

Commission of Motorization and Energetics in Agriculture Polish Academy of Sciences Branch  
in Lublin

National University of Life and Environmental sciences of Ukraine in Kiev National Academy of Nature

Protection and Resort Building in Simferopol Lviv National Agrarian University in Dublany Mykolayiv

State Agrarian University of Engineering and Economics in Rzeszów

# MOTROL

COMMISSION OF MOTORIZATION AND ENERGETICS  
IN AGRICULTURE

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

Vol. 14, No 3

LUBLIN – KIEV – SIMFEROPOL – MYKOLAYIV – LVIV – RZESZÓW

2012

**Editor-in-Chief:** Eugeniusz Krasowski **Assistant Editor:** Wojciech Tanaś

### **Associate Editors**

1. Agricultural machinery: *Valeriy Dubrovin*, Kiev, *Mariusz Szymanek*, Lublin
2. Machinery of agri-food industry: *Leszek Mościcki*, Lublin
3. Energetics: *Iliia Nikolenko*, Simferopol, *Janusz Wojdalski*, Warszawa
4. Land management: *Karol Noga*, Kraków, *Roman Kodaj*, Rzeszów
5. Urban planning, architecture and geodesy: *Michał Proksa*, Rzeszów, *Lech Lichołaj*, Rzeszów

### **Editorial Board** Andrzej Ambrozik, Kielce, Poland

Dariusz Andrejko, Lublin, Poland	Leszek Mościcki, Lublin, Poland
Andrzej Baliński, Kraków, Poland	Janusz Mysłowski, Szczecin, Poland
Volodymyr Bulgakow, Kiev, Ukraine	Ignacy Niedziółka, Lublin, Poland
Zbigniew Burski, Lublin, Poland	Iliia Nikolenko, Simferopol, Ukraine
Karol Cupiał, Częstochowa, Poland	Paweł Nosko, Lugansk, Ukraine
Aleksandr Dashchenko, Odessa, Ukraine	Gennadij Oborski, Odessa, Ukraine
Kazimierz Dreszer, Lublin, Poland	Yurij Osenin, Lugansk, Ukraine
Valeriy Dubrovin, Kiev, Ukraine	Marian Panasiewicz, Lublin, Poland
Valeriy Dyadychev, Lugansk, Ukraine	Sergiej Pastushenko, Mykolayiv, Ukraine
Dariusz Dziki, Lublin, Poland	Iwan Rohowski, Kiev, Ukraine
Sergiej Fedorkin, Simferopol, Ukraine	Józef Sawa, Lublin, Poland
Jan Gliński, Lublin, Poland	Povilas A. Sirvydas, Kaunas, Lithuania
Jerzy Grudziński, Lublin, Poland	Wołodymyr Snitynskiy, Lviv, Ukraine
Bohdan Hevko, Ternopil, Ukraine	Jerzy Sobczak, Kraków, Poland
Aleksandr Hołubenko, Lugansk, Ukraine	Stanisław Sosnowski, Rzeszów, Poland
Marek Idzior, Poznań, Poland	Ludvikas Spokas, Kaunas, Lithuania
L.P.B.M. Jonssen, Groningen, Holland	Jarosław Stryczek, Wrocław, Poland
Stepan Kovalyshyn, Lviv, Ukraine	Aleksandr Sydorhuk, Kiev, Poland
Józef Kowalczyk, Lublin, Poland	Viktor Tarasenko, Simferopol, Ukraine
Elżbieta Kusińska, Lublin, Poland	Giorgiy F. Tayanowski, Minsk, Bielarus
Janusz Laskowski, Lublin, Poland	Henryk Tylicki, Bydgoszcz, Poland
Nikołaj Lubomirski, Symferopol, Ukraine	Denis Viesturs, Ulbrok, Latvia
Kazimierz Lejda, Rzeszów, Poland	Dmytro Voytiuk, Kiev, Ukraine
Dmytro Melnychuk, Kiev, Ukraine	Janusz Wojdalski, Warszawa, Poland
Maksym Melnychuk, Kiev, Ukraine	Anatoliy Yakovenko, Odessa, Ukraine
Jerzy Merkisz, Poznań, Poland	Oleg Zaitsev, Symferopol, Ukraine
Ryszard Michalski, Olsztyn, Poland	Tadeusz Złoto, Częstochowa, Poland
Aleksandr Morozov, Simferopol, Ukraine	

