз. Так,

среднесуточная температура воздуха за вегетационный период культуры в 2005, 2006, 2007, 2009, 2010, 2011, 2012 и 2013 гг. была выше за среднюю годовую норму соответственно на 1,4; 0,5; 1,7; 0,3; 3,8; 1,4; 2,7 и 2,8 °С. Таким образом, анализ данных температуры воздуха и количества осадков за годы исследований отчетливо свидетельствует об отклонении среднесуточной температуры воздуха в сторону потепления.

Таблица 1. Урожайность сои сорта Романтика в зависимости от метеорологических условий Восточной Лесостепи Украины

Table 1. Yield soybean varieties Romance, depending on weather conditions in Eastern Steppe of Ukraine

Год	Метеорологические условия за вегетационный период сои		Урожайность сои, т/га
	осадки, мм	среднесуточная температура воздуха, °С	
2004	319	18,7	2,25
2005	366	20,5	2,98
2006	198	19,6	1,62
2007	209	20,8	1,78
2008	214	18,9	1,54
2009	172	19,4	2,10
2010	206	22,9	1,21
2011	394	20,5	3,02
2012	205	21,8	1,60
2013	211	21,9	1,54
HCP ₀₅			0,17

Полученные в ходе исследований результаты показали, что уровень урожайности сои сорта Романтика в условиях восточной Лесостепи Украины в значительной степени зависел от погодноклиматических условий года, особенно количества осадков в основной период роста и развития культуры. Об этом отчетливо говорит существенный позитивный коэффициент корреляции между урожайностью сои и осадками ($r = 0,87$), которые выпали в годы исследований с мая по август месяц, включительно. В тоже время коэффициент корреляции между урожайностью сои и среднесуточной температурой воздуха за этот период составил $r = -0,34$.

Исходя из полученных данных наибольшую урожайность (соответственно 2,98 и 3,02 т/га) соя сорта Романтика формировала в наиболее влажные 2005 и 2011 гг. (соответственно 366 и 394 мм) при среднесуточной температуре воздуха +20,5 °С за вегетационный период. Недостаточное количество осадков на фоне увеличения среднесуточной температуры воздуха приводило к резкому уменьшению урожайности сои, особенно в 2010 г (1,21 т/га). В 2004 и 2008 гг. прослеживалась тенденция к уменьшению урожайности сои при снижении среднесуточной температуры воздуха к +18,7 и + 18,9 °С.

Зависели от метеорологических условий выращивания и показатели морфологических признаков растений и элементов структуры урожая сои, особенно это видно в контрастные годы исследований (табл. 2). Так, максимальную высоту растений сои в опыте наблюдали во влажном 2005 г. и прохладном 2008 г. Минимальная высота растений формировалась при низком количестве осадков в 2006 и 2009 гг. Выпавший град в 2011 г. также существенно уменьшил высоту культурных растений. Озвученное природное явление, кроме того, привело к уменьшению массы растений и некоторых признаков продуктивности сои (количество продуктивных узлов и бобов в них), а увеличило количество невыполненных бобов на культурных растениях. Отметим, что между высотой прикрепления нижнего боба сои и погодными условиями (осадки и температура воздуха), а также между толщиной средней части стебля растения и выше упомянутыми погодными условиями неустановленно тесной корреляционной связи. В тоже время между количеством веточек на растении и осадками установлено тесную корреляционную связь ($r = 0,50$).

В большинстве случаев меньшая масса растений формировалась в годы исследований с низким

количеством осадков и высокой среднесуточной температурой воздуха.

Максимальные показатели продуктивности растений сои в целом сформировались в достаточно влажный с умеренным температурным режимом 2005 г., а минимальные – в аномально жаркий и недостаточно влажный 2006 г. Подтверждением этого есть тесная корреляционную связь между осадками и количеством на одном растении: семян ($r = 0,45$); продуктивных узлов ($r = 0,53$); бобов выполненных ($r = 0,50$); бобов в продуктивном узле ($r = 0,53$). Также тесную корреляционную связь с осадками имела масса семян с растения ($r = 0,49$) и масса 1000 семян ($r = 0,60$).

Установлено, что высокий уровень осадков приводил к увеличению количества невыполненных бобов на одном растении. Так, коэффициент корреляции между количеством осадков и количеством невыполненных бобов на растениях сои составил $r = 0,72$. В тоже время низкий уровень осадков способствовал уменьшению количества семян в выполненном бобе. Коэффициент корреляции между количеством осадков и количеством семян в выполненном бобе составил $r = -0,51$.

Таблица 2. Формирование морфологических признаков растений и элементов структуры урожая сои сорта Романтика в Восточной Лесостепи Украины в различные годы исследований

Table 2. Formation of morphological features of plants and elements of the soybean crop varieties Romance structure in the Eastern Steppe of Ukraine in the various years of research

Год	Морфологические признаки				Масса одного растения, г	Признаки продуктивности								
	высота, см		количество веточек, шт.	толщина средней части стебля, мм		густота стояния растений, шт./м ²	количество на одном растении, шт.				количество семян в выполненном бобе	масса семян, г		
	растений	прикрепления нижнего боба					продуктивных узлов	бобов		семян		с растения	1000	
								выполненных	невыполненных					в продуктивном узле
2004	94	17	1,4	4,0	13,5	59	12,5	26,8	2,6	2,4	40,4	1,5	6,0	148
2005	102	17	3,6	4,6	29,1	40	20,0	44,1	1,9	2,3	79,2	1,8	12,8	162
2006	66	10	2,3	3,8	8,3	56	8,3	13,4	0,9	1,7	24,0	1,8	3,3	137
2007	94	22	1,9	4,5	16,4	50	12,0	24,5	3,1	2,3	43,8	1,8	6,3	143
2008	103	29	1,5	4,4	13,5	42	8,5	15,1	0,7	1,9	30,2	2,0	4,3	141
2009	65	26	1,3	3,7	11,1	57	9,6	16,7	0,5	1,8	30,3	1,8	4,1	136
2010	74	24	0,7	3,3	7,5	52	7,5	10,3	0,2	1,4	18,7	1,8	2,4	131
2011	57	23	1,8	3,7	8,9	61	9,6	16,6	3,6	2,1	28,9	1,7	4,1	142
2012	78	28	0,3	3,7	8,0	49	7,0	11,8	0,1	1,7	22,7	1,9	3,3	150
2013	72	22	1,7	4,4	19,0	36	13,6	30,8	0,6	2,3	55,9	1,8	7,6	136

ВЫВОДЫ

Таким образом, осадки и температура воздуха есть решающими факторами для нормального роста и развития растений сои в Восточной Лесостепи Украины. Это обуславливает необходимость разнообразить и обогатить сортовой состав этой культуры в зоне, поскольку адаптивный потенциал сортов сои, как и их способность к выживанию и воспроизведению лежит через постоянное увеличение приспособленности к абиотическим и биотическим факторам среды.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Сичкарь В.И. 1980.** Особенности выращивания сои в США и Канаде. М.: ВНИИТЭИСХ, 48.
2. **Баранов В.Ф., Лукомец В.М. 2005.** Соя. Биология и технология возделывания / Под ред. В.Ф. Баранова, В.М. Лукомца. – Краснодар: ФГУП «Издательство «Советская Кубань», 433.
3. **Шевченко Н.С., Смуров С.И, Зеленская Т.И. 2010.** Соя на Белгородчине. Земледелие. №3. 9-12.
4. **Бабыч А.О. 1993.** Современное производство и использование сои. К.: Урожай, 429. (Украина).
5. **Бабыч-Побережна А.А. 2005.** Экономика мирового производства и рынок белка. К.: ННЦ ИАЕ, 782. (Украина).
6. **Бабыч А.О., Бабыч-Побережна А.А. 2011.** Селекция, производство, торговля и использование сои в мире. К.: Аграрная наука, 548. (Украина).
7. **Кулык М.Ф., Тучык А.В., Стасюк О.К, Скоромна О.И. 2012.** Использование продуктов переработки сои в молочном животноводстве и в птицеводстве. Кормы и кормопроизводство. №71. 72-81. (Украина).
8. **Адамень Ф.Ф., Вергунов В.А., Лазер П.Н., Вергунова И.Н. 2006.** Агробиологические особенности возделывания сои в Украине. К.: Аграрная наука, 456.
9. **Мащак Я.И., Попко И.В. 2001.** Продуктивность сои на зерно в условиях западной Лесостепи. Кормы и кормопроизводство. №47. 29-31. (Украина).
10. **Бабыч А.О., Бабыч-Побережна А.А. 2010.** Соевый пояс и расположение производства сортов сои. Пропозиция. №4. 52-54. (Украина).
11. **Огурцов Е.М. 2008.** Соя в Восточной Лесостепи Украины: монография / Под ред. М.А. Бобра – Х.: ХНАУ, 270. (Украина).
12. **Золотовская Е., Миронов А. 2013.** Технология ресурсосберегающего накопления влаги в полевых условиях. Motrol. Commission of Motorization and energetics in a agriculture. V. 15. N. 4. 62-68. (Украина).
13. **Болбот И. 2013.** Математическая модель влияния теплового режима на развитие и урожайность томатов в системе растение-почва-воздух. Motrol. Commission of Motorization and energetics in a agriculture. V. 15. N. 4. 153-158. (Украина).
14. **Иванюк С.В. 2012.** Формирование сортовых ресурсов сои относительно к биоклиматическому потенциалу региона выращивания. Кормы и кормопроизводство. №71. 34-40. (Украина).
15. **Бахмат О.М. 2009.** Соя – культура будущего, особенности формирования высокого урожая: Монография. Камянец-Подольский, ПП Мошак М.И., 208. (Украина).
16. **Адаменко О.П. 2013.** Влияние комплекса факторов на распространение и развитие фузариозных корневых гнилей сои в восточной части Лесостепи Украины. Вестник Центра научного обеспечения АПВ Харьковской области. №14. 4-11. (Украина).
17. **Белинский Ю.В. 2013.** Продуктивность сои в зависимости от способов посева в условиях восточной части Левобережной Лесостепи Украины. Вестник Центра научного обеспечения АПВ Харьковской области. №14. 21-29 (Украина).
18. **Михеев В.Г. 2014.** Фотосинтетическая производительность сои в зависимости от способов сева в восточной части Левобережной Лесостепи Украины. Вестник Центра научного обеспечения АПВ Харьковской области. №16. 138-144. (Украина).
19. **Клименко И.В 2015.** Фотосинтетическая продуктивность сои в зависимости от доз минеральных удобрений и капельного орошения в восточной части Левобережной Лесостепи Украины. Вестник Центра научного обеспечения АПВ Харьковской области. №18. 45-54. (Украина).
20. **Попов С.И., Матушкин В.О., Божко М.Ф., Магомедов Р.Д., Мошкова О.М., Гарбуз Л.И., Герасимчук В.М. 2002.** Сорта сои Института растениеводства им. В.Я. Юрьева и технология выращивания (каталог). Х.: «Магда ЛТД», 20. (Украина).
21. **Пидопрыгора В.С., Пысаренко П.В. 2003.** Практикум с научных исследований в агрономии. Полтава, 138. (Украина).
22. **Доспехов Б.А. 1985.** Методика полевого опыта (с основами статистической обработки результатов исследований). М.: Агропромиздат, 351.

FORMATION SOYBEAN YIELDS IN THE
METEOROLOGICAL CONDITIONS OF EASTERN
STEPPE OF UKRAINE

Summary. The results of studies on the influence of meteorological conditions on the Eastern Steppe of Ukraine formation soybean yields.

The studies were conducted in 2004-2013 on early-maturing varieties of soybeans Romance, which is seeded with row spacing of 45 cm on heavy loamy black earth typical.

Analysis of air temperature and precipitation data for the years of research in the Eastern Steppe of Ukraine clearly indicates the deviation of daily average air temperature in the direction of warming.

Studies have shown that the level of productivity of soybean varieties Romance under the Eastern Steppe of Ukraine more dependent on rainfall in the main period of growth and development of culture. It clearly says a significant positive correlation coefficient between soybean yield and precipitation ($r = 0,87$), which fell during the study from May to August inclusive.

Key words: eastern Ukraine, soybeans, productivity, formation, precipitation, air temperature.

К ВОПРОСУ ПОВЫШЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОЙ ПРОЦЕССА УБОРКИ УРОЖАЯ КУКУРУЗЫ ПУТЕМ ВНЕДРЕНИЯ ЭЛЕМЕНТОВ АГРОЛОГИСТИКИ

Александр Аникеев, Михаил Цыганенко, Кирилл Сыровицкий, Алина Коваль
Харьковский национальный технический университет сельского хозяйства
имени Петра Василенко

Московский пр., 45, Харьков, Украина. E-mail: kafedra_emtp@ukr.net

Alexander Anikeev, Michael Tsyganenko, Kirill Sirovitskiy, Alina Koval
Kharkiv Petro Vasilenko National Technical University of Agriculture
Moskovskiyi prospect, 45, Kharkov, Ukraine. E-mail: kafedra_emtp@ukr.net

Аннотация. В статье приведены методические подходы и результаты разработки алгоритмов процесса эффективной системы уборки урожая с целью оптимизации мощности всех звеньев от уборки до размещения зерна на хранение на примере одного из хозяйств Харьковской области. В связи с постоянным увеличением пахотных земель хозяйств и увеличением уровня механизации технологических процессов современное земледелие остро нуждается в качественном научном сопровождении производственных процессов и внедрении приёмов агрологистики для обеспечения получения высокой прибыли, продления срока службы машинно-тракторного парка и рационализации использования финансовых ресурсов и затрат труда. Авторы на конкретном примере доводят целесообразность внедрения элементов агрологистики. Указаны факторы что влияют на мощность. Представлена оптимальная модель уборочного комплекса. Учтены необходимые технологические простои, синхронизация темпа уборки, транспортировки и приема на элеваторе, производительность на протяжении всей уборочной кампании в расчете на каждую единицу техники. Авторами разработана методика решения задачи на базе MS Excel, которая дает возможность рассчитывать производительность агрегатов в режиме «экспресс», учитывая простой, поломки и метеорологические условия максимально приближенно к производственным условиям. Разработанная методика позволяет также построить графики загрузки агрегатов на каждый день и суммарный график за весь период, что дает возможность наглядно продемонстрировать темп изменения выработки машин, время простоев и поломок. Разработанный алгоритм позволяет ввести условия для расчетов и получения дополнительных данных, таких как расход топлива по каждому агрегату, затраты труда, затраты энергии, затраты средств на выполнение операций, что позволит своевременно принимать обоснованные управляющие и инженерные решения по использованию машинно-тракторного парка хозяйства и облегчит работу логистического отдела.

Ключевые слова: агрологистика, производительность, алгоритм, урожай, эффективность, система машин.

ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМЫ

В современном сельском хозяйстве рыночная

трансформация национальной экономики обуславливает необходимость интенсификации агропромышленного производства за счет устойчивого развития и более полного использования инструментария логистической науки [1]. Необходимо обосновать важность и необходимость реализации логистического подхода в деятельности предприятий отрасли. Отдельные исследования деятельности производителей сельскохозяйственной продукции Украины проводились Г. Шкариковским и Р. Шкариковским [2].

АНАЛИЗ ПОСЛЕДНИХ ИССЛЕДОВАНИЙ И ПУБЛИКАЦИЙ

Теоретические и методические основы функционирования агрологистики рассматривались в работах многих ученых. В своих работах А.Н. Сумец обосновал проблемы разработки концепции логистической деятельности предприятий аграрного сектора экономики, раскрыл положительные эффекты от реализации логистического подхода для производителей агропродукции и затронул вопросы концептуального подхода к организации логистической деятельности на предприятиях по производству и переработке сельскохозяйственной продукции [3], а так же актуальность внедрения логистики в хозяйственную деятельность предприятий АПК [4]. В. Нелеп посвятил свои исследования оценке экспортных возможностей агропродовольственного комплекса Украины [5]. Н. Присяжнюк, П. Саблук и М. Кропивко обосновывают необходимость и определяют направления углубления аграрной реформы [6]. Е.В. Шубравская, Н.А. Ринденко и Е. Прокопенко определяют перспективы модернизации аграрного сектора Украины [7, 8]. Также предпринимаются попытки внедрять элементы точного земледелия для увеличения прибыли [9], аргументировать показатели технической производительности уборочно-транспортного комплекса и определения их нужд [10-12], разрабатываются методики выбора условий взаимодействия зерноуборочного и транспортного комплексов [13-15], но в то же время недостаточно освещенными остаются проблемы внедрения и развития логистики, как элемента эксплуатации машинно-тракторного парка агропромышленных предприятий, что определило необходимость дальнейших научных исследований в этом направлении.

На кафедре «Оптимизация технологических систем имени Т.П. Евсюкова» Учебно-научного института мехатроники и систем менеджмента ХНТУСХ имени Петра Василенко было выполнено исследование по разработке агротехнологий блочно-вариантных систем для хозяйств различных технологических уровней, результаты которого позволили установить современное состояние технологических процессов по основному сельскохозяйственному культурам, в том числе – кукурузы на зерно [16]. По анализу полученных данных возникла проблема во внедрении в систему уборки урожая кукурузы на зерно элементов агрологистики.

ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Разработать процесс эффективной системы уборки урожая с целью повышения мощности уборочных комплексов. Проанализировать факторы, влияющие на мощность всех звеньев технологического процесса уборки кукурузы. Рассчитать оптимальную модель уборки урожая.

ИЗЛОЖЕНИЕ ОСНОВНОГО МАТЕРИАЛА

Для решения поставленной задачи была представлено условное хозяйство с базовыми условиями, представленными в табл. 1.

Таблица 1. Показатели деятельности условного хозяйства при уборке кукурузы

Table 1. Indicators conditional farming activities corn harvesting

Культура	кукуруза
Урожайность, т/га	10
Влажность, %	24
Засоренность	5
Мощность элеватора	
Прием, т/ч	100
Сушка, т/сутки (от 24% до 14%)	2000
Расстояние от поля до элеватора, км	80
Площадь поля кукурузы, га	8000
Время уборки, рабочих дней (календарных больше, в зависимости от погоды, но не более 50)	40
Начало уборки	20.09
Мощность комбайна, га/ч (без учета простоя на ремонт, пересменку, погоду)	5
Грузоподъемность автомобиля, т	30
Время выгрузки автомобиля на элеваторе, ч	1

Определение общего объема кукурузы на зерно со всей площади:

$$H_3 = H_2 S_n, \quad (1)$$

где: H_2 – урожайность кукурузы с одного гектара, т/га; S_n – общая площадь поля, га.

Следовательно, необходимо собрать 80000 тонн кукурузы на зерно за 40 рабочих дней (максимум – 50 рабочих дней). Климатическая зона Харьковской области – степь.

При расчете оптимальной модели последовательности уборки, транспортировки, очистки от

сорняков, сушки кукурузы на зерно, необходимо расставить приоритеты в цикле взаимосвязанных операций, разработанный алгоритм последовательности которого представлен на рис. 1.

По нашему мнению, нельзя допустить того чтобы на сушку поступало более 2000 тонн кукурузы в сутки. То есть суммарный выработок каждого из звеньев не должен превышать 2000 тонн в сутки. Выработка в сутки элеватора больше выработки сушки, поэтому это звено будет выполнять работу более надежно в цикле взаимосвязанных операций. Для обеспечения системной целостности уборочно-транспортного комплекса и максимальной загрузки работы элеватора и сушилки в цикле взаимосвязанных операций необходимо выполнить условие точности технологического процесса по уравнению [17]:

$$W_{23} n_k H_3 = W_{mp.3} n_{mp.3} = W_{елев} = W_{суш}$$

где: W_{23} ; $W_{мз}$; $W_{елев}$; $W_{суш}$ – соответственно выработка комбайна в сутки, т; выработка транспортного средства для отвозки зерна, т; выработка элеватора, т; выработка сушилки т; n_k ; n_k – соответственно количество комбайнов, транспортных средств для отвозки зерна кукурузы; H_3 – урожайность кукурузы на зерно т/га.

Необходимо определиться со звеном уборки зерна кукурузы. Это звено является наиболее зависимым от многих факторов которые могут изменить производительность, к сожалению, в сторону уменьшения. Это погодные условия, переезды с поля на поле, простой на ремонт комбайнов. Производительность комбайна составляет 5 га /час. При выполнении работ в течение года погодные условия приводят к изменению часовой производительности, которые можно учитывать коэффициентом погодности K_n , который для осенних работ составляет $K_n = 0,7$ [18].

Для выполнения уборки кукурузы предлагаем условный зерноуборочный комбайн с емкостью бункера 12,0 м³ и 12-рядной жаткой, с возможностью выгрузки зерна из бункера комбайна в прицеп-перегрузатель на ходу. Пересменку комбайнеры проводят во время принятия пицци, останавливая комбайн на несколько минут.

Организация работы комбайнов. Способ движения по полю – челночный, с предварительным обкашиванием поворотных полос. Для выгрузки зерна кукурузы на поле используются условные прицепы-перегрузатели [19] грузоподъемностью 30 тонн.

Это дает возможность загрузки одного транспортного средства на краю поля сразу. Рабочий день агрегатов составляет 14 часов, то есть в две смены. Время переездов с поля на поле не учитывается во время смены.

Определение производительности комбайна в час сменного времени с учетом коэффициента погодности, га/ч:

$$W_{ч.зм} = W_0 \cdot K_n, \quad (2)$$

где: W_0 – производительность комбайна в час сменного времени, га/ч; K_n – коэффициент погодности; $K_n = 0,7$.