All the scientific received positive evaluations by independent reviewers

Linguistic consultant: Valeriy Dubrovin

Typeset: Hanna Krasowska-Kołodziej, Robert Kryński, Ivan Rohowski

Cover design: Hanna Krasowska-Kołodziej

Commission of Motorization and Energetics in Agriculture Wielkopolska Str. 62, 20-725 Lublin, Poland  
e-mail: eugeniusz.krasowski@up.lublin.pl ISSN 1730-8658

© Copyright by Commission of Motorization and Energetics in Agriculture  
© Copyright by National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine In Kiev  
© Copyright by Lviv National Agrarian University in Dublany  
© Copyright by Mykolayiv State Agrarian University  
© Copyright by National Academy of Nature Protection and Resort Building in Simferopol  
© Copyright by University of Engineering and Economics in Rzeszów

Edition 200+16 egz. Ark. Druku

**1 сентября 2012 года**  
**Проректору по вопросам образования**  
**Варшавского университета наук про жизнь,**  
**профессору, доктору наук**  
**Богдану Клепацки**  
было присвоено почетное звание  
*«Почетный профессор Национального университета биоресурсов  
и природопользования Украины»*



*В торжественной обстановке с присвоением звания поздравил ректор Национального университета биоресурсов и природопользования Украины, Герой Украины, доктор биологических наук, профессор, академик **Дмитрий Алексеевич Мельничук***

## TECHNICAL STANDARD FOR RAPESEED OILS AS A FUEL

Petr Jevič,

Research Institute of Agricultural Engineering, p.r.i. (VÚZT, v.v.i.), Drnovská 507,  
161 01 Prague 6, Czech Republic

Department of Technological Equipment of Buildings, Faculty of Engineering,  
Czech University of Life Sciences in Prague (ČZU), Kamýcká 129, 161 12 Prague 6,  
Czech Republic

Valerij O. Dubrovin

National of Life and Environmental Sciences of Ukraine, Heroyv oborony street, 15,  
Kiev, 03041, Ukraine

Eugeniusz Krasowski,

Commission of Motorization and Power Industry in Agriculture Polish Academy of  
Sciences Branch in Lublin

Wielkopolska Str. 62, Lublin, Poland

**Sammury.** To assess effect of production process for standardized properties the samples were taken-off from the six referential decentralized and one industrial production plants for rapeseed oils. Their properties limited by technical standard for rapeseed oils as a fuel were determined in laboratory. Further the long-term investigation of oxidation stability change was started in storage trial of rapeseed oils with additive of 200, 400 and 600 ppm of antioxidant Baynox. The results have shown that critical points of that process of rapeseed oils acquisition are contamination by the ash-producing elements, i.e. phosphorus, magnesium, calcium and total pollution. Not only in hot pressing but also in the double-stage cold pressing of rapeseed it is necessary reduction of the ash-producing elements through other technological operations as degumming, neutralization, bleaching. It is always necessary to provide security stage of filtration before distribution for maximum particles size of 1  $\mu\text{m}$ . It had been proved the unambiguously positive effect of the antioxidation additive Baynox, when 200 ppm addition caused increasing of the oxidation stability of rapeseed oil grown at least 6 hours immediately after pressing from 8 hours to 9.05 hours and after 270 days it decreased to 6 hours. The monitoring brought the necessary knowledge for the process of the rapeseed oils acquisition optimization and their distribution for motor application. The monitoring also is a basis for establishing of necessary controlling of the rapeseed oils production quality.

**Key words:** technical standard, rapeseed oil, fuel.

### INTRODUCTION

The number of decentral oil mills is increasing rapidly. The rapeseed oil can be also utilized as a fuel for modified diesel engines. For a reliable operation of adapted diesel engines, the rapeseed oil fuel has to fulfil special quality requirements, which are defined in the technical standard [1, 2, 3, 4]. It was the purpose of this work to investigate influences of the whole production process on rapeseed oil fuel properties. To survey the rapeseed oil quality, available on the market, oil samples

were periodically taken from several oil mills and analysed.