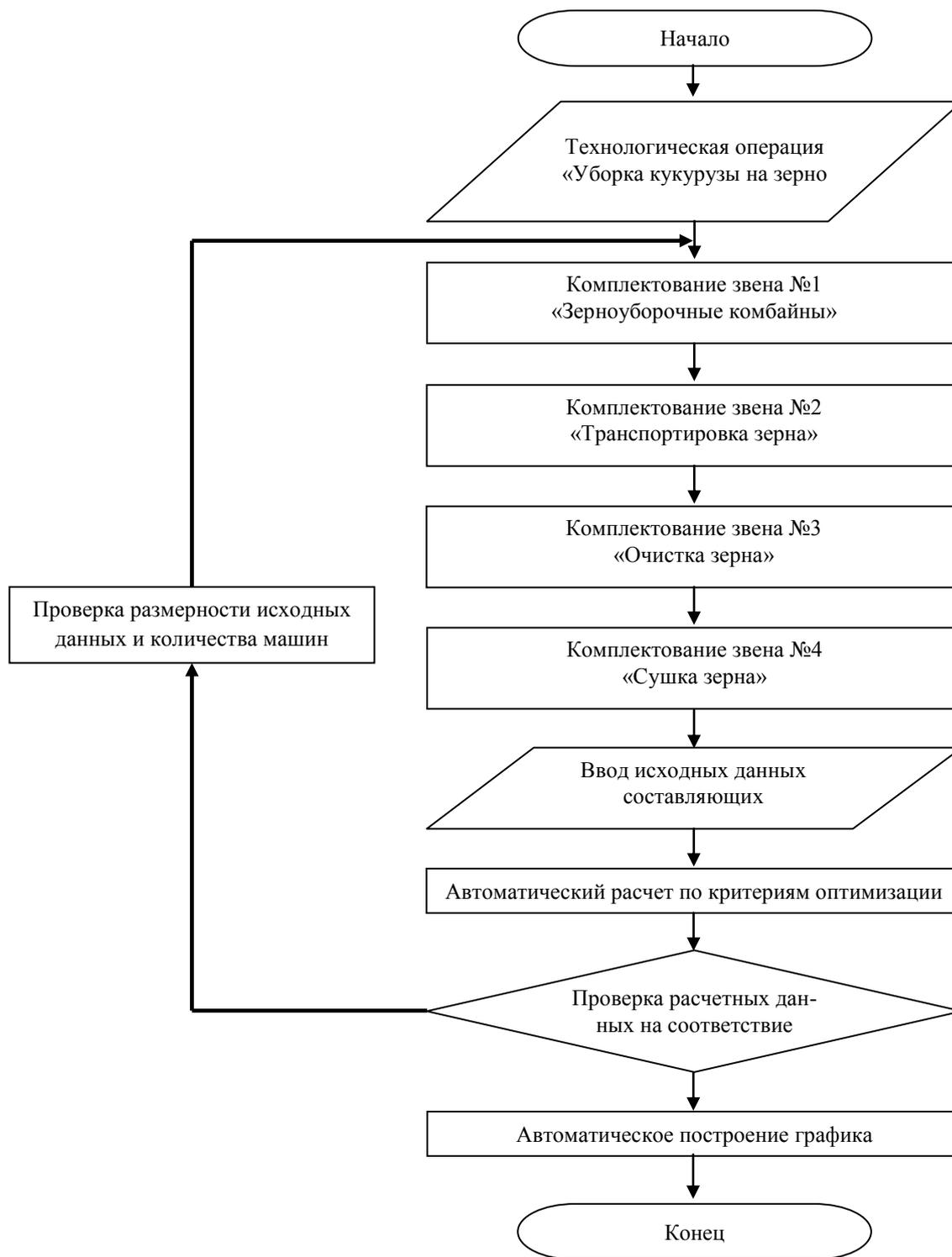


Рис. 1. Алгоритм последовательности взаимосвязанных операций
Fig. 1. Algorithm of sequence of the technological operations

Определение производительности комбайна в час сменного времени выраженной в тоннах, т/ч [17]:

$$W_{зм} = W_{ч.зм} \cdot H_3, \quad (3)$$

где: H_3 – урожайность кукурузы с 1 гектара, т; $H_3 = 10$.

Для обеспечения намолоту зерна кукурузы в сутки всеми комбайнами в объеме до 2000 тонн необходимо 41 рабочий день.

Определение необходимого количества комбайнов:

$$n_a = \frac{W}{W_{ч.зм} \cdot T_{р.д} \cdot D_p}, \quad (4)$$

где: W – объем работ, га; $T_{р.д}$ – продолжительность рабочего дня, ч; $T_{р.д} = 14$; D_p – количество рабочих дней. $D_p = 41$.

Для обеспечения необходимой выработки звена уборки принимаем 4 комбайна. По рассчитанным формулам (2...4) получаем, что каждый комбайн имеет производительность 3,5 га/ч (35 т/ч), что вместе составляет 196 га в сутки (1960 т в сутки). Производительность комбайнов за каждый день работы представлена в табл. 2.

Таблица 2. Производительность агрегатов для уборки

Table 2. Performance units for harvesting

Дни	Суммарная производительность комбайнов, га	Суммарная производительность комбайнов, т
1	196,00	1960,00
2	392,00	3920,00
3	588,00	5880,00
4	784,00	7840,00
5	980,00	9800,00
6	1176,00	11760,00
7	1372,00	13720,00
8	1568,00	15680,00
9	1764,00	17640,00
10	1960,00	19600,00
11	2156,00	21560,00
12	2352,00	23520,00
13	2548,00	25480,00
14	2744,00	27440,00
15	2940,00	29400,00
16	3136,00	31360,00
17	3332,00	33320,00
18	3528,00	35280,00
19	3724,00	37240,00
20	3920,00	39200,00
21	4116,00	41160,00
22	4312,00	43120,00
23	4508,00	45080,00
24	4704,00	47040,00
25	4900,00	49000,00
.....		
40	7840,00	78400,00
41	8001,00	80010,00

Проанализировав данные табл. 2 видно, что принятые комбайны в количестве 4 шт. в сутки

намолачивают 1960 т кукурузы, что удовлетворяет условия задачи по критериям пропускной способности элеватора (сушка - 2000 т/сутки), то есть 98%.

Для определения количества транспортных средств для отвозки зерна кукурузы от поля на элеватор определяем из условий поточности выполнения уборки и транспортировки зерна по формуле:

$$W_{мр.з} n_{мр.з} = \frac{W_{ч.зм} \cdot n_k}{H_{к.з}}, \quad (5)$$

Определение производительности транспортного средства:

$$W_{мр.з} = \frac{g_{мз}}{t_{об.мз}}, \quad (6)$$

где: $g_{мз}$ – грузоподъемность транспортного средства, т; $t_{об.мз}$ – время оборота транспортного средства, ч.

Время оборота транспортного средства:

$$t_{об.мз} = \frac{S_3}{V_{р.мз}} + \frac{S_2}{V_{х.мз}} + t_{нав} + t_{роз}, \quad (7)$$

где: S_3 – расстояние перевозки зерна, км; $V_{р.мз}$ и $V_{х.мз}$ – скорость движения транспортного средства; $V_{р.мз} = 60$ км/ч, $V_{х.мз} = 70$ км/ч; $t_{нав}$ – время погрузки транспортного средства, ч = 0,15; $t_{роз}$ – среднее время разгрузки транспортного средства с учетом простоев в очереди, $t_{роз}$, ч = 1.

Определение необходимого количества транспортных средств:

$$n_{мр.з} = \frac{W_{мз}}{W_{мр.з}} H_3 n_k, \quad (8)$$

Для обеспечения поточности выполнения процесса уборки кукурузы на зерно необходимо 17 транспортных средств.

ВЫВОДЫ

1. Для обеспечения поточности уборки кукурузы на зерно в срок необходимо иметь 4 зерноуборочных комбайна, 3 прицепа-перегрузателя, 17 транспортных средств для перевозки зерна на элеватор.

2. Производительность транспортных средств, которая больше производительности зерноуборочных комбайнов, обеспечивает бесперебойную работу звена уборки при его максимальной ее загрузке.

3. Производительность транспортных средств в некоторые из дней может превышать возможности принятия элеватором зерна – в таком случае транспортные средства будут дольше находиться в очереди на разгрузку.

4. Обеспечение максимальной загрузки элеватора и сушилки будет в том случае, когда элеватор сможет принять зерно в несколько дней с принудительной вентиляцией.

5. Прицепы-перегрузатели используются не только для вывоза зерна на край поля, но и как емкость для перегрузки зерна в случае отсутствия транспортных средств.

6. По результатам расчетов для обеспечения поточности уборки кукурузы на зерно и учитывая условия задачи необходимо 14-часовой 41 рабочий день. Форс-мажорные ситуации (поломки, простой и

т.д.) возможно решить путем введения резервной машины в необходимое звено (например, комбайн в звено уборки или автомобиль в звено транспортировки) или увеличением количества рабочих дней в пределах условий задачи.

7. Авторами разработана методика решения задачи на базе MS Excel, которая дает возможность рассчитывать производительность агрегатов в режиме «экспресс», учитывая простой, поломки и метеорологические условия максимально приближенно к производственным условиям.

8. Разработанная методика позволяет также построить графики загрузки агрегатов на каждый день и суммарный график за весь период, что дает возможность наглядно продемонстрировать темп изменения выработки машин, время простоев и поломок.

9. Разработанный алгоритм позволяет ввести условия для расчетов и получения дополнительных данных, таких как расход топлива по каждому агрегату, затраты труда, затраты энергии, затраты средств на выполнение операций, что позволит своевременно принимать обоснованные управляющие и инженерные решения по использованию машинно-тракторного парка хозяйства и облегчит работу логистического отдела.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Гриценко С.И. 2014. Становление и развитие аграрной логистики в Украине. Научные труды ДонНТУ. Серия: экономическая. №5. 185-189.
2. Шкариковский Г., Шкариковский Р. 2014. Отдельные результаты исследования деятельности сельскохозяйственной продукции Украины. MOTROL. Commission of Motorization and Energetics in Agriculture –Vol. 16. No 3. 138-143.
3. Сумець А.Н. 2014. Концептуальный подход к организации логистической деятельности на предприятиях по производству и переработке сельскохозяйственной продукции. Вестник Полтавского государственного университета. Серия D: экономические и юридические науки. № 14. 123-127.
4. Сумець А.М. 2013. Актуальность внедрения логистики в хозяйственную деятельность предприятий АПК. Логистика: проблемы и решения. № 4. 38-44. (Украина).
5. Нелеп В. 2011. Оценка экспортных возможностей агропродовольственного комплекса Украины / Экономика Украины. №9. 54-63. (Украина).
6. Присяжнюк Н., Саблук П., Кропивко М. 2011. О необходимости и направлениях углубления аграрной реформы. Экономика Украины. №6. 4-16. (Украина).
7. Шубравская Е.В., Рынденко Н.А. 2012. Оптовые рынки сельскохозяйственной продукции: европейский опыт и украинские перспективы. Экономика Украины. №8. 77-85. (Украина).
8. Шубравская Е.В., Прокопенко Е.А. 2013. Перспективы модернизации аграрного сектора Украины. Экономика Украины. №8. 64-76. (Украина).
9. Мельник В., Цыганенко М., Анисеев А., Сыровицкий К. 2015. Экономическая эффективность элементов системы точного земледелия. MOTROL. Commission of Motorization and Energetics in Agriculture. Vol. 17. No 7. 61-66.
10. Музылёв Д., Карнаух Н., Бережная Н., Кутья О. 2015. Критерий выбора рациональной технологии доставки сельскохозяйственных грузов. MOTROL. Commission of Motorization and Energetics in Agriculture. Vol. 17. No 7. 67-72.
11. Мельник В.И. 2013. Определение нужд погрузо-разгрузочных и транспортных средств при уборке зерновых. Zbiór raportów naukowych. «Badania naukowe naszych czasów. Katowice, Wydawca, Sp. zo.o. «Diamond trading tour». 116.
12. Грипачевский Н. 2013. Исследование путей и повышения эффективности эксплуатации техники в фермерских хозяйствах. MOTROL. Commission of Motorization and Energetics in Agriculture. Vol. 15. No 2. 65-69.
13. Музылёв Д.А., Кравцов А.Г., Карнаух Н.В., Бережная Н.Г., Кутья О.В. 2016. Разработка методики выбора условий взаимодействия зерноуборочного и транспортного комплексов. Восточно-Европейский журнал передовых технологий. 2/3 (80). 11-21. (Украина).
14. Нефедов В.Н., Ткаченко Ю.А. 2013. Рационализации технологий перевозок зерна. Восточно-Европейский журнал передовых технологий. Т.3, № 3 (63). 13-15. (Украина).
15. Алькема В.Г., Сумець А.Н. 2008. Логистика: Теория и практика: учебное пособие. Киев: Изд. дом «Профессионал», 270. (Украина).
16. Харченко С.А., Анисеев А.И., Цыганенко М.А., Калужный А.Д., Рудницкая В., Качанов В.В., Красноруцкий А.Н., Чигрина С.А., Сыровицкий К., Гаек Е.А. 2015. Направление в разработке агротехнологий блочно-вариантных систем для хозяйств различных технологических уровней. Вестник ХНТУСГ «Механизация сельскохозяйственного производства». Вып. 156. 174-179. (Украина).
17. Пастухов В.И., Чигрин А.Г., Джолос П.А., Мельник И.И., Ильченко В.Ю., Анисеев А.И., Цыганенко М.А., Пастушенко С.И. 2001. Справочник по машиновикористання в земледелии / под ред. В.И. Пастухова. - Харьков: "Веста", 347. (Украина).
18. Евсюков Т.П. 1985. Курсовое и дипломное проектирование по эксплуатации МТП. - М. : Агропромиздат, 143.
19. Тищенко Л.М., Мельник В.И., Харченко С.А., Анисеев А.И., Чигрин А., Цыганенко М.А., Калужный А.Д., Рудницкая В., романа-шенко А.А., Красноруцкий А.Н., Чигрина С.А., Качанов В.В., Гаек Е.А., Сыровицкий К., Антонов Ю.А., Кот А.В. 2015. Каталог сельскохозяйственной техники / Под редакцией Л.М. Тищенко и В.И. Мельника. - Харьков: ХНТУСГ имени Петра Василенко, 450.

TO THE QUESTION OF IMPROVING THE
EFFICIENCY OF HARVESTING CORN BY
IMPLEMENTING AGROLOGISTICS ELEMENTS

Summary. The article presents the methodological approaches and the results algorithm development process of an effective system of harvest in order to optimize powerfully of all parts of the harvesting to accommodate storage of grain on the example of one of the farms of the Kharkiv region. Due to the constant increase in the total holdings and an increase in the level of mechanization of technological processes of a modern farms desperately needs scientific activity manufacturing processes and implement agrologistics techniques for recipients of high profits, extend the life of machinery and rationalize using of financial resources and labor costs. The authors bring a concrete example the feasibility of agrologistics elements. These facts that affect power. Presented optimal model of harvesting complex. Takes into account non-technological need for downtime, synchronization gathering pace, transportation and

admission to elevator, productivity throughout the harvesting campaign, based on each piece of equipment. The authors have developed a method of solving the problem on the basis of MS Excel, which allows performance units in the "express" mode, taking into account the simple breakdowns and meteorology conditions as close to production-governmental conditions. The developed method-one to make it possible to build and graphics load units per day and the overall schedule for the entire period, which makes it possible to demonstrate the rate of change of production machines, downtime and failures. The developed algorithm allows us to introduce conditions for the calculations and provide additional data such as fuel consumption for each unit, labor costs, energy costs, the cost of funds for the execution of operations, which will allow her, temporarily make informed managers and engineering solutions for the use of the machine and tractor park management and facilitate the work of logistic department.

Key words: agrologistics, performance, algorithm, harvest efficiency, the machine system.

О СКОРОСТИ ДВИЖЕНИЯ СЕПАРИРУЕМОЙ ЗЕРНОСМЕСИ В ЦИЛИНДРИЧЕСКОМ ВИБРОРЕШЕТЕ

Василий Ольшанский¹, Александр Ольшанский², Максим Слипченко¹, Сергей Харченко¹

¹*Харьковский национальный технический университет сельского хозяйства имени Петра Василенко*

Ул. Алчевских, 44, Харьков, Украина. E-mail: teoriyaTMM@gmail.com

²*Харьковский государственный университет питания и торговли*

Ул. Клочковская, 333, Харьков, Украина. E-mail: OlshanskiiVP@gmail.com

Vasyl Olshanskyi¹, Oleksandr Olshanskyi², Maksym Slipchenko¹, Sergiy Kharchenko¹

¹*Kharkiv Petro Vasylenko National Technical University of Agriculture*

St. Alchevskiyh, 44, Kharkov, Ukraine. E-mail: teoriyaTMM@gmail.com

²*Kharkiv State University of Food Technology and Trade*

St. Klochkovska, 333, Kharkiv, Ukraine. E-mail: OlshanskiiVP@gmail.com

Аннотация. В статье описано установившееся вертикальное движение слоя виброоживленной зерновой смеси по внутренней поверхности цилиндрического решета виброцентрифуги, которая вращается с постоянной угловой скоростью вокруг вертикальной оси. С целью уточнения и обобщения гидродинамических моделей движения сыпучей среды, которые справедливы лишь при больших значениях коэффициента вибровязкости, предложено использование нелинейной зависимости касательного напряжения от скорости деформации сдвига. В статье принято квадратичную реологическую зависимость касательного напряжения в смеси от скорости деформаций сдвига. Составлено нелинейное дифференциальное уравнение движения. Построено аналитическое решение краевой задачи в виде квадратуры, которую выражено через неполные эллиптические интегралы первого и второго рода. Так как в практике сепарирования высота слоя сепарируемой зерновой смеси намного меньше радиуса решета, то вычисление эллиптических интегралов возможно по асимптотическим формулам. В итоге получено асимптотические формулы для вычисления скорости потока смеси. В статье доказана целесообразность проведения вычислений по приближенным формулам и в подтверждение их адекватности приведены числовые значения скоростей, полученных разными методами. Для конкретных числовых данных исследовано влияние значений реологических констант на профиль скорости потока. В статье приведены профили скорости зернового потока при различных значениях реологических констант. Показано, что обе константы существенно влияют на кинематические характеристики потока смеси. Установлено, что при надлежащем выборе числовых значений реологических констант будет получено хорошее согласование теоретических и экспериментальных значений скорости зернового потока на цилиндрическом виброрешете.

Ключевые слова: виброоживленная сепарированная смесь; установившийся поток, квадратичный реологический закон; эллиптические интегралы; профиль скорости.

ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМЫ

От скорости движения зерносмеси зависят качество сепарации зернового материала и производительность виброрешета. Увеличение скорости зернопотока сопровождается увеличением производительности виброрешета, но при этом может снизиться качество сепарации (процент отсепарированной фракции). Поэтому рациональное использование зерноочистительной техники связано со знанием влияния различных факторов на скорость зернопотока. Информацию об этом влиянии, с малыми затратами, оперативно можно получить, имея адекватные математические модели движения зерносмеси, разработка которых относится к актуальным научно-прикладным задачам.

АНАЛИЗ ПОСЛЕДНИХ ИССЛЕДОВАНИЙ И ПУБЛИКАЦИЙ

Среди известных моделей динамики сыпучей среды в условиях колебаний соответствующее место занимают гидромеханические модели движения сепарируемой смеси по цилиндрическому виброрешету [1-3], в которых используют линейную зависимость Ньютона для касательного напряжения от скорости деформаций сдвига [4-8]. Полученные при этом расчетные значения скорости согласуются с практикой сепарирования лишь при относительно больших значениях коэффициента вибровязкости смеси, больших даже чем динамический коэффициент вязкости глицерина [9]. Поэтому есть смысл уточнять разработанные линейные модели движения переходом к более общим нелинейным теориям [10, 11]. Один из вариантов такого перехода заключается в использовании квадратичной зависимости касательного напряжения в смеси от скорости деформаций ее сдвига, о чем говорится в [12-16]. Наличие двух констант в нелинейной реологической зависимости дает возможность улучшить адекватность модели движения надлежащим выбором значений постоянных.

В последние годы движение слоя виброразреженной (псевдооживленной) сепарированной смеси по поверхностям решет рассматривали во многих

публикациях. Значительная часть их вошла в списки литературных источников в монографиях [4-6], где проведен их аналитический обзор. Не повторяя его, отметим, что в результате проведенных исследований было описано установившееся движение, как однородных так и неоднородных сыпучих сред, коэффициент вибровязкости которых различным образом зависел от одной из пространственных координат. Исследованы также стационарные гармонические колебания скорости потока, вызванные колебаниями решет. Рассмотрены движения смесей с учетом просеивания части материала через отверстия решет, то есть разделения смеси на проходную и сходовую фракции. Выведены формулы для теоретического вычисления значения коэффициента вибровязкости смеси в зависимости от физико-механических характеристик смеси и параметров колебаний. Разработаны способы идентификации коэффициента вибровязкости по данным измерений кинематических параметров потока. Выяснено влияние краевого эффекта на движение смеси по наклонному плоскому виброрешету конечной ширины. Следовательно, при выборе цели исследования учтены известные результаты.

ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Цель работы – выведение и апробация новых расчетных формул для вычисления скорости установившегося потока смеси по вертикальной цилиндрической поверхности виброрешета при квадратичной зависимости касательного напряжения в нем от скорости деформаций сдвига, а также теоретические исследования влияния различных факторов на скорость зернопотока смеси по решетку.

ИЗЛОЖЕНИЕ ОСНОВНОГО МАТЕРИАЛА

Дифференциальное уравнение движения и его аналитическое решение. Устоявшийся осесимметричный поток слоя зерновой смеси в направлении вертикальной оси oz описываем дифференциальным уравнением:

$$\frac{d}{dr}(r\tau) = -\rho g r, \quad (1)$$

где: $\tau = \tau(r)$ – касательное напряжение в смеси, которая имеет удельную массу ρ , g – ускорение свободного падения, r – радиальная координата, показанная на рис. 1.

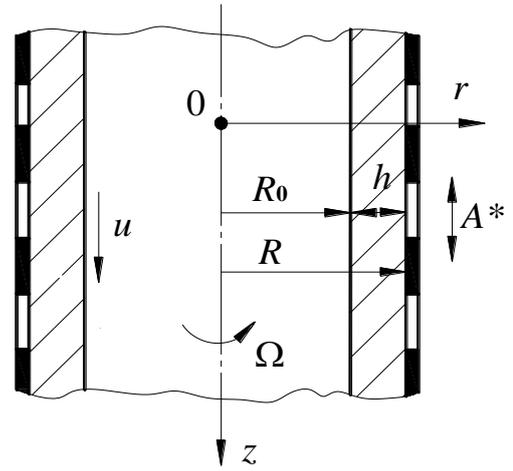


Рис. 1. Расчетная схема вертикального цилиндрического решета с сепарируемой смесью

Fig. 1. Calculation scheme of vertical cylindrical sieve with a separated mixture

На свободной поверхности подвижного слоя $r = R_0$ отсутствуют касательные напряжения. Поэтому уравнение (1) интегрируем при граничном условии $\tau(R_0) = 0$. Эта краевая задача имеет решение:

$$\tau(r) = \frac{\rho g}{2} \left(\frac{R_0^2}{r} - r \right). \quad (2)$$

Следуя [11, 15, 16], связь между τ и $\frac{du}{dr}$ подаем в виде:

$$\tau(r) = \left(\mu + \mu_* \left| \frac{du}{dr} \right| \right) \cdot \frac{du}{dr}, \quad (3)$$

где: μ, μ_* – реологические постоянные, $u = u(r)$ – скорость движения смеси в направлении oz .

Приравняв правые части выражений (2) и (3), с учетом того, что, $\frac{du}{dr} < 0$ получаем нелинейное дифференциальное уравнение:

$$\left(\frac{du}{dr} \right)^2 - \frac{\mu}{\mu_*} \cdot \frac{du}{dr} - \frac{\rho g}{2\mu_*} \left(r - \frac{R_0^2}{r} \right) = 0.$$

Из него следует, что:

$$\frac{du}{dr} = \frac{\mu}{2\mu_*} - \sqrt{\frac{\mu^2}{4\mu_*^2} + \frac{\rho g}{2\mu_*} \left(r - \frac{R_0^2}{r} \right)}. \quad (4)$$

При граничном условии $u(R) = 0$ уравнение (4) имеет решение:

$$u(R) = \Phi(r) + \frac{\mu}{2\mu_*} \cdot (r - R), \quad (5)$$

в котором

$$\Phi(r) = \int_r^R \sqrt{\frac{\mu^2}{4\mu_*^2} + \frac{\rho g}{2\mu_*} \left(t - \frac{R_0^2}{t} \right)} dt. \quad (6)$$

Если учитывать скольжение смеси по поверхности решета, то есть интегрировать (4) при граничном условии:

$$\tau(R) = \lambda_1 u(R) + \lambda_2 = \frac{\rho g}{2} \left(R - \frac{R_0^2}{R} \right),$$

где: λ_1, λ_2 – постоянные, то:

$$u(R) = \Phi(r) + \frac{\mu}{2\mu_*} \cdot (r - R) + \frac{\rho g}{2\lambda_1} \left(R - \frac{R_0^2}{R} \right) - \frac{\lambda_2}{\lambda_1}. \quad (7)$$

Постоянные λ_1, λ_2 – зависят от параметров решета и механических свойств смеси. Формулы для их вычисления приведены в [6].

Поскольку $\Phi(r)$ входит в оба решения (5) и (7), остановимся на вычислении интеграла (6). Переходом к новой переменной интегрирования $t = x^2$ получаем:

$$\begin{aligned} \Phi(r) &= \sqrt{\frac{2\rho g}{\mu_*}} \int_{\sqrt{r}}^{\sqrt{R}} \sqrt{(x^2 - R_1) \cdot (x^2 + R_2)} dx = \\ &= \sqrt{\frac{2\rho g}{\mu_*}} \left[\int_{\sqrt{R_1}}^{\sqrt{R}} \sqrt{(x^2 - R_1) \cdot (x^2 + R_2)} dx - \right. \\ &\quad \left. - \int_{\sqrt{R_1}}^{\sqrt{r}} \sqrt{(x^2 - R_1) \cdot (x^2 + R_2)} dx \right], \end{aligned} \quad (8)$$

где: $R_{1,2} = \sqrt{R_0^2 + \lambda^2} \pm \lambda$, $\lambda = \frac{\mu^2}{4\rho g \mu_*}$.

Оба слагаемые в (8) выражаются через эллиптические интегралы, так как при $y > b > 0$ [17]:

$$\begin{aligned} &\int_b^y \sqrt{(x^2 - b^2) \cdot (x^2 + a^2)} dx = \\ &= \frac{1}{3} \left\{ \sqrt{b^2 + a^2} \left[(b^2 - a^2) E(\varphi, k) - b^2 F(\varphi, k) \right] + \right. \\ &\quad \left. + \frac{1}{y} (y^2 + a^2 - b^2) \sqrt{(y^2 - b^2) \cdot (y^2 + a^2)} \right\}. \end{aligned} \quad (9)$$

Здесь $\varphi = \arccos \frac{b}{y}$; $k = \frac{a}{\sqrt{a^2 + b^2}}$; $F(\varphi, k)$,

$E(\varphi, k)$ – неполные эллиптические интегралы, соответственно первого и второго рода.

На основании выражений (8), (9) получаем формулу:

$$\begin{aligned} \Phi(r) &= \sqrt{\frac{2\rho g}{9\mu_*}} \left\{ \sqrt{R_1 + R_2} \times \right. \\ &\quad \times \left[2\lambda (E(\varphi, k) - E(\varphi_*, k)) + \right. \\ &\quad \left. R_1 (F(\varphi, k) - F(\varphi_*, k)) \right] + \\ &\quad \frac{R + 2\lambda}{\sqrt{R}} \sqrt{(R - R_1) \cdot (R + R_2)} - \\ &\quad \left. - \frac{r + 2\lambda}{\sqrt{r}} \sqrt{(r - R_1) \cdot (r + R_2)} \right\}. \end{aligned} \quad (10)$$

При этом $\varphi = \arccos \frac{\sqrt{R_1}}{\sqrt{r}}$, $\varphi_* = \arccos \frac{\sqrt{R_1}}{\sqrt{R}}$,

$$k = \frac{1}{\sqrt{1 + \frac{R_1}{R_2}}}.$$

Таким образом, согласно (5), (7) и (10), для вычисления скорости можно использовать интерполяцию и таблицы неполных эллиптических интегралов, напечатанных в [18, 19] и других изданиях по специальным функциям. Но, учитывая, что в практике сепарирования зерновых смесей $h \ll R$, эллиптические интегралы можно вычислять по асимптотических формулам:

$$\begin{aligned} F(\varphi, k) &\approx \varphi + \frac{k^2}{4} \left(\varphi - \frac{1}{2} \sin 2\varphi \right) + \frac{3k^4}{64} \left(3\varphi - 2 \sin 2\varphi + \frac{1}{4} \sin 4\varphi \right); \\ E(\varphi, k) &\approx \varphi - \frac{k^2}{4} \left(\varphi - \frac{1}{2} \sin 2\varphi \right) - \frac{k^4}{64} \left(3\varphi - 2 \sin 2\varphi + \frac{1}{4} \sin 4\varphi \right). \end{aligned} \quad (11)$$

В достаточно высокой точности этих формул, при небольших углах φ , убеждают результаты вычислений значений интегралов, записанные в числителях в табл. 1. В знаменателях указано значения, заимствованные, из таблиц в [19]. Для сравнения выбрано «жесткий» вариант, когда $k = 1$. Подчеркнем, что чем меньше k , тем выше точность формул (11).

Таблица 1. Вычисленные двумя способами $F(\varphi, k)$, $E(\varphi, k)$ при $k = 1$

Table 1. Calculated in two ways $F(\varphi, k)$, $E(\varphi, k)$ when $k = 1$

φ	$F(\varphi, 1)$	$E(\varphi, 1)$	φ	$F(\varphi, 1)$	$E(\varphi, 1)$
$\pi/18$	0,1754	0,1736	$\pi/6$	0,5488	0,5000
	0,1754	0,1736		0,5493	0,5000
$\pi/9$	0,3564	0,3420	$2\pi/9$	0,7594	0,6434
	0,3564	0,3420		0,7529	0,6428

В условиях сепарации $\varphi \leq \pi/9$, то есть формулы (11) полностью заменяют таблицы эллиптических интегралов.

Анализ числовых результатов. Для проведения расчетов принимали: $\rho = 750$ кг/м³; $R = 0,3075$ м; $\mu = 0,8$ Па·с и разные значения μ_* и h .

Полученные максимальные значения скорости движения смеси, которые имеют место при $r = R_0$, помещены в табл. 2.

Таблица 2. Вычисленные двумя способами $u(R_0)$

Table 2. Calculated in two ways $u(R_0)$

$\frac{\mu}{\mu_*}$, с	$h=0,008$ м	$h=0,012$ м	$h=0,016$ м	$h=0,02$ м
	Значения $10 u(R_0)$, м/с			
0,01	2,1735	4,4675	7,3762	10,823
	2,1737	4,4673	7,3756	10,822
0,05	1,4144	2,7592	4,4033	6,3037
	1,4140	2,7590	4,4030	6,3037
0,10	1,1065	2,1239	3,3554	4,7700
	1,1065	2,1239	3,3553	4,7697

В числителе записаны значения, вычисленные по формулам (5), (10), а в знаменателе – по формуле (5), с определением $\Phi(R_0)$ численными методами на компьютере. Сравнение показывает, что полученные асимптотические приближения обеспечивают высокую точность расчета.

Информация о влиянии различных факторов на распределение скорости потока по толщине подвижного слоя смеси предоставлена на рис. 2-4. Там указаны рассчитанные по формулам (5), (10), профили скорости в координатах: $\bar{r} = \frac{r-R_0}{h}$, $u(\bar{r})$ для различных h, μ, μ_* при $\rho = 750 \text{ кг/м}^3$, $R = 0,3075 \text{ м}$. Хотя профили и не имеют качественных различий (все они выпуклые), параметры существенно влияют на расчетные значения скоростей, особенно у свободной поверхности смеси при $r = R_0$.

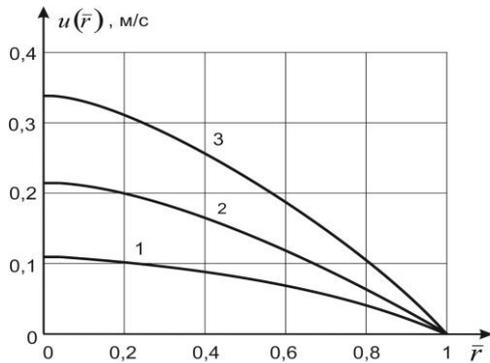


Рис. 2. Профили скорости при разных h : 1 – $h = 0,008 \text{ м}$; 2 – $h = 0,012 \text{ м}$; 3 – $h = 0,016 \text{ м}$ ($\mu = 0,8 \text{ Па}\cdot\text{с}$; $\mu_* = 0,08 \text{ Па}\cdot\text{с}^2$)

Fig. 2. Velocity profiles at different h : 1 – $h = 0,008 \text{ м}$; 2 – $h = 0,012 \text{ м}$; 3 – $h = 0,016 \text{ м}$ ($\mu = 0,8 \text{ Па}\cdot\text{с}$; $\mu_* = 0,08 \text{ Па}\cdot\text{с}^2$)

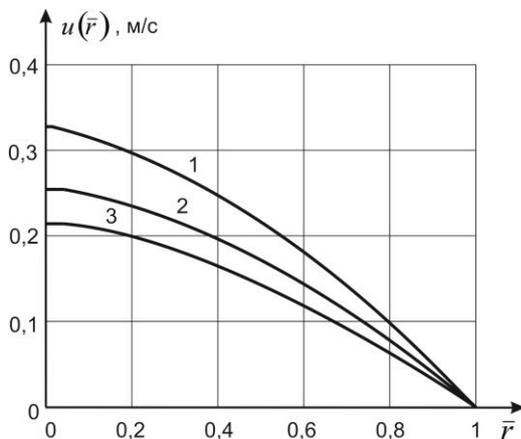


Рис. 3. Профили скорости при разных μ : 1 – $\mu = 0,4 \text{ Па}\cdot\text{с}$; 2 – $\mu = 0,6 \text{ Па}\cdot\text{с}$; 3 – $\mu = 0,8 \text{ Па}\cdot\text{с}$ ($\mu_*/\mu = 0,1 \text{ с}$; $h = 0,012 \text{ м}$)

Fig. 3. Velocity profiles at different μ : 1 – $\mu = 0,4 \text{ Па}\cdot\text{с}$; 2 – $\mu = 0,6 \text{ Па}\cdot\text{с}$; 3 – $\mu = 0,8 \text{ Па}\cdot\text{с}$ ($\mu_*/\mu = 0,1 \text{ с}$; $h = 0,012 \text{ м}$)

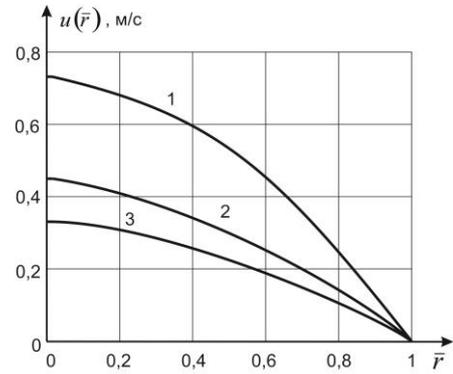


Рис. 4. Профили скорости при разных: μ_* : 1 – $\mu_* = 0,008 \text{ Па}\cdot\text{с}^2$; 2 – $\mu_* = 0,04 \text{ Па}\cdot\text{с}^2$; 3 – $\mu_* = 0,08 \text{ Па}\cdot\text{с}^2$ ($\mu = 0,8 \text{ Па}\cdot\text{с}$; $h = 0,016 \text{ м}$)

Fig. 4. Velocity profiles at different μ_* : 1 – $\mu_* = 0,008 \text{ Па}\cdot\text{с}^2$; 2 – $\mu_* = 0,04 \text{ Па}\cdot\text{с}^2$; 3 – $\mu_* = 0,08 \text{ Па}\cdot\text{с}^2$ ($\mu = 0,8 \text{ Па}\cdot\text{с}$; $h = 0,016 \text{ м}$)

Используя выражения (5), (6), можно предложить также формулы для двусторонней оценки скорости зернопотока, без вычислений специальных функций. Чтобы получить их, заменим в (6) переменную интегрирования t на переменную $\xi = t - R_0$.

Тогда:

$$\Phi(r) = \int_{r-R_0}^h \sqrt{\frac{\mu^2}{4\mu_*^2} + \frac{\rho g}{2\mu_*} \frac{\xi^2 + 2R_0\xi}{R_0 + \xi}} d\xi. \quad (12)$$

Из (12) следует, что $\Phi(r)$ удовлетворяет неравенство: $\Phi_*(r) < \Phi(r) < \Phi^*(r)$,

$$\text{где: } \Phi_*(r) = \int_{r-R_0}^h \sqrt{\frac{\mu^2}{4\mu_*^2} + \frac{\rho g}{2\mu_* R} (\xi^2 + 2R_0\xi)} d\xi;$$

$$\Phi^*(r) = \int_{r-R_0}^h \sqrt{\frac{\mu^2}{4\mu_*^2} + \frac{\rho g}{2\mu_* r} (\xi^2 + 2R_0\xi)} d\xi.$$

Эти интегралы выражаются через элементарные функции, потому что [20]:

$$\int \sqrt{ax^2 + bx + c} dx = \frac{2ax + b}{4a} \sqrt{ax^2 + bx + c} + \frac{4ac - b^2}{8a^{3/2}} \ln \left| \frac{2ax + b}{2\sqrt{a}} + \sqrt{ax^2 + bx + c} \right|.$$

Поэтому:

$$\begin{aligned} \Phi_*(r) &= \frac{\sqrt{\rho g}}{2\sqrt{2\mu_* R}} \left[R\sqrt{R^2 - R_0^2 + c_*} - \right. \\ &\quad \left. - r\sqrt{r^2 - R_0^2 + c_*} + (c_* - R_0^2) \cdot \ln \frac{R + \sqrt{R^2 - R_0^2 + c_*}}{r + \sqrt{r^2 - R_0^2 + c_*}} \right], \\ \Phi^*(r) &= \frac{\sqrt{\rho g}}{2\sqrt{2\mu_* r}} \left[R\sqrt{R^2 - R_0^2 + c^*} - \right. \\ &\quad \left. - r\sqrt{r^2 - R_0^2 + c^*} + (c^* - R_0^2) \cdot \ln \frac{R + \sqrt{R^2 - R_0^2 + c^*}}{r + \sqrt{r^2 - R_0^2 + c^*}} \right], \end{aligned} \quad (13)$$

ВЫВОДЫ

где: $c_* = \mu^2 R (2\rho g \mu_*)^{-1}$, $c^* = \mu^2 r (2\rho g \mu_*)^{-1}$.

Далее, в соответствии с (5), имеем:

$$u_*(r) < u(r) < u^*(r). \quad (14)$$

Причем:

$$u_*(r) = \Phi_*(r) + \frac{\mu}{2\mu_*}(r-R), \quad (15)$$

$$u^*(r) = \Phi^*(r) + \frac{\mu}{2\mu_*}(r-R).$$

Поскольку в практике сепарирования толщина слоя зерносмеси небольшая по сравнению с радиусом виброрешета, неравенства (14) образуют узкую вилку. В малой разнице $u^*(r) - u_*(r)$ по отношению к $u(r)$ убеждают результаты расчетов, записанные в табл. 3 и табл. 4. Для вычислений задавали: $R = 0,3075$ м; $\rho = 750$ кг/м³; $\mu = 0,8$ Па·с и разные значения μ_* и h . Результаты расчетов по формулам (13), (14), (15) при $r = R_0$ размещены в табл. 3, а при $r = R_0 + 0,5h$ – в табл. 4.

Таблица 3. Значение скорости при $r = R_0$

Table 3. Value of the velocity at $r = R_0$

$h, \text{ м}$	$\mu/\mu_*, \text{ с}$	$10u_*(R_0), \text{ м/с}$	$10u^*(R_0), \text{ м/с}$	$5(u_*(R_0)+u^*(R_0)), \text{ м/с}$
0,016	0,01	7,2678	7,5612	7,4145
0,016	0,05	4,3463	4,4939	4,4201
0,016	0,10	3,3141	3,4205	3,3673
0,020	0,01	10,628	11,157	10,893
0,020	0,05	6,2036	6,4648	6,3342
0,020	0,10	4,6973	4,8850	4,7912

Таблица 4. Значение скорости при $r = R_0 + 0,5h$

Table 4. Value of the velocity at $r = R_0 + 0,5h$

$h, \text{ м}$	$\mu/\mu_*, \text{ с}$	$10u_*(R_c), \text{ м/с}$	$10u^*(R_c), \text{ м/с}$	$5(u_*(R_c)+u^*(R_c)), \text{ м/с}$	$10u(R_c), \text{ м/с}$
0,016	0,01	5,1568	2,2550	5,2059	5,2022
0,016	0,05	2,9669	3,0146	2,9908	2,9891
0,016	0,10	2,2331	2,2672	2,2502	2,2490
0,020	0,01	7,5049	7,6800	7,5925	7,5858
0,020	0,05	4,2193	4,3031	4,2612	4,2584
0,020	0,10	3,1563	3,2161	3,1862	3,1842

Значение скорости в последней колонке табл. 3 близки к соответствующим значениям в табл. 2. Таким образом, полусумма $0,5(u_*(r) + u^*(r))$ является хорошим приближением к точным значениям скорости. Отклонение полусуммы от точных значений не превышает 0,5 %.

Точные значения $u(R_c)$ в табл. 4 получены числовым интегрированием $\Phi(r)$ на компьютере. Как видим, эффективность оценок скорости остается высокой и при $r = R_c$.

1. Рассмотренная квадратично-нелинейная модель обобщает известные линейные гидродинамические модели движения виброразреженной смеси в цилиндрическом решете виброцентрифуги.

2. Нелинейное уравнение движения имеет аналитическое решение, которое выражается через неполные эллиптические интегралы первого и второго рода.

3. От значений реологических постоянных существенно зависит расчетная скорость потока смеси, поэтому есть возможность надлежанием их выбором достичь хорошего согласования теории с экспериментом.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

- Ольшанский В.П. 2011** Колебания кольцевого слоя зерновой смеси в цилиндрическом виброрешете / В.П. Ольшанский, С.В. Ольшанский // Техническая механика. – № 2. 101-108.
- Ольшанский В.П. 2012.** Колебания линейно неоднородного зернового потока в цилиндрическом виброрешете / В.П. Ольшанский, С.В. Ольшанский // Вестник НТУ «ХПИ»: Математическое моделирование в технике и технологиях. – Харьков: НТУ «ХПИ» – № 2. 180-188. (Украина).
- Ольшанский В.П. 2012.** ВБК-метод при расчете колебаний зернового потока в цилиндрическом виброрешете / В.П. Ольшанский, С.В. Ольшанский / Вибрации в технике и технологиях. – Винница: ВНАУ – № 1(65). 76-80. (Украина).
- Тищенко Л.Н. 2010.** Моделирование процессов зерновых сепараторов / Л.Н. Тищенко, Д.И. Мазоренко, М.В. Пивень и др. – Харьков: Миськдрук, 360.
- Тищенко Л.Н. 2012.** Колебания зерновых потоков на виброрешетах / Л.Н. Тищенко, В.П. Ольшанский, С.В. Ольшанский. – Харьков: Миськдрук, 267. (Украина).
- Тищенко Л.Н. 2013.** Динамика виброцентробежной зерноочистки / Л.Н. Тищенко, В.П. Ольшанский, С.В. Ольшанский. – Харьков: Миськдрук, 440. (Украина).
- Слипченко М. 2014.** Исследование очистки зерновых смесей при сходе с тарельчатого разбрасывателя пневмосепарирующего устройства виброцентробежного сепаратора / М. Слипченко // Motrol. Commission and Energetics in Agriculture. – Vol.16. No 7. 84-91.
- Tishchenko L. 2011.** On velocity profiles of an inhomogenous vibrofluidized grain on shaker / L. Tishchenko, V. Olshanskyi, S. Olshanskyi / Journal of Engineering Physics and Thermophysics. – Vol. 84. Nr. 3. 509-514.
- Лойцянский Л.Г. 1973.** Механика жидкости и газа / Л.Г. Лойцянский. – М.: Наука, 847.