### OBJECTS AND METHODS

In order to determine and compare the quality of rapeseed oils, there were taken out the testing batches from six decentralized production units and one industrial oil plant (see Table 1). The subsequent analyses of testing samples have been carried out by the method enabling the comparison with specification of required limit values of technical standard ČSN

65 6516 „Fuels for vegetable oil compatible oil“ [5].  
combustion engines – Fuel from rapeseed

**Table 1.** Characteristics of test samples collection of rapeseed oils and scope of made analyses

Performance in rapeseed oil	Characteristics of oil pressing and treatment		Sample number	Analysis in laboratory	Analysis in accredited laboratory
190 kg.h <sup>-1</sup>	one-stage cold, filtration with manual cleaning and filter fabric		1	density (15 °C) water content acidity number total content of impurities phosphorus content Mg+Ca content iodine value oxidation stability	all parameters pursuant to ČSN 65 6516 without ability of ignition
340 kg.h <sup>-1</sup>	one-stage cold, sheet automatic filter		2		as the sample 1
310 kg.h <sup>-1</sup>	two-stage cold, sheet automatic filter		3		-
410 kg.h <sup>-1</sup>	two-stage cold, sheet automatic filter		4		-
530 kg.h <sup>-1</sup>	two-stage cold, sheet automatic filter		5		-
530 kg.h <sup>-1</sup>	two-stage cold, whitening sheet automatic filters		6		as the sample 1
930 kg.h <sup>-1</sup>	hot, removal of mucus and neutralization, sheet automatic filter		7		-
11700 kg.h <sup>-1</sup>	pressing and extraction	degumming	8	water content acidity number P-content oxidat. stability	-
		whitening	9		-
		refinement	10		-

## RESULTS AND DISCUSSION

The measured characteristics have shown the great difference in quality of testing samples (see Fig. 1 – 8). In all manufacturing plants there was processed rapeseed, which fulfilled the qualitative purchase conditions. It helped as well to ensure in decisive extent the meeting of demands for water content, acidity number and oxidative stability in assessed oil plants. However, to the critical points in the process of rapeseed oil obtaining, belong the contamination by phosphorus, metals of second

group (magnesium and calcium) and total content of contamination from rapeseed solid residues. The consequential detailed investigation of reasons of this state enabled to determine the factors, which caused this contamination. Therefore, it is possible to state as follows:

- Behind the one-stage cold pressing of rapeseed, which decreased the level of contamination caused by phosphorus, magnesium and calcium under limit values of technical standard ČSN 65 6516 [5], it is necessary to place the second safety degree of

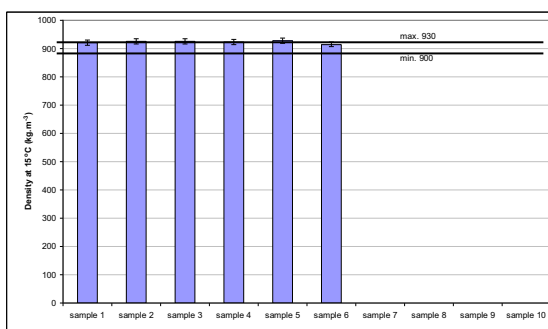
filtration with filtration ability of particles in line filter max. 1  $\mu\text{m}$ .

- The two-stage cold pressing and also hot pressing, resp. industrial processing with extraction, is always connected with content of phosphorus and very often also magnesium and calcium in rapeseed oil over limit values. Therefore, it must always follow the removal of mucus, eventually neutralization or other operations, e.g. whitening or filtration through hydrophobic membranes, which however lead to cost increase and that's why it is necessary to select them carefully. In respect to removal of mucus, besides of conventional procedures, it is possible to recommend so-called „superdegumming“. Before, there are combined the acid and water and thereby comes not only to high grade of phospholipide separation, but also to considerably lesser occurrence of water. It can be applied Total Degumming Process, which can be used not only for raw oils, but also for oils with mucus removed by water and it is based, in principle, on addition of acid and lye

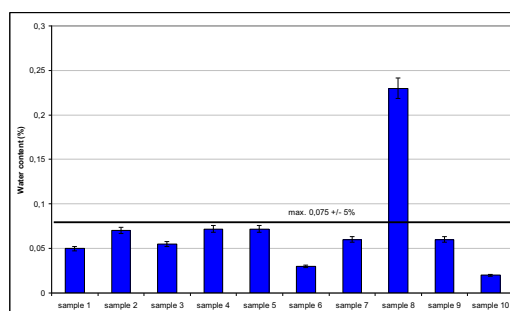
with consecutive separation. During this process the phospholipides are almost completely taken away. It is also possible to use the enzymatic process for removal of mucus „EnzyMax Degumming“.