10. **Долгунин В.Н. 2005.** Быстрые гравитационные течения зернистых материалов: техника изменения, закономерности, технологическое применение / В.Н. Долгунин, В.Я. Борщёв. – М.: Машиностроение, 73.
11. **Шваб А.В. 2011.** Модель движения высококонцентрированной гранулированной среды / А. В. Шваб, С. М. Марценко // Вестник Томского государственного университета. – № 3(15). 110-116.
12. **Bagnold R. A. 1954.** Experiments on a gravity Free Dispersion of large solid spheres in a Newtonian Fluid under Shear / R. A. Bagnold // Proc. Roy. Soc. London. – Vol. 225. 49-63.
13. **Savage S.B. 1981.** The stress tensor in a granular flow at high shear rates / S. B. Savage, D. J. Jeffrey // Journal of Fluid Mech. – Vol. 110. 225–272.
14. **Savage S.B. 1983.** Granular flows down rough Inclines – Review and Extension / S.B. Savage // Mechanics of granular Materials, Elsevier Science Publishers. – Amsterdam. 261-282.
15. **Tishchenko L. 2015.** Quadratic nonlinear model of grain mixture movement in a cylindrical vibratory centrifugal sifter / L. Tishchenko, V. Olshanskyi, S. Olshanskyi. – Poland: ТЕКА, 2015. – V. 15. Nr. 3. 67-72.
16. **Тищенко Л.Н. 2013.** К применению механики сплошных сред для описания движения зерновых смесей на виброрешетках / Л.Н. Тищенко, С.А. Харченко // MOTROL „Motorization and power industry in agriculture” – Poland: Lublin, Vol. 15D. – №7 – 94-99.
17. **Градштейн И.С. 1962.** Таблицы интегралов, сумм, рядов и произведений / И.С. Градштейн, И.М. Рыжик. – М.: Наука, 1100.
18. **Абрамовиц А. 1979** Справочник по специальным функциям (с формулами, графиками и математическими таблицами) / А. Абрамовиц, И. Стиган. – М.: Наука, 832.
19. **Янке Е. 1977.** Специальные функции / Е. Янке, Ф. Эмде, Ф. Леш. – М.: Наука, – 344.
20. **Прудников А.П. 1981.** Интегралы и ряды / А.П. Прудников, Ю.А. Брычков, О.И. Маричев // Элементарные функции. – М.: Наука, 800.

ABOUT THE VELOCITY OF MOTION THE SEPARATED GRAIN MIXTURE IN THE CYLINDRICAL VIBRATING SIEVE

Summary. The settled vertical motion of the layer grain mixture over the inner surface of the cylindrical sieve vibrating centrifuge which rotates at a constant angular velocity about a vertical axis was described in article. In order to clarify and summarize the hydrodynamic models of the granular medium, which are valid only for large values of the vibroviscosity coefficient, proposed to use the nonlinear dependence of shear stress from shear strain rate. In article the quadratic dependence of the rheological shear stress in a mixture of shear strain rate was adopted. The non-linear differential equation of motion was composed. An analytical solution of the problem was build of squaring, which is expressed in terms of incomplete elliptic integrals of the first and second kind. Since in separation practice the layer height of separated grain mix is much smaller than the radius of the sieve, the calculation of elliptic integrals is possible to use the asymptotic formulas. The asymptotic approximations of elliptic integrals were used. As a result, we obtain the asymptotic formula for calculating the flow rate of the mixture. In the article was proved the feasibility of the above calculation using approximate formulas, as well as confirmation of their adequacy given the numerical values of the velocities obtained by different methods. In the article presents the profiles of the grain flow rate at different values of the rheological constants. For specific numerical data the effect of rheological values of the constants in the flow velocity profile was investigated. It is shown that both constants significantly affect the kinematic characteristics of the mixture flow. It was found that a suitable choice of the numerical values of the rheological constants will be obtained good agreement between theoretical and experimental values of the grain flow velocity in the cylindrical vibrosieve.

Key words: the vibro liquifration separated mixture; a steady stream of flow, quadratic rheological law; elliptic integrals; velocity profile.

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ ПСЕВДООЖИЖЕНИЯ ЗЕРНОВЫХ СМЕСЕЙ

Юрий Борщ¹, Тарас Щур²

¹Харьковский национальный технический университет сельского хозяйства имени Петра Василенко

Ул. Артема, 44, Харьков, Украина. E-mail: kharchenko_mtf@ukr.net

²Львовский национальный аграрный университет

Ул. В. Великого, 1, Дубляны, Украина. E-mail: taras-g-sh@yandex.ru

Yriy Borshch¹, Taras Shchur²

¹Kharkiv Petro Vasylenko National Technical University of Agriculture

St. Artema, 44, Kharkov, Ukraine. E-mail: kharchenko_mtf@ukr.net

²Lviv National Agrarian University

St. Vladimir the Great, 1, Dubliany, Ukraine. E-mail: taras-g-sh@yandex.ru

Аннотация. В статье приведены результаты исследований процесса очистки зерновых смесей в пневмосепарирующих каналах зерновых сепараторов. С целью повышения эффективности процесса пневмосепарации зерновых смесей проведен анализ существующих исследований, определены перспективные способы, в соответствии с которыми разработано расслаивающее устройство пневмосепарирующих каналов. Устройство установлено перед основным вертикальным пневмосепарирующим каналом, выполнено в виде скатной чешуйчатой воздухопроницаемой поверхности, и предназначено для интенсификации перераспределения частиц легких примесей в слое зерновой смеси. Расслоенная зерновая смесь, в которой верхний слой имеет значительную концентрацию частиц легких примесей, далее поступает в вертикальный пневмосепарирующий канал, где эффективнее происходит ее очистка. Разработанное математическое моделирование динамики зерновой смеси на разработанном расслаивающем устройстве и в вертикальном канале подтвердило возможность интенсификации, и позволило установить диапазоны варьирования параметров процесса пневмосепарирования. С целью уточнения параметров, проверки адекватности разработанного математического моделирования проведена экспериментальная идентификация значимых параметров процесса – диапазонов варьирования скорости псевдоожижения зерновой смеси. Установлены диапазоны варьирования скорости воздушного потока, которая необходима для обеспечения псевдоожижения зерновой смеси, с учетом параметров разработанного устройства и свойств смеси. Нижняя граница диапазона охарактеризована скоростью начала псевдоожижения, а верхняя – скоростью витания частиц зерновой смеси. Экспериментально уточнены диапазоны варьирования угла наклона скатной поверхности и размеров частиц ЗС при которых происходит их псевдоожижение. Полученный алгоритм моделирования динамики зерновых смесей позволит обосновывать параметры пневмосепарирующих каналов, повышать эффективность их работы.

Ключевые слова: зерновая смесь, расслаивающее устройство, канал, динамика, эффективность, псевдоожижение.

ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМЫ

Проведенным анализом существующих исследований установлены перспективные направления повышения эффективности процессов очистки зерновых смесей (ЗС) в пневмосепарирующих каналах (ПК), одним из которых есть предварительная подготовка слоя с применением расслаивающих устройств [1].

Теоретически установлена возможность повышения эффективности пневмосепарирования ЗС за счет использования предварительного расслоения перед основным вертикальным каналом. Для этого разработано расслаивающее устройство [2], которое выполнено в виде скатной воздухопроницаемой чешуйчатой поверхности, и предназначено для перераспределения частиц ЗС в слое. За счет этого расслоенная ЗС имеет в верхних подслоях большее количество легких примесей, в сравнении с нижними. Такая ЗС интенсивнее очищается в вертикальном пневмоканале под действием воздушного потока, это позволяет увеличить толщину слоя, загрузку ПК, производительность зерновых сепараторов.

ЗС относится к полидисперсным сыпучим материалам, для которых переход в псевдоожиженное состояние происходит постепенно в некотором интервале скоростей [3]. В таких слоях происходит обмен количества движения между частицами различного размера и массы. Давление зернистого материала уравнивается силой гидравлического сопротивления слоя. В дальнейшем, к достижению скорости свободного падения одиночных частиц, перепад давления на слое сохраняет почти постоянные значения. Это объясняется тем, что с увеличением скорости воздушного потока, который псевдоожижает, контакт между частицами ЗС уменьшается и они получают большую возможность хаотичного перемешивания по всем направлениям.

Таким образом, определение алгоритма моделирования псевдооживления позволит управлять, прогнозировать, обосновывать параметры процесса очистки ЗС в ПК.

АНАЛИЗ ПОСЛЕДНИХ ИССЛЕДОВАНИЙ И ПУБЛИКАЦИЙ

Теоретическими исследованиями установлено, что отделение легких примесей в основном горизонтальном канале разработанного ПК зависит от эффективности их расслаивания ЗС.

Популярность применения гидродинамической аналогии с движением сыпучих сред обоснована необходимой точностью полученных результатов в [4-7]. Высокую точность моделирования получено при обосновании параметров процессов: сегрегации [8]; запыленного воздушного потока [9]; очистки ЗС от легких примесей при помощи воздушного потока [10].

Установлено, что рационально моделировать динамику псевдооживленных ЗС по гидродинамическим аналогиям с движением несжимаемой неньютоновской жидкости, с учетом реологического закона, условий на свободной и на скатной поверхностях [1, 11, 12]. Полученные математические выражения, которые характеризуют псевдооживление ЗС, подлежат экспериментальной проверке и уточнению диапазонов.

Методика проведения экспериментальных исследований динамики компонентов ЗС (частиц пыли, легкие примеси) проведены в [13-16]. Среди методов экспериментальной идентификации значений скорости дисперсных частиц ЗС наиболее приемлемый, с точки зрения точности результатов и отсутствия сложного оборудования, является видео и фотофиксация их траекторий.

ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Определение параметров псевдооживления зерновых смесей на расслаивающем устройстве разработанного ПК, проверка адекватности соответствующего математического моделирования.

ИЗЛОЖЕНИЕ ОСНОВНОГО МАТЕРИАЛА

Для управления динамическими процессами расслоения ЗС в ПК зерновых сепараторов необходимо иметь представление про диапазон варьирования скорости воздушного потока, который действует на него.

Теоретически установлено [17], что такой диапазон начинается со скорости начала псевдооживления ЗС и ограничивается скоростью витания основного зерна.

Для определения величины скорости начала псевдооживления используем выражение Годеса [18, 19]:

$$Re = \frac{Ar}{1400 + 5,22\sqrt{Ar}}, \quad (1)$$

где: $Ar = \frac{d^3(\rho - \rho_2)g}{\rho_2 v_2^2}$ – критерий Архимеда;

$Re = ud / \nu_2$ – критерий Рейнольдса; u – скорость начала псевдооживления; d – эквивалентный диаметр частиц; ν_2 – кинематическая вязкость воздуха; ρ – плотность дисперсных частиц; ρ_2 – плотность воздуха.

С учетом (1) и результатов моделирования [17] имеем выражения для скоростей нижней и верхней границы псевдооживленного состояния:

$$u_{\min} \approx \frac{(\rho - \rho_2)d^2 g}{\mu_2 1400 + 5,22d\sqrt{\rho_2(\rho - \rho_2)}dg}; \quad (2)$$

$$u_{\max} \approx \frac{(\rho - \rho_2)d^2 g}{\nu_2 18 + 0,6d\sqrt{\rho_2(\rho - \rho_2)}dg}, \quad (3)$$

где: μ_2 – вязкость воздуха.

Уравнения (2), (3) на основе выражений Годеса относятся к однородной смеси, которая находится на горизонтальной поверхности.

ЗС, как отмечено ранее, являются полидисперсными, которые состоят из частиц различного размера, формы и плотностей [20]. При этом ЗС движется по воздухопроницаемой поверхности разработанного расслаивающего устройства, которое установлено под углом.

Скорости воздушного потока, которые определены по (2), (3) соответствуют нижней и верхней границы псевдооживленного состояния. При этом существенно влияет на величину скорости параметров частиц ЗС.

Для ламинарного режима движения, характерной для пылеобразных материалов, отношения скоростей начала псевдооживления для крупных и мелких частиц определяется уравнением:

$$\frac{u_{\min}}{u_{\max}} = 0,347 \left(\frac{d_{\min}}{d_{\max}} \right)^2, \quad (4)$$

для турбулентного режима [21]:

$$\frac{u_{\min}}{u_{\max}} = 0,59 \sqrt{\frac{d_{\min}}{d_{\max}}}, \quad (5)$$

где: d_{\min} , d_{\max} – эквивалентные диаметры мелких и крупных частиц ЗС.

Тогда условие псевдооживления полидисперсной ЗС по скатной поверхности, у учетом выражений Годеса, имеет вид:

$$\frac{\rho d^2 g \cos \theta}{\nu_2 1400 + 5,22d\sqrt{\rho_2 \rho d g \cos \theta}} \leq u_n \leq \frac{\rho d^2 g \cos \theta}{\nu_2 18 + 0,6d\sqrt{\rho_2 \rho d g \cos \theta}}. \quad (6)$$

Усредненные эквивалентный диаметр и плотность частиц ЗС:

$$d = \frac{1}{\sum f_i / d_i}, \quad \rho = \frac{1}{\sum f_i / \rho_i}, \quad (7)$$

где: $d_i = 6V / S$, ρ_i – эквивалентный диаметр и плотность частиц i -ой фракции; f_i – весовая доля

фракций в слое; V , S – объем и площадь поверхности частицы ЗС.

Экспериментальные исследования проведены на установке [22], стенки которой выполнены из оргстекла, а скатная поверхность имеет возможность изменять угла наклона. При этом наличие заслонок позволяет регулировать скорость воздушного потока, который проходит через слой ЗС.

Для экспериментальной идентификации скорости псевдооживления проведена видеосъемка, с последующей обработкой фотографических изображений. При этом основные параметры псевдооживления фиксировались, а угол наклона и размеры частиц варьировались.

Таким образом, используя результаты экспериментов, теоретических исследований, получены зависимости скорости начала псевдооживления и скорости витания частиц от угла наклона скатной поверхности и размеров частиц ЗС (рис. 1, 2).

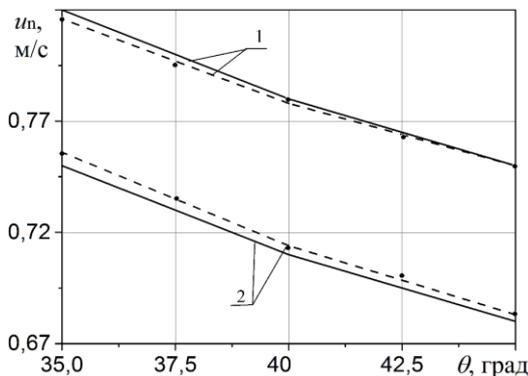


Рис.1. Зависимости скорости начала псевдооживления от угла наклона скатной поверхности разработанного ПК: 1 – $d=0,0034$ м; 2 – $d=0,003$ м; --- – экспериментальные исследования; ——— – теоретические ($\rho_p=200$ кг/м³; $H=30$ мм)

Fig.1. Dependence of start speed fluidization grain mixture on the angle of sloped surface developed pneumoseparating channel

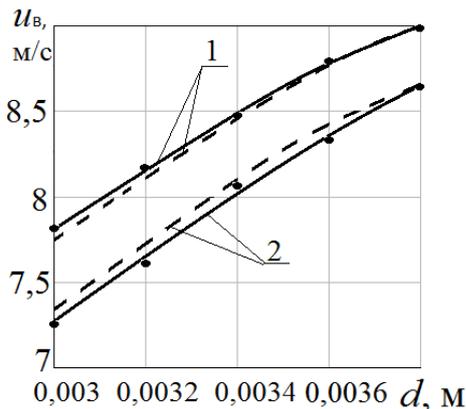


Рис.2. Зависимости скорости витания частиц зерновой смеси от их эквивалентного диаметра: 1 – $\theta=40^\circ$; 2 – $\theta=45^\circ$; ---- – теоретические исследования; ——— – экспериментальные ($\rho_p=200$ кг/м³; $H=30$ мм)

Fig.2. Dependencies speed hovering velocity of grain mixture particles of their equivalent diameter.

Анализом установлено, что увеличение угла наклона воздухопроницаемой поверхности, в исследуемом диапазоне, снижает скорость начала псевдооживления на 8,6 – 8,8% до 0,68...0,75 м/с (рис.1). С учетом вышеприведенного, рекомендованный диапазон варьирования угла наклона воздухопроницаемой поверхности составляет $\theta=40...45^\circ$.

Увеличение размеров частиц ЗС ($d=0,0034$ м) требует повышения на 0,07 м/с скорости воздушного потока, которая необходима для псевдооживления (рис.1).

Аналогичная ситуация наблюдается при экспериментах со скоростью витания, которая также повышается на 15,3-18,6% при увеличении размеров частиц ЗС (рис.2). Это объясняется увеличением веса частиц ЗС, и повышением, необходимой для их перемещения, скорости воздушного потока. Установлены диапазоны варьирования: скорости начала псевдооживления для ЗС пшеницы составляет 0,682...0,82 м/с; скорости витания – 7,3 ...9 м/с.

Сравнение результатов экспериментальных исследований с теоретическими, незначительные отклонения (до 3%), доказывают адекватность разработанных теоретических положений.

ВЫВОДЫ

1. Получен алгоритм моделирования процесса псевдооживления зерновых смесей на разработанном пневмосепарирующем канале.
2. Установлены зависимости скоростей воздушного потока, которые обеспечивают псевдооживление ЗС, с учетом параметров скатной поверхности разработанного устройства и свойств частиц ЗС.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Тищенко Л.Н. 2014.** Способ повышения эффективности пневмосепарирования зерновых смесей в пневмосепарирующих устройствах / Л.Н. Тищенко, С.А. Харченко, Ю.П. Борщ, М.М. Абдуев. // Вестник ХНТУСХ имени Петра Василенка. – Вып. 148. 150-159. (Украина).
2. **Патент 101068, МПК (2015) B07B 4/00.** Пневмосепаратор / Л.М. Тищенко, С.О. Харченко, Ю.П. Борщ, Ф.М. Харченко. – u201501888; заявка 03.03.2015; опубл. 25.08.2015, Бюл.16. (Украина).
3. **Тищенко Л.Н. 2013.** К применению методов механики сплошных сред для описания движения зерновых смесей на виброрешетках / Л.Н. Тищенко, С.А. Харченко // MOTROL «Motorization and power industry in agriculture». – Vol. 15 D. No.7. – Lublin. 94-99.
4. **Tishchenko L.N. 2011.** On velocity profiles of an inhomogeneous vibrofluidized grain bed on a shaker / L.N. Tishchenko, V.P. Ol'shanskii, S.V. Ol'shanskii // Journal of Engineering Physics and Thermophysics. – Vol. 84, Issue 3. 509-514.

5. **Тищенко Л.Н. 2010.** Математическая модель процесса сегрегации зерновых смесей при сепарировании плоскими вибрационными решетками / Л.Н. Тищенко, М.В. Пивень, С.А. Харченко // Вестник ХНТУСХ. – Вып. 103. 12-20. (Украина).
6. **Тищенко Л.Н. 2010.** Моделирование процессов зерновых сепараторов / Л.Н. Тищенко, Д.И. Мазоренко, М.В. Пивень, С.А. Харченко, В.В. Бредихин, А.В. Мандрыка. – Харьков: ХНТУСХ, 360. (Украина).
7. **Kharchenko S. 2015.** Modeling the dynamics of the grain mixtures with the screening on cylindrical vibrating sieve separators / S. Kharchenko // ТЕКА. Commission of motorization and energetics in agriculture. – Vol. 15, Issue 3. 87-93.
8. **Ma X.-D. 2016.** Simulation of grain segregation under horizontal rotational oscillations / Ma, X.-D, Zhang Y.-B., Liu Y., Zheng X.-W. // Granular Matter. – Vol. 18, Issue 8. 1-6.
9. **Тищенко Л.Н. 2014.** Использование гидродинамической аналогии с применением уравнений Навье-Стокса для решения задач очистки воздушного потока в пылеосадочных камерах зерноочистительных сепараторов / Л.Н. Тищенко, С.А. Харченко, Ф.М. Харченко // Инженерия природопользования. – № 1. 56-64. (Украина).
10. **Слипченко М.В. 2014.** Исследование очистки зерновых смесей при сходе с тарельчатого разбрасывателя пневмосепарирующего устройства виброцентробежного сепаратора / М.В. Слипченко // Motrol. Commission and Energetacs in Agriculture. – Vol. 16. No. 7. – Lublin. 89–91.
11. **Харченко С.А. 2014.** К моделированию процесса расслоения псевдооживленной зерновой смеси на воздухопроницаемой скатной плоскости типа “чешуйчатое” решето / С.А. Харченко, Ю.П. Борщ // MOTROL. Motorization and power industry in agriculture. –Vol.16. No.7. – Lublin-Kharkiv. 17-23.
12. **Харченко С.А. 2014.** Моделирование динамики псевдооживленной зерновой смеси по наклонной чешуйчатой поверхности пневмосепарирующих устройств / С.А. Харченко, Ю.П. Борщ // Вестник БГАТУ: МНПК «Современные проблемы освоения новой техники, технологий, организации технического сервиса в АПК» – секция. 2. 239-251.
13. **Слипченко М.В. 2012.** Обоснование параметров процесса и разработка пневмосепарирующего устройства виброцентробежных зерновых сепараторов: диссертация. – Харьков: ХНТУСХ им. П. Василенка, 273.
14. **Харченко С.А. 2007.** Обоснование параметров процесса очистки воздушного потока пылеосадочной камерой виброцентробежных зерновых сепараторов: автореферат диссертации. – Харьков: ХНТУСХ им. П.Василенка, 20.
15. **Бредихин В.В. 2003.** Обоснование параметров процесса вибропневмоцентробежного разделения семенных смесей по плотности семян: автореферат диссертации. – Харьков: ХНТУСХ им. П. Василенка, 20.
16. **Тищенко Л.Н. 2016.** Идентификация скорости прохождения частиц зерновой смеси через отверстия решет вибраторных зерновых сепараторов / Л.Н. Тищенко, С.А. Харченко, Ф.М. Харченко, В.В. Бредихин, О.В. Цуркан // Eastern-European Journal of Eenterprise Technologies. – № 2/7 (80). 63-70.
17. **Тищенко Л.Н. 2014.** Моделирование динамики зерновых смесей по скатным воздухопроницаемым поверхностям пневмосепарирующих устройств зерновых сепараторов / Л.Н. Тищенко, С.А. Харченко, Ю.П. Борщ. // Инженерия природопользования. – № 2. 61-69. (Украина).
18. **Мухленова И.П. 1986.** Расчеты аппаратов кипящего слоя: справочник / И.П. Мухленова, Б.С. Сажина, В.Ф. Фролова. – Л.: Химия, 352.
19. **Тодес О.М. 1981.** Аппараты с кипящим зернистым слоем / О.М. Тодес, О.Б. Цитович. – Л.: Химия, 23.
20. **Бурков А.И. 2003.** Повышение эффективности функционирования пневмосистем зерно- и семяочистительных машин совершенствованием их технологического процесса и основных рабочих органов: диссертация. – Киров, 210.
21. **Разумов И.М. 1972.** Псевдооживление и пневмотранспорт сыпучих материалов / И.М. Разумов. – М.: Химия, 240.
22. **Харченко С.А. 2015.** Экспериментальные исследования воздухопроницаемой расслаивающей поверхности разработанного пневмосепарирующего устройства зерновых сепараторов / С.А. Харченко, Ю.П. Борщ, М.В. Слипченко // Вестник ХНТУСХ имени Петра Василенко. – Вып. 156. 196-203. (Украина).

EXPERIMENTAL DEFINITION PARAMETERS FLUIDIZED GRAIN MIXTURES

Summary. The results of studies of mixtures of grain cleaning process pneumoseparating channels grain separators. To improve the efficiency of the process pneumoseparation grain mixtures analyzed existing research identified promising methods, in accordance with which is designed the stratifying device of pneumoseparating channels. The device is installed before the main vertical pneumoseparating channel formed as a sloped scaly breathable surface and is intended for the intensification of the particle redistribution layer of light impurities in the grain mixture. Stratified grain mixture in which the upper layer has a large concentration of particles of light impurities enters the vertical pneumoseparating channel where it occurs more efficient cleaning. Developed mathematical modeling of the dynamics of the grain mixture into developed stratifying device and vertical channel confirmed the possibility of intensification and possible to establish ranges of variation of the parameters of pneumatic separation process. In order to

clarify the parameters, check the adequacy of the developed mathematical modeling conducted experimental identification of important process parameters – speed ranges varying fluidized grain mixture. The ranges of variation of the air flow rate which is necessary to ensure the fluidization of the grain mixture, given the parameters and properties of the developed device mixtures. Lower limit of the range is characterized by the speed of the start of fluidization, and the top - speed

hovering velocity of grain mixture particles. Experiential variation ranges specified angle sloped surface and the particle size grain mixture, which occurs when their fluidization. The resulting algorithm grain mixtures dynamics simulation will allow to justify the parameters pneumoseparating channels, improve the efficiency of their work.

Key words: grain mixture, stratified device, channel dynamics, efficiency, fluidization.

К ИССЛЕДОВАНИЮ ДВИЖЕНИЯ ТРАКТОРА С БУКСОВАНИЕМ И КИНЕМАТИЧЕСКИМ НЕСООТВЕТСТВИЕМ

Дмитрий Кашин

Харьковский национальный технический университет сельского хозяйства имени Петра Василенко

Ул. Артема 44, Харьков, Украина. E-mail: kashin.tiaxntusg@gmail.com

Dmitry Kashin

*Kharkiv Petro Vasylenko National Technical University of Agriculture
St. Artema, 44, Kharkov, Ukraine. E-mail: kashin.tiaxntusg@gmail.com*

Аннотация. Широко используются во всем мире, и остаются основным тяговым агрегатом, колесные сельскохозяйственные тракторы. В последние годы идет обсуждение взаимосвязей тягово-скоростных, энергетических характеристик колесных тракторов и основных технико-экономических показателей машинотракторного агрегата (МТА) в целом.

В статье определены основные критерии эффективности тракторов сельскохозяйственного назначения.

Проанализированы способы борьбы с буксованием, одним из наиболее эффективных способов борьбы с буксованием выделен способ использования заблокированного привода ведущих мостов, который дает возможность реализовать для сцепления с опорной поверхностью весь вес колесной машины и тем самым обеспечить наилучшие тягово-сцепные свойства.

Сделан вывод о том, что использование заблокированного привода повышает тяговые качества и проходимость, дает возможность использовать для сцепления с опорной поверхностью весь вес колесной машины.

Проведен анализ номинальной эксплуатационной мощности двигателя, веса трактора, КПД, потерь на буксование, потерь в трансмиссии, перекачивание трактора и скоростной составляющей потерь.

Для исследования функционирования трактора с учетом буксования и кинематического несоответствия составлена динамическая модель трактора, которая описывает внутренние потенциальные свойства составляющих его динамических подсистем, с учетом взаимодействия, характеристик внешнего окружения, возмущающих и управляющих влияний.

Составленная математическая модель позволяет исследовать силовые и кинематические параметры функционирования трактора как в составе машинно-тракторного агрегата, так и отдельного энергетического средства.

В работе приведены экспериментальные исследования пахотных МТА. Для трех типов движителей, с помощью измерительной системы динамических и тягово-энергетических параметров мобильных машин, определены динамические процессы буксования.

Ключевые слова: математическая модель,

трактор, буксование, кинематическое несоответствие, движители, кинематика.

ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМЫ

Широко используются во всем мире, и остаются основным тяговым агрегатом, колесные сельскохозяйственные тракторы. В последние годы идет обсуждение взаимосвязей тягово-скоростных, энергетических характеристик колесных тракторов и основных технико-экономических показателей машинотракторного агрегата (МТА) в целом.

Основными критериями эффективности тракторов сельскохозяйственного назначения являются тяговая мощность или тяговый КПД. Поэтому усилие, соответствующее максимальной тяговой мощности или тяговому КПД, является оптимальным, а работа трактора с таким усилием обеспечивает ему максимальную производительность и топливную экономичность. Следовательно, задача исследования динамики процесса буксования колес трактора является актуальным научно-прикладным заданием.

Одним из наиболее эффективных способов борьбы с буксованием является использование заблокированного привода ведущих мостов, который дает возможность реализовать для сцепления с опорной поверхностью весь вес колесной машины и тем самым обеспечить наилучшие тягово-сцепные свойства. Но при движении машины с заблокированным приводом возникает негативное явление – кинематическое несоответствие между колесами ведущих осей. Это несоответствие приводит к появлению циркулирующей в трансмиссии «паразитной» мощности [26], которая ухудшает технико-экономические показатели колесной машины.

АНАЛИЗ ПОСЛЕДНИХ ПУБЛИКАЦИЙ И ИССЛЕДОВАНИЙ

Анализ взаимосвязей номинальной эксплуатационной мощности двигателя, веса трактора, КПД, потерь на буксование, потерь в трансмиссии, перекачивание трактора и скоростной составляющей потерь при обработке почвы является актуальным. Постановка и решение подобных задач рассматривалась авторами в работах таких ученых как: Самородов, Гуськов, Самсонов, Рославцев, Лебедев. [1-5].

Исследованиями динамики и кинематики занимались такие ученые как Подрыгало, Погорелый, Лещенко, Чудаков. [16, 24, 29, 30,]

Устранение кинематического несоответствия

может быть достигнуто установкой рациональных давлений воздуха в шинах [9, 13, 19, 22].

ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Целью данной работы является формирование методологии исследований движения трактора с буксованием и кинематическим несоответствием как в составе машинно-тракторного агрегата, так и отдельного энергетического средства.

ИЗЛОЖЕНИЕ ОСНОВНОГО МАТЕРИАЛА

Для исследования функционирования трактора с учётом буксования и кинематического несоответствия составим динамическую модель трактора (рис. 1). Математическая модель трактора должна описывать внутренние потенциальные свойства составляющих его динамических подсистем, с учетом взаимодействия, характеристик внешнего окружения, возмущающих и управляющих влияний.

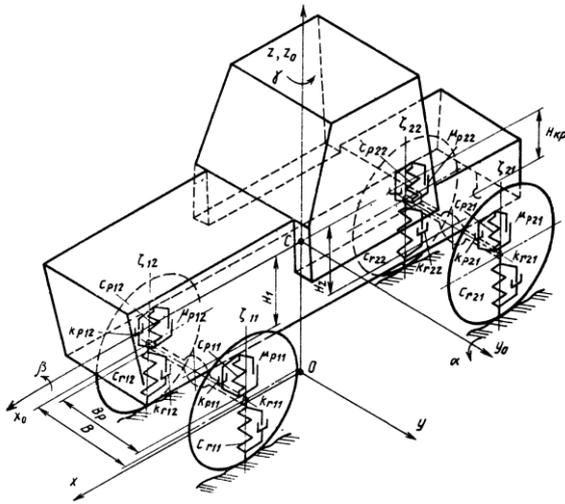


Рис. 1. Динамическая модель трактора
Fig. 1. The dynamic model of tractor

Математическая модель функционирования трактора в составе машинно-тракторного агрегата с учётом буксования и кинематического несоответствия будет иметь следующий вид.

Для построения математической модели использован метод декомпозиции системы по неголономным связям и разделено динамическую систему на четыре подсистемы: двигатель-трансмиссия-двигатели трактора, подвеска-мосты-шины, внешняя среда и неголономные связи. Математическая модель (1) позволяет исследовать силовые и кинематические параметры функционирования трактора как в составе машинно-тракторного агрегата, так и отдельного энергетического средства.

У колесных машин с заблокированным приводом ведущих мостов независимо от размеров и моделей шин кинематическое несоответствие оказывает негативное влияние на их тяговые качества и расход топлива. В работе [11] отмечается, что при прямолинейном движении и заблокированном межосевом приводе наблюдается кинематическое рассогласование между расчетными (теоретическими) линейными скоростями ведущих мостов. Кинематическое рассогласование (несоответствие) отрицательно

влияет на нагрузочный режим мостов и, что особенно важно, на КПД двигателя и эксплуатационный расход топлива:

$$\begin{aligned}
 & m \cdot \dot{v}_x + m \cdot (\omega_y \cdot v_z - \omega_z \cdot v_y) = G_x + \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^2 P f_{xij} + \\
 & + \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^2 P m_{xij} + R_x, \\
 & m \cdot \dot{v}_y + m \cdot (\omega_z \cdot v_x - \omega_x \cdot v_z) = G_y + \\
 & + \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^2 P f_{yij} + \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^2 P m_{yij} + R_y, \\
 & m \cdot \dot{v}_z + m \cdot (\omega_x \cdot v_y - \omega_y \cdot v_x) = G_z + \\
 & + \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^2 N_{zij} + R_z, \\
 & J_x \cdot \dot{\omega}_x + (J_z - J_y) \cdot \omega_y \cdot \omega_z = \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^2 M_x (P f_{ij}) + \\
 & + \sum_{j=1}^2 M_x (P m_{ij}) + \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^2 M_x (N_{ij}) + M_x (R_y), \\
 & J_y \cdot \dot{\omega}_y + (J_x - J_z) \cdot \omega_x \cdot \omega_z = \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^2 M_y (P f_{ij}) + \\
 & + \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^2 M_y (P m_{ij}) + \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^2 M_y (N_{ij}) + \\
 & M_y (R_x) + M_y (R_z), \\
 & J_z \cdot \dot{\omega}_z + (J_y - J_x) \cdot \omega_x \cdot \omega_y = \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^2 M_z (P f_{ij}) + \\
 & + \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^2 M_z (P m_{ij}) + M_z (R_y),
 \end{aligned} \tag{1}$$

Смирнов Г.А. [21] условно разделяет мощность, передаваемую от раздаточной коробки к колесам, на два потока: мощность, необходимую для движения машины, и бесполезную мощность, циркулирующую в замкнутом контуре. Циркуляция мощности – вредное явление: она приводит к дополнительным потерям в трансмиссии и шинах и, как следствие, к большему износу деталей, расходу топлива и т.д.

В работе [20] отмечается, что в результате кинематического несоответствия между передними и задними колесами заблокированного привода возникает мощность, циркулирующая по замкнутому контуру, которая не может быть использована для преодоления внешних сопротивлений и является паразитной. Величина паразитной мощности при больших значениях коэффициента сцепления шин с опорной поверхностью может превышать мощность двигателей, а при малых значениях составит 10...15 % от мощности двигателей.

Бочаров Н.Ф. [10] рассматривает три случая при кинематическом несоответствии. Первый заключается в том, что выравнивание поступательной скорости передних и задних колес происходит в пределах тангенциальной эластичности шин за счет различной величины их деформации. Второй случай связан с распределением моментов по ведущим колесам, имеющих разные знаки. Третий случай

наблюдается тогда, когда выравнивание поступательной скорости передних и задних колес находится за пределами тангенциальной эластичности шин и осуществляется за счет различной величины буксования колес, что в целом приводит к возрастанию обобщенного коэффициента буксования колесной машины.

В трудах [27, 28] установлено, что в заблокированном приводе трактора с одинаковыми колесами всегда имеет место кинематическое несоответствие. Оно вызвано отличием окружных скоростей колес переднего и заднего мостов, что и является причиной возникновения циркулирующей паразитной мощности. В этих работах также отмечается, что различная величина радиусов качения ведущих колес и тангенциальная эластичность шин как раз и приводят к кинематическому несоответствию в машинах с заблокированным приводом, неравномерному распределению моментов между мостами и увеличению силы на качение таких колесных средств. Неравномерное распределение моментов по колесам и наличие жесткой кинематической связи ведущих мостов приводит к возникновению циркуляции паразитной мощности, которая дополнительно нагружает силовую передачу и снижает ее КПД [27].

В работах [15, 23] также отмечается, что заблокированный привод обеспечивает хорошую проходимость, но приводит к возникновению кинематического несоответствия между колесами ведущих мостов и, как следствие, к значительному увеличению расхода топлива, износу деталей силового привода, особенно на дорогах с твердым покрытием.

В работах [12, 24, 25] делается вывод, что среди различных способов, применяемых для повышения тяговых качеств колесных тракторов, одним из наиболее эффективных является их компоновка по схеме 4×4 с использованием всех колес в качестве ведущих. Такая компоновка дает возможность реализовать для сцепления с опорной поверхностью весь (или почти весь) вес трактора, а при двух ведущих колесах для этой цели может быть использована только часть веса. У трактора с заблокированным приводом ведущих осей почти всегда имеется некоторое кинематическое несоответствие между передними и задними колесами, которое выражается в том, что поступательные скорости передних и задних колес могут несколько различаться между собой, в то время как оси этих колес, будучи жестко связаны остом трактора, должны двигаться с одинаковыми поступательными скоростями (рис. 2, 3).

Обеспечить совершенную идентичность окружных скоростей передних и задних колес практически невозможно, так как радиусы колес могут отклоняться от своих расчетных значений в ту или другую сторону в зависимости от разнообразных факторов: производственных допусков, степени изношенности протекторов, величин давления воздуха в шинах и нагрузок на колеса. Выравнивание поступательных скоростей происходит в результате тангенциальной деформации шин и буксования колес трактора. Случаи возникновения кинематического несоответствия наиболее вероятны на твердых дорогах и приводят к возникновению циркулирующей

паразитной мощности, которая бесполезна и вредна, так как не служит дополнительным источником энергии, а только нагружает трансмиссию и создает в ней лишние механические потери.

Многие исследователи отмечают, что кинематическое несоответствие появляется в результате перераспределения массы машины по ее осям (различные величины вертикальных нагрузок на колеса – одна из причин изменения радиусов колес).

Другие авторы также отмечают, что при отсутствии кинематического несоответствия в схеме 4×4 при прочих равных условиях расход мощности на самопередвижение должен быть в два раза меньше, чем в схеме 4×2 [14, 16, 18]. Также установлено [17], что при кинематическом соответствии у машины со схемой 4×4 ее КПД имеет большее значение по сравнению со схемой 4×2.

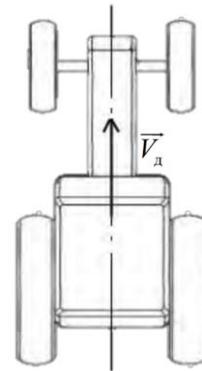


Рис. 2. Прямолинейное движение трактора при отсутствии кинематического несоответствия

Fig. 2. The rectilinear motion of the tractor in the absence of kinematic mismatch

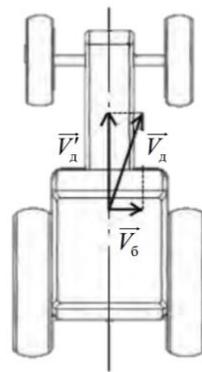


Рис. 3. Движение трактора при наличии кинематического несоответствия: \vec{V}'_d – составляющая вектора действительной скорости движения, направленная вдоль оси трактора

Fig. 3. The movement of the tractor in the presence of a kinematic mismatch: \vec{V}'_d – the component of the vector of the real velocity directed along the axis of the tractor

Исходя из вышеизложенного, можно сделать вывод о том, что использование заблокированного привода повышает тяговые качества и проходимость, дает возможность использовать для сцепле-

ния с опорной поверхностью весь вес колесной машины. При отсутствии кинематического несоответствия использование заблокированного привода, в отличие от схемы 4×2, позволяет при прочих равных условиях уменьшить расход топлива и повысить КПД мобильной машины. Но в заблокированном приводе, как правило, возникает кинематическое несоответствие ввиду изменения радиусов колес переднего и заднего мостов, которое зависит от перераспределения нагрузок по осям машины при различных условиях эксплуатации и давлений воздуха в шинах. Кинематическое несоответствие приводит к циркуляции паразитной мощности в трансмиссии, что ведет к увеличению потерь энергии при качении и уменьшению КПД колесного средства в целом (табл. 1).

В конечном итоге повышается расход топлива, возрастает интенсивность износа протекторов, ускоряется выход из строя деталей трансмиссии.

Таблица 1. Основные положительные и отрицательные качества колесных машин с заблокированным межосевым приводом

Table 1. The main positive and negative qualities of wheels vehicles with a locked center drive

Колесные машины с заблокированным межосевым приводом	
Отрицательные качества (при наличии кинематического несоответствия)	Положительные качества колесной машины
1. Циркуляция «паразитной» мощности в трансмиссии	1. Повышение тяговых качеств и проходимости машин
2. Увеличение расхода топлива на передвижение	
3. Повышенное сопротивление качению	2. Реализация полного веса машины по сцеплению с опорной поверхностью
4. Повышенный износ протектора шин	
5. Повышенное буксование колес	3. Снижение сопротивления качению и буксования колес, повышение КПД машины (при отсутствии кинематического несоответствия)
6. Ускоренный выход из строя деталей трансмиссии и двигателя	
7. Снижение КПД машины	4. Уменьшение расхода топлива на передвижение (при отсутствии кинематического несоответствия)
8. Ухудшение устойчивости и управляемости колесной машины	

Таким образом, заблокированный привод наряду с положительными качествами имеет и отрицательные [34].

Для экспериментальных исследований функционирования трактора с учётом буксования и кинематического несоответствия на кафедре «Тракторы и автомобили» ХНТУСХ им. П. Василенка, Антощенко Р.В. была создана измерительная система для определения динамических и тягово-энергетических показателей функционирования мобильных машин [31-33].

Во время проведения исследований использо-

вались инерционные измерительные приборы, навигационный приемник GPS, датчики скорости вращения движителей трактора, датчик тягового усилия. Они размещались на каждом элементе агрегата, и находились либо в центре масс, либо в произвольном месте.

Экспериментальные исследования МТА в составе трактора ХТЗ-17224 и плуга ПЛН-5-35 проведены для подтверждения адекватности разработанной математической модели (рис. 4, 5).

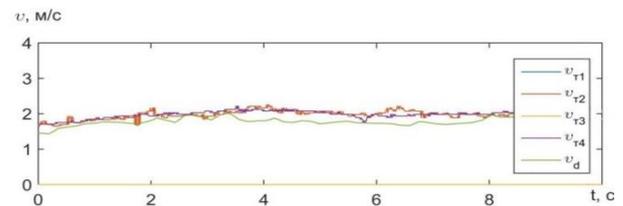


Рис. 4. Теоретические скорости движителей v_{Ti} и действительная скорость v_d трактора ХТЗ-17224

Fig. 4. Theoretical propulsion speed v_{Ti} and the actual speed v_d of the tractor HTZ-17224

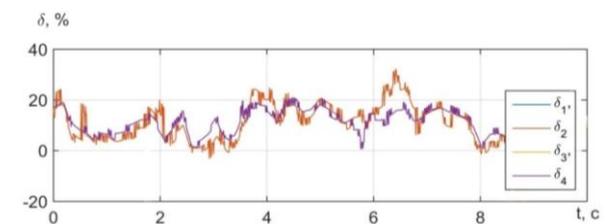


Рис. 5. Буксование колес трактора ХТЗ-17224

Fig. 5. Slipping wheels of the tractor HTZ-17224

Для гусеничного трактора ХТЗ-200 впервые определены различия в процессе буксования от предложенной классической теории трактора (рис. 6, 7).

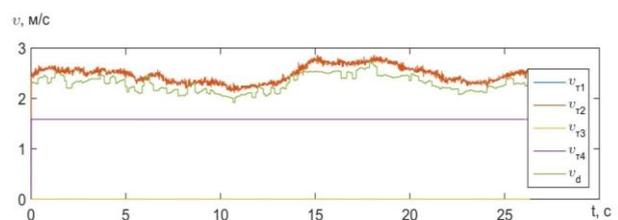


Рис. 6. Теоретические скорости движителей v_{Ti} и действительная скорость v_d трактора ХТЗ-200

Fig. 6. Theoretical propulsion speed v_{Ti} and the actual speed v_d of the tractor HTZ-200

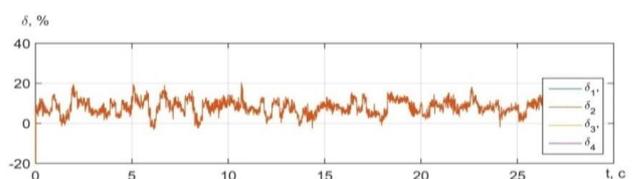


Рис. 7. Буксование движителей трактора ХТЗ-200

Fig. 7. Slipping wheels of the tractor HTZ-200

Экспериментальные исследования четырех гусеничного трактора ХТЗ-280Т в составе посевного агрегата позволили подтвердить эффективность предложенной конструкции движителей для пер-

спективного трактора (рис. 8, 9).

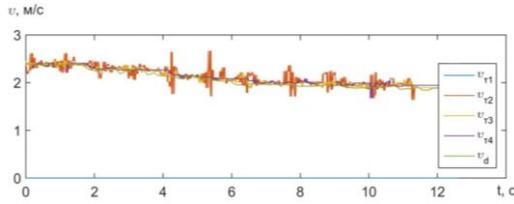


Рис. 8. Теоретические скорости движителей v_{Ti} и действительная скорость v_d трактора ХТЗ-280Т

Fig. 8. Theoretical propulsion speed v_{Ti} and the actual speed v_d of the tractor HTZ-280T

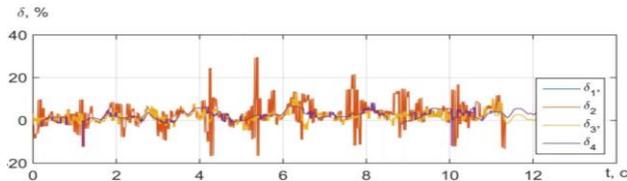


Рис. 9. Буксование движителей трактора ХТЗ-280Т

Fig. 9. Slipping wheels of the tractor HTZ-280T

Для трех типов движителей, с помощью измерительной системы динамических и тягово-энергетических параметров мобильных машин, определены динамические процессы буксования. Буксование колес трактора ХТЗ-17224 состоит в повышении их скорости вращения (рис. 4, 5). У гусеничного трактора ХТЗ-200 наблюдается снижение поступательной скорости (рис. 6, 7), а у четырех гусеничного трактора ХТЗ-280Т, со снижением поступательной скорости, происходит срыв грунтозацепов гусеницы при максимальных тяговых усилиях (рис. 8, 9). Наибольшее буксование имеет трактор ХТЗ-17224 (рис. 4, 5) $\delta_{\max} = 35\%$ и кинематическое несоответствие $k = 10\%$ между колёсами передней и задней оси. Трактора ХТЗ-200 и ХТЗ-280Т проблемы кинематического несоответствия не имеют.

ВЫВОДЫ

1. В работе проанализированы способы борьбы с буксованием, одним из наиболее эффективных способов борьбы с буксованием выделен способ использования заблокированного привода ведущих мостов, который дает возможность реализовать для сцепления с опорной поверхностью весь вес колесной машины и тем самым обеспечить наилучшие тягово-сцепные свойства.

2. Сформирована методология исследований движения трактора с буксованием и кинематическим несоответствием как в составе машинно-тракторного агрегата, так и отдельного энергетического средства. Разработанная математическая и динамическая модели тракторов класса 30кН на примере ХТЗ-17224 в составе МТА позволяет исследовать динамику функционирования в процессе разгона. Данная пространственная модель разрешает исследовать влияние возмущений опорной поверхности на динамику трактора. Полученные результаты разрешают оценить зависимость скорости движения, буксования и касательных сил тяги на колесах полноприводного трактора шарнирно-сочлененной

компоновки. В дальнейших исследованиях необходимо определить влияние кинематического несоответствия скоростей вращения колес и потери мощности. Определено, что буксование колес трактора значительно влияет на его тяговую характеристику, и тем самым на энергетический баланс, энергетический потенциал продуктивности и непосредственно на продуктивность агрегата. Для гусеничного сельскохозяйственного трактора средний коэффициент буксования в процессе работы составляет 2 - 10%, а для колесного трактора может составлять 10 - 30%.

3. Для трех типов движителей, с помощью измерительной системы динамических и тягово-энергетических параметров мобильных машин, определены динамические процессы буксования. Буксование колес трактора ХТЗ-17224 состоит в повышении их скорости вращения (рис. 4, 5). У гусеничного трактора ХТЗ-200 наблюдается снижение поступательной скорости (рис. 6, 7), а у четырех гусеничного трактора ХТЗ-280Т, со снижением поступательной скорости, происходит срыв грунтозацепов гусеницы при максимальных тяговых усилиях (рис. 8, 9). Наибольшее буксование имеет трактор ХТЗ-17224 (рис. 4, 5) $\delta_{\max} = 35\%$ и кинематическое несоответствие $k = 10\%$ между колёсами передней и задней оси. Трактора ХТЗ-200 и ХТЗ-280Т проблемы кинематического несоответствия не имеют.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Самородов В.Б., Ребров А.Ю. 2008.** Развитие классических методов тягового расчета трактора с учетом основных технико-экономических показателей МТА / Автомобиле- и тракторостроения. № 58. 11-20. (Украина).
2. **Гуськов В.В, Велев Н.Н., Атаманов Ю.Е. 1988.** Тракторы: Теория. М.: Машиностроение, 376.
3. **Самсонов В.А. 2006.** Оценка эффективности и сравнение тракторов при проектировании и модернизации. / Тракторы и сельскохозяйственные машины. №3. 11-16.
4. **Рославцев А.В., Авдеев В.М., Третьяк В.М., Абдула С.Л., Рославцев А.В. 1999.** Средства исследования движения МТА [Текст] / Тракторы и сельскохозяйственные машины. № 3. 26-29.
5. **Лебедев А.Т., Лебедев С.А. 2006** Оптимизация скорости движения тракторного агрегата / Вестник Полтавской государственной аграрной академии. Полтава: ПГАА. №4(43). 66-71. (Украина).
6. **Антощенко Р.В. 2014.** К исследованию нелинейной математической модели движения многоэлементных мобильных машин / Motrol. Commission of Motorization and Energetics in Agriculture –Vol. 16. No 7. 77-83.
7. **Антощенко Р.В. 2013.** Теоретические исследования динамической модели колесного трактора класса 30кН / Motrol. Motorization and Energetics in Agriculture Vol. 15. No 7. 171-176.

8. **Антощенко Р. В. 2015.** К определению кинематических связей, углов и скоростей колёс пространственной математической модели движения много-элементного машинно-тракторного агрегата [Текст] / Р. Антощенко, А. Лебедев, В. Толстолуцкий // MOTROL. Commission of motorization and energetics in agriculture: Polish Academy of sciences. Vol. 17. №7. 11-16.
9. **Богданов А.В. 2003.** Обоснование рационального давления воздуха в пневматических движителях колесных машин с заблокированным приводом ведущих мостов на транспортных работах в сельском хозяйстве / дис. канд. техн. наук. Челябинск, 127.
10. **Богданов А.В., Четыркин Ю.Б., Лещенко Е.А. 2012.** Обоснование параметров устройства для поддержания заданного давления воздуха в шинах колесных машин / Аграрный вестник. № 11. 44-46.
11. **Андреев А.Ф. 1987.** Дифференциалы колесных машин / М.: Машиностроение, 176.
12. **Зеленов К.А. 2002.** Особенности использования заблокированного привода на полноприводных тракторах / Научные труды ВИМ. Т. 139. Мобильная и инженерная энергетика, энергообеспечение с.-х. процессов и объектов.
13. **Коцарь Ю.А. 1982.** Влияние давления воздуха в шинах на распределение крутящих моментов по колесам трактора К-701 / Труды Саратовского СХИ. Саратов. 122-126.
14. **Коцарь Ю.А. 1986.** Повышение эффективности транспортных процессов энергонасыщенными тракторами класса 50 кН / дис. канд. техн. наук. Саратов, 185.
15. **Коцарь Ю.А., Головащенко Г.А. 2000.** Повышение эффективности использования трактора с заблокированным приводом / Энергоресурсосбережение в механизации сельского хозяйства: сборник науч. трудов Самар. гос. с.-х. академия. Самара.
16. **Ланин В.И. 1959.** Качение ведущего колеса с эластичной шиной / Известия вузов. М.: Машиностроение. 97-113.
17. **Лефаров А.Х. 1976.** К вопросу о КПД колесного движителя многоприводного автомобиля / Автомобильная промышленность. № 2. 21-23.
18. **Лефаров А.Х. 1966.** Топливная экономичность автомобиля-тягача МАЗ-501 с межосевым дифференциалом / Автомобильная промышленность. № 8. 29-30.
19. **Московкин В.В., Петрушов В.А. 1971.** Влияние нормальной нагрузки и внутреннего давления воздуха на коэффициент сопротивления качению колеса с пневматической шиной в ведомом режиме / Труды НАМИ. М. Вып. 131. 32-40.
20. **Иванов В.В. 1970.** Основы теории автомобиля и трактора: учеб. пособие для механич. спец. вузов / М.: Высш. Шк, 224.
21. **Смирнов Г.А. 1981.** Теория движения колесных машин / М.: Машиностроение, 272.
22. **Петрушов В.А. 1975.** Сопротивление качению автомобилей и автопоездов / М.: Машиностроение, 225.
23. **Филюшкин А.В. 1966.** Влияние типа силового привода трехосного автомобиля на расход топлива при движении по твердой опорной поверхности / Автомобильная промышленность. № 1. 14-17.
24. **Чудаков Д.А. 1957.** О тяговой динамике тракторов с четырьмя ведущими колесами / Механизация и электрификация сельского хозяйства. № 5. 8-12.
25. **Чудаков Д.А. 1972.** Основы теории и расчета тракторов и автомобилей / М.: Колос, 364.
26. **Чудаков Е.А. 1947.** Циркуляция мощности в системе бездифференциальной тележки с эластичными колесами / М.: Академия наук, 215.
27. **Ярмощевич Ю.И. 1962.** О применении на тракторе 4×4 межосевой муфты свободного хода / Тракторы и автомобили. № 11. 6-9.
28. **Ярмощевич Ю.И. 1964.** Тяговая динамика трактора с четырьмя ведущими колесами / автореф. дис. канд. техн. наук. Минск, 173.
29. **Подрыгало М.А. 2010.** Динамика одиночного колеса автомобиля при срыве в буксование / Автомобильный транспорт. № 26. 35-38.
30. **Погорелый Л.В., Анилович В.Я. 2004.** Испытания сельскохозяйственной техники: научно-методические основы оценки и прогнозирования надежности сельскохозяйственных машин / К.: Феникс, 208. (Украина).
31. **Антощенко Р.В., Антощенко В.М. 2014.** Пат. 92889 Украина, МПК В60К 31/00, G05D 3/00 / Измерительная система динамических и тягово-энергетических показателей функционирования мобильных машин. № u 2014 03215. Бюл. № 17. (Украина).
32. **Антощенко Р.В., Антощенко В.М. 2014.** Способ и измерительная система для определения энергетических затрат мобильной машины [Текст] / Технический сервис машин для растений водства: Вестник ХНТУСГ. № 145. 210-216. (Украина).
33. **Антощенко Р.В., Антощенко В.М. 2014.** Пат. 96661 Украина, МПК В60В 39/00. Способ определения буксования колес мобильной машины. № u 2014 09937. Бюл. № 3. (Украина)
34. **Лещенко Е.А. 2014.** Снижение расхода топлива на транспортных работах установкой рациональных давлений воздуха в шинах колесных тракторов(на примере трактора МТЗ-82) / дис. канд. техн. наук. Челябинск, 128.

TO STUDY OF THE TRACTOR MOVEMENT WITH SLIPPING AND KINEMATIC MISMATCH

Summary. It is widely used throughout the world, and are the main driving unit, wheeled agricultural tractors. In recent years, there is a discussion of interrelations towing speed, the energy characteristics of wheeled tractors and the main technical and economic parameters of machines and tractors aggregate (MTA) as a whole.

The article definition of the basic criteria of effectiveness, efficiency of tractors for agricultural purposes.

Analyzed ways to combat slipping, one of the most effective ways to combat slipping isolated way of using a blocked drive driving axles, which makes it possible to implement to be coupled to the support surface of the wheel all the weight of the machine and thus provide the best possible traction characteristics.

It is concluded that the use of the blocked drive increases traction and flotation quality, enables the use for adhesion to the supporting surface of the wheel the entire weight of the machine.

The analysis of the nominal production capacity of the engine, the tractor's weight, efficiency losses due to slippage, losses in transmission, the rolling speed of the tractor and the loss component.

Key words: mathematical model, tractor, slippage, kinematics, experimental studies.

КРИТЕРИИ И ОЦЕНОЧНЫЕ ПОКАЗАТЕЛИ МАНЕВРЕННОСТИ ТРАКТОРА НА ТРАНСПОРТНЫХ РАБОТАХ

Иван Колесник

*Харьковский национальный технический университет сельского хозяйства
имени Петра Василенко
Московский пр., 45, Харьков, Украина. E-mail: ivankolesnik89@mail.ru*

Ivan Kolesnik

*Kharkiv Petro Vasylenko National Technical University of Agriculture
Moskovskiyi prospect, 45, Kharkov, Ukraine. E-mail: ivankolesnik89@mail.ru*

Аннотация. Разработана математическая модель, которая позволяет оценить функционирование МТА на основе силовых параметров возникающих при управляемом повороте тракторного агрегата. На основе полученной аналитической модели определены обобщающий диагностический параметр - передаточная функция угловых ускорений внутреннего управляемого и рулевого колес, которая позволяет оценить функционирование систем рулевого управления, без необходимости вмешательства в конструкцию или прекращения технологического процесса. Проблема функциональной точности рулевого управления трактора решается путем оценки отклонений (ошибок) функциональных параметров от их расчетных (номинальных) значений, возникающих под влиянием различных дестабилизирующих факторов.

Техническое диагностирование значительно влияет на интенсивность использования техники из-за ее коэффициента готовности. Предупреждение отказов, оперативное их устранение резко снижают простои машин по техническим причинам, увеличивают их производительность и качество выполнения сельскохозяйственных операций, что положительно сказывается на сроках выполнения работ, способствует получению дополнительной прибыли сельхозтоваропроизводителями.

Для трактора на транспортных работах решается задача повышения функциональной точности при которой оценивается отклонение при движении от конфигурации проезжей части дороги (коридор движения). При этом решается задача для кратковременного однократного и многократного, длительного дискретного и непрерывного воздействия водителя на рулевое управление трактора. Для данных режимов работы трактора на транспортных работах обоснована методология обеспечения функциональной стабильности гидрообъемного рулевого управления.

Используя данные критерии можно оценить функционирование МТА по угловому ускорению внутреннего управляемого колеса и, соответственно, угловому ускорению поворота рулевого колеса.

Ключевые слова: машинно-тракторный агрегат, рулевое колесо, угловое ускорение.

ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМЫ

Часто при проектировании новых и модернизации уже существующих тракторных агрегатов опре-

деляющими являются характеристики криволинейного движения, исследованиями которого занимаются большое число ученых.

Основные различия между моделями поворота заключаются в различных подходах к формированию реакций со стороны почвы. Именно при описании взаимодействия движителя с почвой закладываются основные допущения, ограничивающие область применения той или иной модели движения. Также особое внимание уделяется определению маневренности тракторного агрегата и как следствие технического состояния рулевого управления.

АНАЛИЗ ПОСЛЕДНИХ ИССЛЕДОВАНИЙ И ПУБЛИКАЦИЙ

Техническое диагностирование значительно влияет на интенсивность использования техники из-за ее коэффициента готовности. Предупреждение отказов, оперативное их устранение резко снижают простои машин по техническим причинам, увеличивают их производительность и качество выполнения сельскохозяйственных операций, что положительно сказывается на сроках выполнения работ, способствует получению дополнительной прибыли сельхозтоваропроизводителями.

Техническое диагностирование выполняет 5 основных функций:

- проверка исправности (работоспособности) машин или их составных частей с высокой достоверностью;
- поиск дефектов с установленной глубиной поиска;
- оценка качества ТО и ремонта;
- сбор исходных данных для прогнозирования остаточного ресурса составных частей машины;
- выдача рекомендаций по результатам диагностирования о виде, объеме, месте и сроке ремонтно-обслуживающих работ [1, 2].

ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Основными задачами технической диагностики гидросистемы являются:

- определение параметров, характеризующих состояние гидрооборудования и их сравнение со значениями, установленными в нормативно-технической документации; качественный и количественный анализ информации о техническом состоянии гидрооборудования для определения показате-

лей надежности, а также качественных характеристик надежности изделий (характеристики отказа, причины повреждения или разрушения);

– установление взаимосвязей между показателями надежности и факторами влияющими на них;

– определение необходимости технического обслуживания и ремонта гидрооборудования для восстановления работоспособного состояния [3].

ИЗЛОЖЕНИЕ ОСНОВНОГО МАТЕРИАЛА

Согласно законам механики, плоское движение на плоскости системы абсолютно твердых тел, жестко связанных между собой, можно описать как перемещение их центра масс, уравнения движения которого имеют вид системы трех дифференциальных уравнений второго порядка:

$$\left. \begin{aligned} m\ddot{x}_{ЦТ} &= F_x^e + R_x \\ m\ddot{y}_{ЦТ} &= F_y^e + R_y \\ J\ddot{\alpha} &= M^e + M(R) \end{aligned} \right\}, \quad (1)$$

где: $x_{ЦТ}, y_{ЦТ}, \alpha$ – координаты центра тяжести и угол поворота системы; m, J – суммарные масса и момент инерции тел системы относительно вертикальной оси, проходящей через центр масс; F^e, M^e – внешние силы и момент внешних сил относительно центра масс; $R, M(R)$ – силы и моменты реакций со стороны почвы, приведены в центр масс.

При повороте любого тракторного агрегата пятно контакта движителя с опорной поверхностью осуществляет сложное движение, состоящее из скольжения пятна контакта по почве и качения его по данной плоскости. Скольжения пятна есть плоскопараллельное движение, представляющая собой совокупность поступательной и вращательной части. Связь между этими видами движения, согласно законам механики, осуществляется с помощью мгновенного центра скоростей (МЦС) [4].

В процессе движения в зоне контакта с грунтом возникают элементарные силы сопротивления dT , вектор которых направленный в сторону, обратную вектору скорости скольжения. В результате приведения всех элементарных сил трения в центр контакта получим результирующую силу T и результирующий момент M_c . Связь между силовыми факторами (T и M_c) осуществляется также через мгновенный центр скоростей.

Введем локальную систему координат OXY , связанную с центром пятна контакта опоры производного движителя и выделим на ней элементарную площадку dF с координатами ξ, η . Скорость скольжения элементарной площадки при плоскопараллельном движении всегда перпендикулярна линии, соединяющей эту площадку с мгновенным центром скоростей. Координаты мгновенного центра в той же системе координат обозначим x, y [5].

После приведения системы элементарных сил к мгновенному центра скоростей имеем [5-8]:

$$\left. \begin{aligned} T_x &= \iint_F dT_x = -\iint_{\eta\xi} \varphi q \frac{y-\eta}{\sqrt{(x-\xi)^2 + (y-\eta)^2}} d\xi d\eta, \\ T_y &= \iint_F dT_y = \iint_{\eta\xi} \varphi q \frac{x-\xi}{\sqrt{(x-\xi)^2 + (y-\eta)^2}} d\xi d\eta, \\ M &= \iint_F r dT = \iint_{\eta\xi} \varphi q \sqrt{(x-\xi)^2 + (y-\eta)^2} d\xi d\eta \end{aligned} \right\}. \quad (2)$$

Момент относительно центра пятна контакта опоры движителя с почвой равен:

$$M_c = M + xT_y - yT_x. \quad (3)$$

Для учета анизотропных свойств в контакте вводятся различные коэффициенты трения-сцепления вдоль и поперек плоскости качения опоры. Упругие свойства учитываются введением под знаком интеграла (2) переменного коэффициента, который приобретает свойства удельной силы в контакте.

Это позволяет сформулировать теорему ортогональности для установившегося движения: при повороте трактора мгновенный центр скоростей опорной площадки произвольно расположенной опоры двигателя лежит на перпендикуляре, опущенном из центра поворота корпуса на плоскость ее качения [5, 19]. Данная теорема является обобщением теоремы Опейко Ф.А. о взаимном расположении мгновенных центров скольжения параллельно-поступательно движущихся тел [20].

Уравнения движения в режиме статического поворота приобретают вид трех уравнений равновесия [9]:

$$\left. \begin{aligned} \sum (R_x + f_i G_i + P_{T_i}) + P_{Ц1П_x} + P_{Ц2П_x} + P_{ЦСХ_x} + \\ + P_{\delta1_x} + P_{\delta2_x} &= 0 \\ \sum (R_y + f_i G_i + P_{T_i}) + P_{Ц1П_y} + P_{Ц2П_y} + P_{ЦСХ_y} + \\ + P_{\delta1_y} + P_{\delta2_y} &= 0 \\ \sum (R'_x + R'_y + f_i G'_i + P'_{T_i}) + P'_{Ц1П} + P'_{Ц2П} + P'_{ЦСХ} + \\ + P'_{\delta1} + P'_{\delta2} + M_1 + M_2 + M_3 - M_{C1} - M_{C2} - M_{C3} &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

Для решения данной системы уравнений необходимо определить силы, действующие на трактор с помощью парциальных ускорений [10, 11].

Однако, даже при малой скорости движения, поворот также может иметь нестационарный режим. При отсутствии центробежных сил инерции, несмотря на переменный радиус, в каждый момент времени внешние силы вместе с реакциями со стороны почвы представляют уравновешенную систему сил. Это позволяет представить процесс движения как квазистатический поворот, модель которого является смешанной системой, состоящей из уравнений статического поворота и дифференциальных уравнений для построения траектории.

Дифференциальные уравнения траектории имеют первый порядок и могут быть записаны на основании теории криволинейного интеграла:

$$dx_{ЦТ} = V_T \cos \left(\int \frac{V_T}{x_0(\tau)} d\tau \right) dt;$$

$$dy_{цт} = V_T \sin \left(\int \frac{V_T}{x_0(\tau)} d\tau \right) dt. \quad (5)$$

При движении по криволинейной траектории необходимо определить угловую скорость внутреннего (относительно центра поворота) управляемого колеса, а следовательно, и угловую скорость поворота рулевого колеса.

Принимая во внимание принятое выше определение маневренности, одними из основных показателей, характеризующих маневренность МТА, являются минимальный радиус поворота r и ширина поворотной полосы E , учитывающие не только базу трактора – тягача, но и длину прицепного звена, его ширину и расстояние, на которое необходимо дополнительно переместить агрегат для обеспечения качественных показателей работы [12].

Радиус поворота МТА $r_{у1н}$, определяется как расстояние от центра поворота (Ц.П.) МТА до центра агрегата (Ц.А.) по следующим формулам [12]:

Для МТА с трактором, имеющим передние управляемые колеса:

$$r_{у1н} = \frac{L}{tg \psi_k}, \quad (6)$$

где: L – продольная база трактора, м; ψ_k – средний угол поворота управляемых колес.

Для МТА с трактором, имеющим шарнирную раму и одинаковую продольную базу L переднего и заднего звена рамы:

$$r_{у1н} = \frac{L}{2 \cdot tg \frac{\psi_p}{2}}, \quad (7)$$

где: L – продольная база заднего звена рамы трактора, м; ψ_p – угол складывания рамы по отношению к оси ведущих колес.

Ширина поворотной полосы E_{min} определяется по формулам [12] в зависимости от способа разворота МТА.

При беспетлевом развороте:

$$E_{min} = l + r_{у1н} + d_k. \quad (8)$$

При петлевом повороте:

$$E_{min} = l + (r_{у1н} + d_k) \cdot 2, \quad (9)$$

где: l – длина выезда агрегата в метрах необходимая, чтобы крайние задние рабочие органы не отклонялись от первоначального направления больше, чем это допустимо, зависит от кинематической длины агрегата l_k . Для прицепных МТА принимается равной $(0,1..0,5)l_k$; $2d_k$ – кинематическая ширина агрегата.

Так в работе [13] минимальный радиус поворота r_{min} , представляющий собой расстояние от центра поворота до оси колеи переднего наружного управляемого колеса при максимальном угле его поворота без учета бокового увода шин, определяется по аналогичным зависимостям:

$$r_{min} = \frac{L}{\sin \Theta_{max}} = \frac{L}{tg \psi_k^{max}}, \quad (10)$$

где: L – база трактора; Θ_{max} – максимальный угол

поворота наружного колеса; ψ_k^{max} – максимальный средний угол поворота управляемых колес по отношению к оси ведущих колес.

С учетом бокового увода шин.

Для трактора с передними управляемыми колесами:

$$r_{min} = \frac{L}{tg(\psi_k^{max} - \delta_1) + tg \delta_2}. \quad (11)$$

Для трактора с шарнирной рамой или с передними и задними управляемыми колесами:

$$r_{min} = \frac{\frac{l_1}{\cos \Theta_{max}} + l_2}{tg(\Theta_{max} - \delta_1) \pm tg \delta_2}. \quad (12)$$

где: δ_1 и δ_2 – углы увода соответственно передних и задних шин; l_1 и l_2 – расстояние соответственно от передней и задней оси до шарнира; Θ_{max} – максимальный угол поворота наружного колеса.

К динамическим показателям маневренности МТА относят коэффициент поворотливости агрегата [16]:

$$K = v \cdot r_{у1н} \cdot T = \frac{L \cdot v}{\omega}, \quad (13)$$

где: $r_{у1н}$ – радиус поворота, м; v – скорость агрегата, м/с; T – время движения, с; L – база агрегата, м; ω – угловая скорость агрегата, рад/с.

В работе [14] приводится критерий Струхалы:

$$S = \frac{1}{\rho}, \quad (14)$$

где: ρ – безразмерный радиус кривизны кинематического центра, равный $\rho = r_{у1н} / L$; $r_{у1н}$ – радиус поворота агрегата, м; L – база агрегата, м.

Академик Е. А. Чудаков для оценки маневренности использует величину управляемости [15]:

$$k = \frac{r_\phi}{r_T}, \quad (15)$$

где: r_ϕ – фактический радиус поворота, при заданном угле поворота управляемых колес, м; r_T – теоретический радиус поворота, м.

В работе [14] рассматривается критерий Коновалова:

$$U = \frac{S}{\Theta}, \quad (16)$$

где: S – критерий Струхалы; Θ – фактический угол отклонения колес.

Предлагается оценивать маневренность МТА управляемостью криволинейного движения МТА коэффициентом управляемости ε_{ynp} :

$$\varepsilon_{ynp} = \frac{\dot{\omega}_\alpha}{\dot{\omega}_\psi}, \quad (17)$$

где: $\dot{\omega}_\alpha$ – средняя скорость изменения курсового угла α МТА; $\dot{\omega}_\psi$ – средняя скорость изменения угла управляемых колес МТА.

При движении по криволинейной траектории необходимо определить угловую скорость внутреннего (относительно центра поворота) управляемого колеса, а следовательно, и угловую скорость поворота рулевого колеса.

Угловая скорость поворота внутреннего управляемого колеса определяется как [17]:

$$\dot{\omega}_{\alpha} = \frac{\dot{\omega}_{pk} \cdot \eta_{pm}}{i_{pm}}, \quad (18)$$

где: $\dot{\omega}_{pk}$ – угловая скорость рулевого колеса; η_{pm} – КПД рулевого механизма; i_{pm} – передаточное число рулевого механизма.

Учтём физическую возможность водителя обеспечить значение угловой скорости рулевого колеса в пределах $\omega_{pk} = 7 \dots 9$ рад/с [18]:

$$\frac{\dot{\omega}_{\alpha}}{\dot{\omega}_{pk}} = \frac{\eta_{pm}}{i_{pm}}. \quad (19)$$

Определим угловую скорость и угол поворота рулевого колеса по формулам:

$$\omega_{pk} = \omega_0 \pm \dot{\omega}_{pk} \cdot t, \quad \vartheta = \omega_0 \cdot t \pm \dot{\omega}_{pk} \cdot \frac{t^2}{2}, \quad (20)$$

где: ω_0 – начальная угловая скорость; t – время воздействия оператора на рулевое колесо.

Поворот трактора, за счет влияния внешних возмущающих факторов, приобретает неравномерное вращательное движение. Данное движение характеризуется переменными значениями, как углового ускорения $\dot{\omega}_{\alpha} \neq const$, так и угла поворота $\alpha = f(t)$. Тогда, уравнение примет вид:

$$\omega_{\alpha} = \dot{\alpha} = \frac{[\omega_0 \pm \dot{\omega}_{pk} \cdot t] \cdot \eta_{pm}}{i_{pm}}. \quad (21)$$

Для характеристики неравномерного вращательного движения трактора воспользуемся угловым ускорением, при условии $\omega_0 = 0$, уравнение (21) примет вид:

$$\dot{\omega}_{\alpha} = \frac{\dot{\omega}_{pk} \cdot \eta_{pm}}{i_{pm}} = \ddot{\alpha}. \quad (22)$$

Отношение угловых ускорений рулевого колеса и трактора задают объемным КПД и передаточное число рулевого механизма:

$$\frac{\dot{\omega}_{\alpha}}{\dot{\omega}_{pk}} = \frac{\eta_{pm}}{i_{pm}}. \quad (23)$$

Так как для данного трактора $i_{pm} = const$, то характеристикой объемного КПД будет передаточная функция K_i [9]:

$$K_i = \frac{\dot{\omega}_{\alpha}}{\dot{\omega}_{pk}}. \quad (24)$$

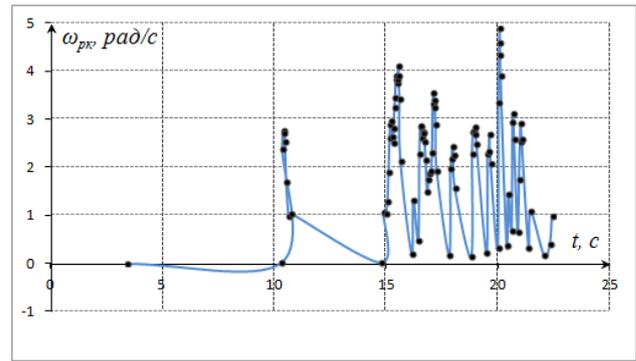


Рис. 1. Фрагмент уловой скорости рулевого колеса трактора ХТЗ-2511 при выполнении маневра «Змейка»

Fig. 1. Detail of the steering wheel angular speed of the tractor HTZ-2511 when performing maneuvra "Snake"

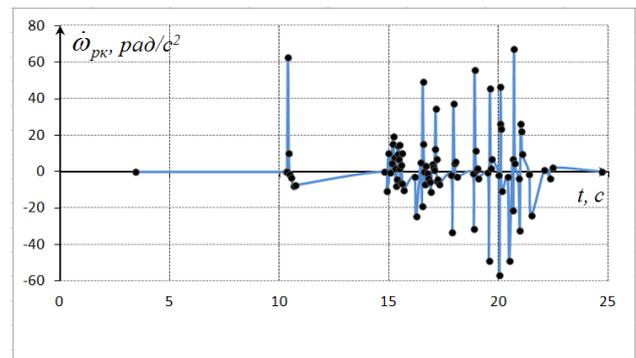


Рис. 2. Фрагмент улового ускорения рулевого колеса трактора ХТЗ-2511 при выполнении маневра «Змейка»

Fig. 2. Detail of the tractor HTZ-2511 steering wheel angular acceleration when performing maneuvra "Snake"

ВЫВОДЫ

1. Для трактора на транспортных работах решена задача обеспечения функциональной стабильности движения при кратковременном однократном и многократном, длительном дискретном и непрерывном воздействии водителя на рулевое управление трактора.

Для данных режимов работы трактора на транспортных работах обоснована методология обеспечения точности движения, оценивается вероятностью выхода за пределы коридора движения.

2. Обоснован критерий управляемости трактора на транспортных работах, оцениваемый по интенсивности приращение угла поворота управляемых колес трактора к изменению угла поворота рулевого колеса.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Филиппова Е.М., Ивлева И.Б. 2012 Новые разработки ГОСНИТИ по диагностированию сельскохозяйственной техники. / Е.М. Филиппова, И.Б.Ивлева, ГНУ ГОСНИТИ, 5.
2. Бельских В.И. 1973. Диагностика технического состояния и регулировка тракторов. / В.И. Бельских – М.: Колос, 495.

3. **Колесник И.В. 2015.** Анализ существующих методов диагностирования рулевого управления с гидроусилителем. / И.В. Колесник // Вестник ХНТУСГ имени П. Василенко, Технические науки №156. 314-319. (Украина).
4. **Тарг С.М. 1986.** Краткий курс теоретической механики / Тарг С.М. – М.: Высшая школа, 416.
5. **Трояновская И.П. 2002.** Повышение эффективности малогабаритного погрузчика путем улучшения его поворотливости / И.П. Трояновская., дисс. ... канд. техн. наук. ЧГАУ, Челябинск, 167.
6. **Жуковский Н.Е. 1897.** Условие равновесия твердого тела опирающегося на неподвижную плоскость некоторой площадкой и могущего перемещаться вдоль этой плоскости с трением. / Н.Е. Жуковский. Труды отделения физических наук общества любителей естествознания, Т. IX, вып. 1. 339-354.
7. **Опейко Ф.А. 1971.** Математическая теория трения / Ф.А. Опейко. – Минск, 149.
8. **Шиллер Н.Н. 1892** Заметки о равновесии твердого тела при действии трения на некоторую плоскую часть его поверхности / Н.Н. Шиллер, Труды отделения физических наук общества любителей естествознания, Т. V, вып.1. 17-19.
9. **Лебедев А.Т., Калинин Е.И., Шуляк М.Л., Колесник И.В. 2016.** Аналитическая модель поворота трактора с шарнирно-сочлененной рамой / А.Т. Лебедев, Е.И. Калинин, М.Л. Шуляк, И.В. Колесник // Вестник ХНТУСГ имени П. Василенко, Технические науки №173. 161-167. (Украина).
10. **Артёмов Н.П., Подригало М.А 2014.** Экспериментальное определение тяговых показателей тракторов по динамике их разгона / Н.П. Артёмов, М.А. Подригало // Motrol Commision of motorization and energetics in agriculture. Vol.15, № 7, Lublin. 47 – 52.
11. **Артёмов Н.П. 2013.** Определение управляемости и устойчивости движения машинно-тракторных агрегатов моделированием парциальных ускорений / Н.П. Артёмов // Motrol Commision of motorization and energetics in agriculture. Vol. 15. № 7. 151-157.
12. **Фирсова М.М. 1983.** Оценка агрегатирования сельскохозяйственных машин с тракторами: Методические указания (МУ 23.2.10-81)) / под. ред. М.М. Фирсова. – М.,150.
13. **Литвинов А.С. 1971.** Управляемость и устойчивость автомобиля / А.С. Литвинов. – М.: Машиностроение, 416.
14. **Коновалов В.Ф. 1981.** Динамическая устойчивость тракторов / В.Ф. Коновалов. – М.: Машиностроение, 674.
15. **Чудаков Д.А. 1972.** Основы теории и расчета трактора и автомобиля / Д.А. Чудаков – М., Колос, 384.
16. **Иофинов С.А., Лышко Г.П. 1984.** Эксплуатация машинно-тракторного парка / С.А. Иофинов, Г.П. Лышко – М.: Колос, 351.
17. **Колесник И.В., Шуляк М.Л. 2016.** Определение диагностического параметра рулевого управления на основе моделирования плоско-параллельного движения трактора / И.В. Колесник, М.Л. Шуляк // Вестник ХНТУСГ имени П. Василенко, № 169, 147-155. (Украина).
18. **Болдырев А.Г. 2006.** Метод оценки энергетических затрат при функционировании всеколесного рулевого управления многоосных колесных машин на стадии проектирования: автореферат дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук: спец 05.05.03 «Колесные и гусеничные машины» / А.Г. Болдырев – Москва, 16.
19. **Позин Б.М., Трояновская И.П. 2005.** Кинематические соотношения при взаимодействии движителя с грунтом при повороте / Б.М. Позин, И.П. Трояновская // Вестник ЮурГУ, серия «Машиностроение», вып.7, №14(54), Челябинск, изд-во ЮурГУ. 93-96.
20. **Опейко Ф.А. 1960.** Колесный и гусеничный ход / Ф.А. Опейко – Минск, 228.

FLUCTUATIONS IN THE SPEED OF THE
MTU WITH VARIABLE MASS IN STEADY
MOTION MODE

Summary. Developed the Mathematical model allows to assess the functioning of the AIT based on security settings that occur during the controlled rotation of the tractor unit. Based on this analytical model determined summarizing diagnostic parameter – transmission function of the angular acceleration of the internal councils-trolled and the steering wheel, which allows you to evaluate the operation of the steering systems, without the need for intervention in the design or the termination of the process. The problem of functional accuracy of the steering tractor’s control is achieved by assessing the deviation (error) of the functional parameters of their settlement (nominal) values, arising under the influence of time-personal destabilizing factors.

Technical diagnosis significantly effects on the intensity of technological use because of its availability factor. Prevention of failures, rapid elimination of their dramatically reduce downtime of machines for technical reasons, increase their productivity and quality of performance of agricultural operations, which positively affecting on turnaround time, contributes to a complementary agricultural commodity producers.

For a tractor transport work solves the problem of increasing the functional accuracy at which the estimated deviation while driving configuration of the carriageway (movement corridor). This solves the problem for a short single and multiple, discrete and continuous long-term impact of the driver on the steering control of the tractor. For these modes on the tractor transport works based on methodology to ensure the functional stability of the hydrostatic steering.

Using these criteria, you can evaluate the functioning of the MTA on the internal angular acceleration controlled wheel and, accordingly, the angular acceleration of the steering wheel.

Key words: machine-tractor unit, steering wheel angular acceleration.

АЛГОРИТМ МАТЕМАТИЧЕСКОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ ЧАСТИЦ ДИСПЕРСНОЙ ФАЗЫ ЗАПЫЛЁННОГО ВОЗДУШНОГО ПОТОКА

Евгений Гаек

*Харьковский национальный технический университет сельского хозяйства
имени Петра Василенко*

Московский проспект, 45, Харьков, Украина. E-mail: kafedra_emtp@ukr.net

Evgeniy Gaek

*Kharkiv Petro Vasylenko National Technical University of Agriculture
Moskovskiyi prospect, 45, Kharkov, Ukraine. E-mail: kafedra_emtp@ukr.net*

Аннотация. Анализом известных исследований направленных на повышение эффективности процесса очистки воздушного потока, усовершенствование пылеулавливающих устройств установлены следующие способы: интенсификацией распределения частиц в потоке; оптимизацией технологических параметров (скорости и запыленности потока); разделением потока; изменением формы элементов конструкции (входного патрубка, стенок и т.п.); применением дополнительных конструктивных элементов, изменяющих траекторию движения потока; применением дополнительного воздушного потока, жидкости, звукового или электромагнитного полей; циркуляцией запыленного потока; применением промежуточного отбора при помощи перегородок, криволинейных поверхностей, жалюзи и отверстий; регулированием отбора и с последующим отводом уловленных частиц; применением многоступенчатых пылеуловителей, которые расположены последовательно, параллельно или соединены в батарею; комбинированием устройств различного принципа действия. Реализация перспективного способа комбинированием устройств различного принципа действия заключалось в создании циклона с многодисковым доочистителем. Конструкция разработанного циклона предусматривает воздействие сил инерции и гравитации на дисперсные частицы. Конструктивная схема разработанного циклона с многодисковым доочистителем включает в себя: цилиндрический корпус, опоры; вал; завихритель; многодисковый доочиститель; электродвигатель; жалюзийный отделитель; пылеосадочная камера; шлюзовой затвор. В работе приведены подходы к математическому моделированию процесса очистки запыленного воздушного потока от частиц дисперсной фазы в разработанном циклоне зерновых сепараторов. Задача решена в три этапа: исследования динамики несущей фазы – воздушного потока; моделирование поля скоростей дисперсной фазы и исследования процесса очистки в рабочей зоне многодискового доочистителя. Полученный алгоритм моделирования динамических параметров процесса очистки воздушного потока позволит повысить эффективность работы пылеулавливающих устройств зерноочистительных машин.

Ключевые слова: циклон, воздушный поток, составляющие скорости, дисперсная фаза, коэффициент очистки.

ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМЫ

Увеличение засоренности и объемов переработки зернового материала приводит к превышению нормированной запыленности обслуживаемой зоны рабочего персонала, требует повышения эффективности процесса очистки запыленного воздушного потока пылеулавливающими устройствами зерновых сепараторов А1-БЦСМ-100, СВС-15, Petkus, Cimbria, Shitziger и других. Дальнейшее увеличение производительности сепараторов приводит к снижению качества очистки воздушного потока пылеуловителями и загрязнению окружающей среды.

Большинство аспирационных схем зерноочистительных машин имеет две ступени очистки воздушного потока: первая грубая очистка – пылеосадочные камеры, вторая тонкая очистка – усовершенствованные циклоны, фильтры. Рассмотрим инерционные циклоны, где отделение дисперсных частиц от несущей фазы происходит за счет центробежных и гравитационных сил.

Для повышения эффективности процесса очистки воздушного потока разработан циклон [1-3] который установлен на жалюзийно-инерционный пылеуловитель.

Запыленный воздушный поток поступает в циклон на лопасти подвижного завихрителя, который вращается с помощью двигателя. Центробежные силы направляют дисперсные частицы к стенкам корпуса и через отверстия в пылеосадочную камеру. Очищенный воздушный поток выходит из циклона через диски доочистителя. За счет небольшого расстояния между дисками, и отверстия внутри оставшиеся дисперсные частицы не могут пройти и отбрасываются через отверстия в пылеосадочную камеру.

Обоснование параметров процесса очистки запыленного воздушного потока разработанным циклоном позволит повысить ее эффективность.

Решение поставленной задачи проведено в три этапа, где первым исследована динамика несущей фазы – воздушного потока. Вторым этапом моделирования есть определение поля скоростей дисперсной фазы. Третий этап состоял из исследования процесса очистки запыленного воздушного потока в зоне многодискового доочистителя.

АНАЛИЗ ПОСЛЕДНИХ ИССЛЕДОВАНИЙ И ПУБЛИКАЦИЙ

Анализом известных исследований, направленных на усовершенствование пылеулавливающих устройств, установлено, что перспективным направлением повышения их эффективности является интенсификация процесса очистки воздушного потока путем комбинированием устройств различного принципа действия. Однако, в виду сложного пространственного движения и наличия многофазной среды, моделирование процессов очистки воздушного потока и оптимизация параметров соответствующих устройств затруднено.

Математические модели динамики воздушного потока базируются на двух основных уравнениях гидродинамики: уравнении неразрывности и уравнении движения Навье-Стокса [4-8]:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla(\rho \bar{U}) = 0. \quad (1)$$

Уравнение движения Навье-Стокса, которое учитывает действие силы тяжести, давления, силы внутреннего трения (вязкости) и силы инерции [9]:

$$\frac{\partial \bar{U}}{\partial t} + (\bar{U}, \nabla) \bar{U} - \nu \Delta \bar{U} + \frac{1}{\rho} \nabla P = \bar{g}, \quad (2)$$

где: ρ – плотность потока, кг/м³; U – его скорость, м/с; $\nu = \mu/\rho$ – кинематическая вязкость; μ – динамическая вязкость, Па с; P – давление, Па; \bar{g} – внешняя массовая сила, действующая на единицу объема воздуха.

Дифференциальные уравнения (1) и (2) характеризуют внутренний механизм процесса, устанавливают взаимосвязь между физическими условиями процесса и изменениями этих условий во времени. Однако уравнения не учитывают внешних воздействий на систему, и поэтому должны быть дополнены граничными условиями, характеризующими взаимодействие системы с внешней средой. Наряду с граничными условиями для характеристики состояния системы в начальный момент процесса приводятся начальные условия. Граничные и начальные условия в совокупности представляют собой краевые условия, выделяющие пространственно-временную область, в которой рассматривается процесс, и обеспечивающие единственность решения задачи.

Коэффициент очистки циклона η определялся как процентное отношение дисперсных частиц уловленных циклоном к массе поступивших [2].

ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Определение алгоритма математического моделирования динамики частиц дисперсной фазы в рабочих зонах разработанного циклона зерновых сепараторов.

ИЗЛОЖЕНИЕ ОСНОВНОГО МАТЕРИАЛА

Для получения зависимостей, позволяющих определить влияние на закономерности процесса вышеуказанного разделения потока на две составляющие, исследовано сначала его динамику в ци-

линдрическом канале, в котором осуществляется разделение потока на несущую и дисперсную фазы.

Принимаем ряд уточнений и дополнений.

Исходя из уравнения (1), (2) определим осевую составляющую скорости $U_z = U_z(r)$ для установившегося потока в цилиндрической системе координат. В качестве масштабов при обезразмеривании примем диаметр в циклона D_0 , U_0 – скорость воздушного потока.

$$\begin{cases} \frac{1}{R_e} \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial U_z}{\partial r} \right) = \frac{\partial P}{\partial z}, \\ \frac{\partial U_z}{\partial z} = 0 \end{cases}, \quad (3)$$

где: ρU_0^2 – давление воздушного потока;

$R_e = \frac{U_0 D_0}{\nu}$ – число Рейнольдса (характеризующее отношение нелинейного и диссипативного членов в уравнениях Навье-Стокса).

Для каждого вида течения существует критическое число Рейнольдса, которое определяет переход от ламинарного течения к турбулентному. В частности, при течении в круглой камере критическое число Рейнольдса равно $R_{e,кр} \approx 2300$, но развитая турбулентность наблюдается при $R_e \geq 10^4$ [10]. Течение воздушного потока в камере циклона характеризуется высоким значением числа Рейнольдса $R_e \approx (0,5 \div 1) \cdot 10^5$, т.е. реализуется режим развитой турбулентности.

Уравнение для осевой составляющей скорости воздушного потока в турбулентном течении с учетом условий "прилипания" имеет вид:

$$U_z = \frac{R_e}{4} \frac{dP}{dz} r^2 + C_1 \ln r + C_2, \quad (4)$$

где: C_1, C_2 – произвольные постоянные.

Заметим, что более точно профиль осевой составляющей скорости аппроксимируется в рамках так называемой "трехслойной модели" [11], выделяющей ламинарный пристеночный слой, буферный слой и турбулентное ядро. Радиус турбулентного ядра согласно этой модели определяется формулой [12]:

$$r^* = 1 - \frac{30}{w^* \cdot R_e}. \quad (5)$$

Динамическая скорость w^* потока равна [10]:

$$w^* = \frac{0,2}{R_e^{1/8}}. \quad (6)$$

При этом градиент осевой скорости по радиусу не превышает:

$$\frac{dU_z}{dz} < 0,08 \cdot w^*. \quad (7)$$

Уравнения (5)-(7) подтверждают сделанный ранее вывод о том, что для значений числа Рейнольдса $R_e \geq 5 \cdot 10^4$, характерных для воздушного потока в камере воздухоочистителя турбулентное ядро потока занимает практически все сечение камеры и осевая составляющая скорости потока сохраняет в нем практически постоянное значение.

С точки зрения неравномерности осевой скорости и появления возвратных течений в приосевой зоне [12], угол наклона лопастей завихрителя α определяется выражением [13]:

$$\operatorname{tg} \alpha \approx \frac{\Omega_0 d_0}{2\sqrt{2}U_0}, \quad (8)$$

где: Ω_0 – угловая скорость вращения ротора-завихрителя; d_0 – диаметр лопастей завихрителя.

Вне зависимости от особенностей завихрителей через определенное расстояние от входа вследствие вязкой диффузии и турбулентной диссипации энергии в закрученном потоке формируется “естественный” профиль скорости. Тангенциальная составляющая скорости закрученного потока вблизи оси вращения соответствует закону вращения твердого тела (“квazitвердое вращение”), а в периферийной – к закону постоянства циркуляции (“квазипотенциальное вращение”) [11].

Тогда из (1), (2) для установившегося потока в цилиндрической системе координат [14] получим уравнение:

$$\frac{\partial^2 U_\varphi}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial U_\varphi}{\partial r} - \frac{U_\varphi^2}{r^2} = 0. \quad (9)$$

С решением:

$$U_\varphi(r)\Omega_0 r = \begin{cases} 1, & r \leq \frac{d_0}{2} \\ \frac{\left(\frac{D_0}{2r}\right)^2 - 1}{\left(\frac{D_0}{d_0}\right)^2 - 1}, & r \geq \frac{d_0}{2} \end{cases}, \quad (10)$$

Расположение границы r^* между зонами как обычно определяется по максимуму тангенциальной скорости, т.е. соответствует радиусу завихрителя.

Приняв ряд условий [14, 15], например, на стенке пылесосадной камеры вместо условия прилипания задать условие скольжения. Уточнённое уравнение (7) для тангенциальной скорости воздушного потока имеет вид:

$$U_\varphi(r)\Omega_0 r = \begin{cases} 1, & r \leq \frac{d_0}{2} \\ \frac{\left(\frac{D_0}{2r}\right)^2 \left(1 - \gamma \frac{d_0}{D_0}\right) - \left(1 - \gamma \frac{D_0}{d_0}\right)}{\left(\frac{D_0}{d_0}\right)^2 - 1}, & r \geq \frac{d_0}{2} \end{cases}, \quad (11)$$

где: γ – коэффициент, характеризующий влияние конструкции стенки камеры на затухание скорости вне зоны “квazitвердого вращение” ($\gamma=0$ отвечает условию прилипания на стенке, $\gamma=1$ – отвечает “идеальному скольжению”).

Вторым этапом моделирования есть построение модели движения дисперсной фазы в запылённом воздушном потоке и определение осевых и тангенциальных составляющих скорости.

Принято уравнение движения частиц дисперсной фазы пренебрегая их взаимодействием друг с другом [15]:

$$\frac{d\bar{W}}{dt} + (\bar{W}, \nabla)\bar{W} = \frac{\bar{F}}{m_s}, \quad (12)$$

где: \bar{F} – сила, действующая на частицу (которая равна сумме центробежной силы и силы сопротивления среды); $m_s = \frac{4\pi r_s^3 \rho_s}{3}$ – масса дисперсной ча-

стицы; ρ_s – плотность; r_s – эквивалентный радиус дисперсной частицы.

Откуда вытекает уравнение для радиальной координаты частицы:

$$\frac{d^2 r}{dt^2} = -\xi \frac{3}{8} \frac{\rho}{\rho_s r_s} \left(\frac{dr}{dt}\right)^2 + r \cdot \Omega_0^2. \quad (13)$$

При этом скорость частицы будет:

$$W_r = \frac{r_0}{2} \frac{\beta - 1}{\beta} \left\{ e^{(\beta-1)\frac{t}{2\tau}} - e^{-(\beta-1)\frac{t}{2\tau}} \right\}. \quad (14)$$

После того, как на них начинает действовать увлекающая сила воздушного потока, направленная радиально к оси и продолжает действовать радиально направленная от оси центробежная сила. Получено уравнение для радиальной составляющей скорости частиц дисперсной фазы на участке зоны доочистителя:

$$\frac{dW_r}{dt} = -\xi \frac{3}{8} \frac{\rho}{\rho_s r_s} (W_r - U_r)^2 + \frac{W_\varphi^2}{r}, \quad (15)$$

где: $U_r = \frac{(D_0^2 - D_d^2)U_0}{8rl_0}$ – скорость воздушного потока; l_0 – ширина доочистителя.

Из уравнения (15) получим радиальную составляющую скорости частиц дисперсной фазы:

$$\frac{d^2 r}{dt^2} = -\xi \frac{3}{8} \frac{\rho}{\rho_s r_s} \left(\frac{dr}{dt} - U_r\right)^2 + r \cdot \Omega_0^2. \quad (16)$$

Также принято условие, например, частицы равномерно распределены на входе по сечению потока. Эффективность отделения дисперсных частиц в процессе предварительной очистки определяться выражением [16, 17]:

$$\eta = 1 - \frac{2 \frac{1}{\Omega_0^2} \frac{U_0}{l_0 \tau}}{\left[\left(1 + \frac{1}{\beta}\right) e^{(\beta-1)\frac{L_0}{2\tau U_0}} + \left(1 - \frac{1}{\beta}\right) e^{-(\beta-1)\frac{L_0}{2\tau U_0}} \right]^2}. \quad (17)$$

Концентрация частиц по длине камеры:

$$n(x) = n_0 \frac{2 \frac{1}{\Omega_0^2} \frac{U_0}{l_0 \tau}}{\left[\left(1 + \frac{1}{\beta}\right) e^{(\beta-1)\frac{L_0}{2\tau U_0}} + \left(1 - \frac{1}{\beta}\right) e^{-(\beta-1)\frac{L_0}{2\tau U_0}} \right]^2}, \quad (18)$$

где: n_0 – начальная концентрация частиц.

На рис. 1 представлены зависимости коэффициента очистки разработанного циклона от размеров частиц дисперсной фазы.

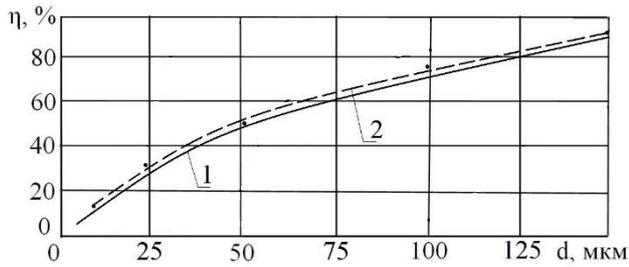


Рис. 1. Зависимости коэффициента очистки разработанного циклона от диаметра дисперсных частиц: 1 – ——— теоретические исследования; 2 – - - - экспериментальные исследования; при $\omega = 1000$ об/мин; $V = 6$ м/с; $N = 6$ шт; $\alpha = 20^\circ$; $b = 15$ мм; $h = 1$ мм

Fig. 1. Dependence of the cleaning rate of the developed cyclone to the diameter of dispersed particles:

Расхождение теоретических исследований и результатов экспериментов не превышает 5%.

Таким образом из предложенных алгоритмов расчета осевой и тангенциальной скоростей следует, что частицы с большим диаметром движутся в воздухоочистителе вначале в ламинарном режиме, а по мере разгона могут перейти в турбулентный режим обтекания. Однако оценки показывают, что для рассматриваемого воздухоочистителя практически частицы любого диаметра не успевают достаточно разогнаться и движутся в режиме близком к ламинарному.

Дополнительным рабочим органом разработанного циклона является многодисковый доочиститель [2]. Устройство состоит из многоярусных дисков, которые имеют отверстие внутри и расположены на расстоянии. Доочистка запыленного воздушного потока происходит за счет образованного давления между близкорасположенными дисками. При этом вращение дисков обеспечивает отбрасывание дисперсных частиц в зону улавливания.

Радиальная составляющая скорости между дисками доочистителя определяется выражением [18-20]:

$$U = \frac{(D_0^2 - D_d^2)U_0}{8R(n-1)h}, \quad (19)$$

где: n – число дисков доочистителя, h – зазор между дисками; D_0 , U_0 – диаметр пылесосаочной камеры и осевая скорость потока в ней, D_d – диаметр центрального отверстия доочистителя.

Чтобы течения остался ламинарным нужно ограничить скорость вращения дисков, увеличивая их число:

$$N = 1 + \frac{(D_0^2 - D_d^2)U_0}{8R\nu} \frac{1}{\text{Re}}, \quad (20)$$

где: $\text{Re} < 2300$ соответствует ламинарному течению.

В оптимальной конструкции доочистителя диаметр центрального отверстия должен быть выбран так, чтобы с одной стороны уменьшить скорость потока через зазоры между дисками, а с другой стороны исключить попадание частиц в цен-

тральное отверстие:

$$D_d \approx D_0 \sqrt{\frac{\frac{U_0}{\Omega_1^2 l_0 \tau}}{2 + \frac{U_0}{\Omega_1^2 l_0 \tau}}}, \quad (21)$$

где: Ω – угловая скорость вращения дисков, l_0 – ширина доочистителя.

На рис. 2 представлены зависимости коэффициента очистки от диаметра внутреннего отверстия дисков доочистителя.

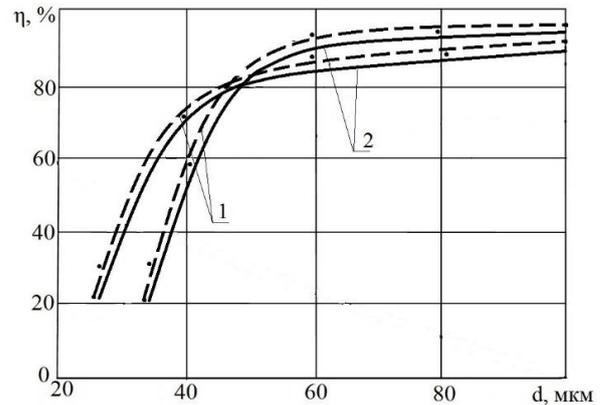


Рис. 2. Зависимости коэффициента очистки от диаметра внутреннего отверстия дисков доочистителя при: 1 – - - - экспериментальные исследования $D_d = 0,04$ м; 2 – ——— теоретические исследования $D_d = 0,02$ м ($V=6$ м/с; $\omega = 1000$ об/мин; $N = 6$ шт; $h = 1$ мм; $\alpha=20^\circ$; $b = 15$ мм; $l_0 = 0,02$ м)

Fig. 2. Presents the dependence of the coefficient of purification on the diameter of the inner hole of disc cleaner for

Анализом зависимостей установлено что многодисковый доочиститель улавливает дисперсную фазу различных размеров $d = 30-100$ мкм, а максимальная эффективность процесса очистки воздушного потока $\eta = 87...93\%$ получена при диаметре внутреннего отверстия $D_d = 0,02-0,04$ м.

ВЫВОДЫ

1. В результате проведенных исследований выявлена реальная возможность моделирования динамики двухфазных потоков в разработанном циклоне зерновых сепараторов. Результатом моделирования стала интенсификация процесса очистки запыленного воздушного потока циклоном путем отделения частиц дисперсной фазы с последующим отводом в пылесосаочную камеру.

2. Анализом результатов математического моделирования установлены: средняя скорость воздушного потока на входе 6–13 м/с, ширина открытого жалюзи $b=12-18$ мм, угол наклона лопастей вентилятора завихителя $\alpha = 20^\circ-23^\circ$, расстояние между дисками доочистителя $h = 0,8-1,2$ мм; количество дисков доочистителя $N = 5-7$ шт, диаметр центрального отверстия доочистителя $D_d = 0,2-0,4$ м. Исследованиями установлено, что эффективность очистки запыленного воздушного потока разработанного циклона составляет $\eta = 87...90,8\%$.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Тищенко Л.Н., Харченко С.О., Гаек Е.А. 2014.** К построению математической модели динамики запыленного воздушного потока в разработанном циклоне. MOTROL. Commission of Motorization and Energetics in Agriculture. Vol. 16. No 7. 42-46.
2. **Харченко С.О., Гаек Е.А. 2013.** Способ повышения эффективности процесса очистки воздушного потока и разработка циклона аспирационных систем зерноочистительных машин Вестник ХНТУСГ «Механизация сельскохозяйственного производства». Вып. 135. 87-92. (Украина).
3. **Тищенко Л.М., Харченко С.О., Борщ Ю.П., Гаек Е.А. 2013.** Пат. на кор. мод. України 103446, ЦИКЛОН; В04С 3/00 Бюл. №19, 3.
4. **Сугак А., Сугак Е. 2012.** Центробежные пылеуловители и классификаторы. Моделирование, расчет «LAP Lambert Academic Publishing GmbH & Co», 226.
5. **Седов Л.И. 1976.** Механика сплошных сред. М. Наука. Вып.1, 536.
6. **Тищенко Л. Н., Харченко С.А. 2013.** К применению методов механики сплошных сред для описания движения зерновых смесей на виборешотах. MOTROL. Motorization and power industry in agriculture. Vol. 14 . No 4. 28-31.
7. **Лойцянский Л. Г. 1987.** Механика жидкости и газа, 6 изд. М.: Наука, 205.
8. **Седов Л.И. 1976.** Механика сплошных сред. – М.: Наука, 536.
9. **Шлихтинг Г. 1962.** Возникновение турбулентности, пер. с нем., М.: Наука, 305.
10. **Ландау Л. Д., Лифшиц Е. М. 1988.** Гидродинамика. – Издание 4-е, стереотипное. – М.: Наука. 736
11. **Hewitt, D., Hall-Taylor N. 1974.** Кольцевые двофазные течения. -М.: Энергия, 408.
12. **Платонов Д.В., Минаков А.В., Дектерев А.А., Сентябов А.В. 2013.** Численное моделирование пространственного течения с закруткой потока // Модели в физике и технологии, Т.5, № 4. 635-648.
13. **Чорний Г.Г. 1988.** Газовая динамика. – Москва: Наука, 424.
14. **Харченко С.О., Гаек Е.А. 2014.** К построению математической модели поля скоростей несущей фазы в рабочей зоне прямооточного циклона. Вестник ХНТУСГ Современные направления технологии и механизации процессов перерабатывающих и пищевых производств. Вып. 152. 114-119.
15. **Пышноград И.Г., Алтухов Ю.А., Кошелев К.Б. 2012.** Гидродинамическое моделирование течения сплошной среды на основе мезоскопического подхода на примере каналов с заданной микрогеометрией поверхности стенок. – Пермь: Издательство Пермского государственного технического университета. 7-8.
16. **Сугак Е.В. 1982.** Разработка и исследование конденсационного центробежного сепаратора. Дисс. канд. техн. наук. 147.
17. **Харченко С.О., Гаек Е.А. 2014.** К построению математической модели поля скоростей дисперсной фазы запыленном воздушном потоке. Вибрации в технике и технологиях – 2014. №1(73). 44-49. (Украина).
18. **Харченко С.О., Гаек Е.А. 2015.** К построению математической модели динамики запыленного воздушного потока в зоне доочистителя разработанного прямооточного циклона. Вестник ХНТУСГ «Механизация сельскохозяйственного производства». Вып. 135. 237-242. (Украина).
19. **Цаплин М.И. 1977.** К расчету течения среды в зазоре между вращающимся диском и неподвижной ограничивающей стенкой. Инженерно-физический журнал. Т.32. – №3. 435-442.
20. **Тарг С.М. 1995.** Краткий курс теоретической механики. М.: Высшая школа, 416.

THE ALGORITHM OF MATHEMATICAL
MODELING OF DISPERSED PHASE PARTICLES
OF DUSTY AIR FLOW

Summary. The analysis of the known research aimed at improving the efficiency of the cleaning process of the air flow, the improvement collectors devices installed in the following ways: the intensification of distribution of particles in the flow; optimization of technological parameters; separation of flow; the change of shape of structural elements ; application of additional structural elements, changing the trajectory of the flow; the application of the additional airflow, fluid, acoustic, or electromagnetic fields; the circulation of the dust-laden stream; using the intermediate selection with partitions, curved surfaces, blinds and holes; the regulation of the selection and the subsequent removal of trapped particles; applying a lot stage dust collectors, which are arranged in series, in parallel or are connected to the battery; a combination of devices of different principles of action. The constructive scheme of the developed system with a lot disc cleaner includes: a cylindrical housing, buttress; tree; swirl; a lot plate cleaner; motor; louvered separator; please don chamber; a rotary shutter. The paper presents approaches to mathematical modeling of the process of cleaning dust laden air flow from the dispersed phase particles in the grain developed by cyclone separators. The problem is solved in three stages: study of the dynamics of the carrier phase of the air flow; modeling the velocity field of the dispersed phase and the study of the process of purification in operating area a lot disk cleaner. The resulting algorithm of simulation of dynamic parameters of the cleaning process of the air flow helping to improve the efficiency of dust-catching device of grain-cleaning machines.

Key words: the cyclone, the air flow components of the velocity, the dispersed phase, the cleaning rate.

СОДЕРЖАНИЕ

<i>Олег Тришевский, Николай Салтавец.</i> АНАЛИЗ ТЕПЛООВОГО СОСТОЯНИЯ ПОЛОСОВОГО МЕТАЛЛА И ВАЛКОВ ПРИ ПРОКАТКЕ ГОРЯЧЕКАТАНОГО ЛИСТА.....	3
<i>Андрей Палий.</i> ИССЛЕДОВАНИЕ ДОИЛЬНОЙ РЕЗИНЫ НА ОСНОВЕ ПРИМЕНЕНИЯ ИННОВАЦИОННЫХ ТЕХНОЛОГИЙ.....	9
<i>Sergii Luzan, Alexander Sidashenko.</i> THE STUDY OF POSSIBLE APPLICATION OF PLASMA ALUMINA COATING ON MACHINE PARTS	15
<i>Сергей Шевченко.</i> ОПТИМИЗАЦИЯ ПАРАМЕТРОВ АЛГОРИТМА АКУСТИКО-ЭМИССИОННОГО ДИАГНОСТИРОВАНИЯ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ.....	19
<i>Виктор Войтов, Богдан Цымбал.</i> ФИЗИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ ТРЕНИЯ И ИЗНАШИВАНИЯ ТРИБОСИСТЕМ ЭКСТРУДЕРОВ ЕВ-350 И ЕВ-350М.....	27
<i>Роман Шевчук, Виктор Шевчук, Олег Сукач.</i> ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТЬ И ЭНЕРГОЕМКОСТЬ ВАЛЬЦЕВОЙ ПЛЮЩИЛКИ СЕМЯН МАСЛИЧНЫХ КУЛЬТУР.....	37
<i>Роман Гутянский, Оксана Панкова, Алла Фесенко, Валентина Безпалько.</i> ФОРМИРОВАНИЕ УРОЖАЙНОСТИ СОИ В МЕТЕОРОЛОГИЧЕСКИХ УСЛОВИЯХ ВОСТОЧНОЙ ЛЕСОСТЕПИ УКРАИНЫ.....	43
<i>Александр Аникеев, Михаил Цыганенко, Кирилл Сыровицкий, Алина Коваль.</i> К ВОПРОСУ ПОВЫШЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОЙ ПРОЦЕССА УБОРКИ УРОЖАЯ КУКУРУЗЫ ПУТЕМ ВНЕДРЕНИЯ ЭЛЕМЕНТОВ АГРОЛОГИСТИКИ.....	49
<i>Василий Ольшанский, Александр Ольшанский, Максим Слипченко, Сергей Харченко.</i> О СКОРОСТИ ДВИЖЕНИЯ СЕПАРИРУЕМОЙ ЗЕРНОСМЕСИ В ЦИЛИНДРИЧЕСКОМ ВИБРОРЕШЕТЕ.....	55
<i>Юрий Борщ, Тарас Щур.</i> ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ ПСЕВДО-ОЖИЖЕННИЯ ЗЕРНОВЫХ СМЕСЕЙ.....	61
<i>Дмитрий Кашин.</i> К ИССЛЕДОВАНИЮ ДВИЖЕНИЯ ТРАКТОРА С БУКСОВАНИЕМ И КИНЕМАТИЧЕСКИМ НЕСООТВЕТСТВИЕМ.....	67
<i>Иван Колесник.</i> КРИТЕРИИ И ОЦЕНОЧНЫЕ ПОКАЗАТЕЛИ МАНЕВРЕННОСТИ ТРАКТОРА НА ТРАНСПОРТНЫХ РАБОТАХ.....	75
<i>Евгений Гаек.</i> АЛГОРИТМ МАТЕМАТИЧЕСКОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ ЧАСТИЦ ДИСПЕРСНОЙ ФАЗЫ ЗАПЫЛЁННОГО ВОЗДУШНОГО ПОТОКА.....	81

List of the Reviewers

- | | | | |
|----|--------------|-----|----------------|
| 1. | V. Pastuhov | 7. | I. Bojko |
| 2. | V. Voytov | 8. | N. Kyryenko |
| 3. | O. Bohomolov | 9. | A. Kozachenko |
| 4. | M.Remarchuk | 10. | V. Melnuk |
| 5. | A. Lebedev | 11. | Ya. Semen |
| 6. | N. Gorin | 12. | O. Zavgorodnyy |

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 2,3 (September 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.