Oxidation stability is other important indicator determining suitability of rapeseed oil utilization as a fuel from the storage point of view and with it related degradation. The continuous of rapeseed oils storage test with preparation Baynox 200, 400 a 600 ppm in PVC vessels with access of air and stored in unheated room illuminated only by daily light in the course of 420 days is shown on fig. 9.

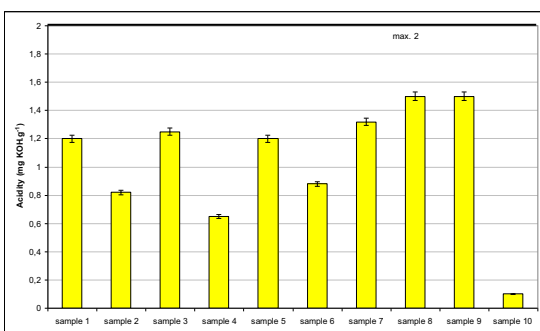
Monitoring brought the essential evidences and knowledge for optimalization of rapeseed oils obtaining and their distribution as the motor fuels. It forms also the starting basis for creation of necessary quality assessment. Its implementation into practice represents necessary condition for maintenance of stable and high quality of motor fuel manufactured from the rapeseed oil.



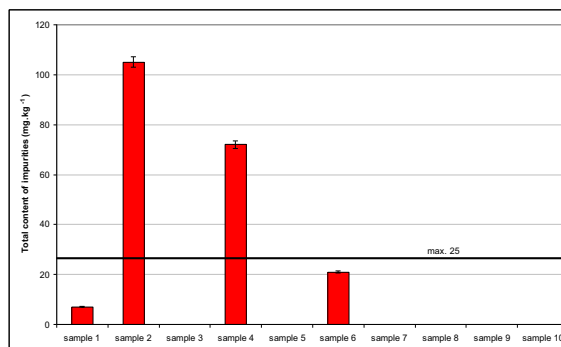
**Fig. 1.** Density of rapeseed oils test samples



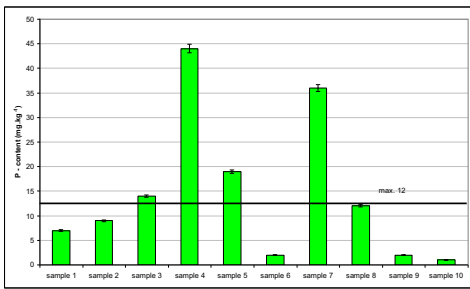
**Fig. 2.** Water content in rapeseed oils test samples



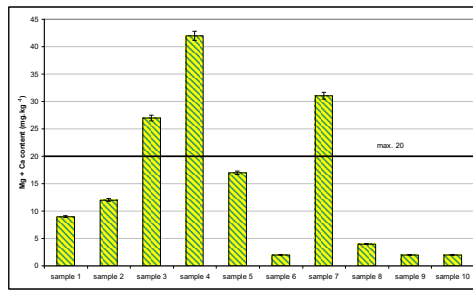
**Fig. 3.** Acidity number of rapeseed oils samples



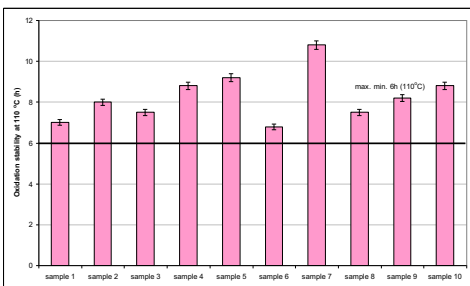
**Fig. 4.** Total content of impurities in test rapeseed oils test samples



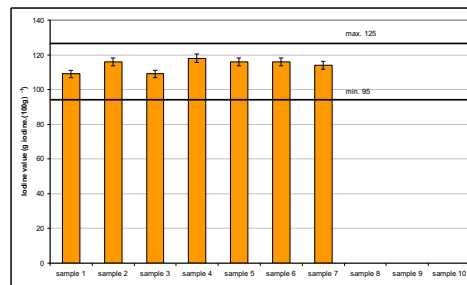
**Fig. 5.** P - content in rapeseed oils test samples



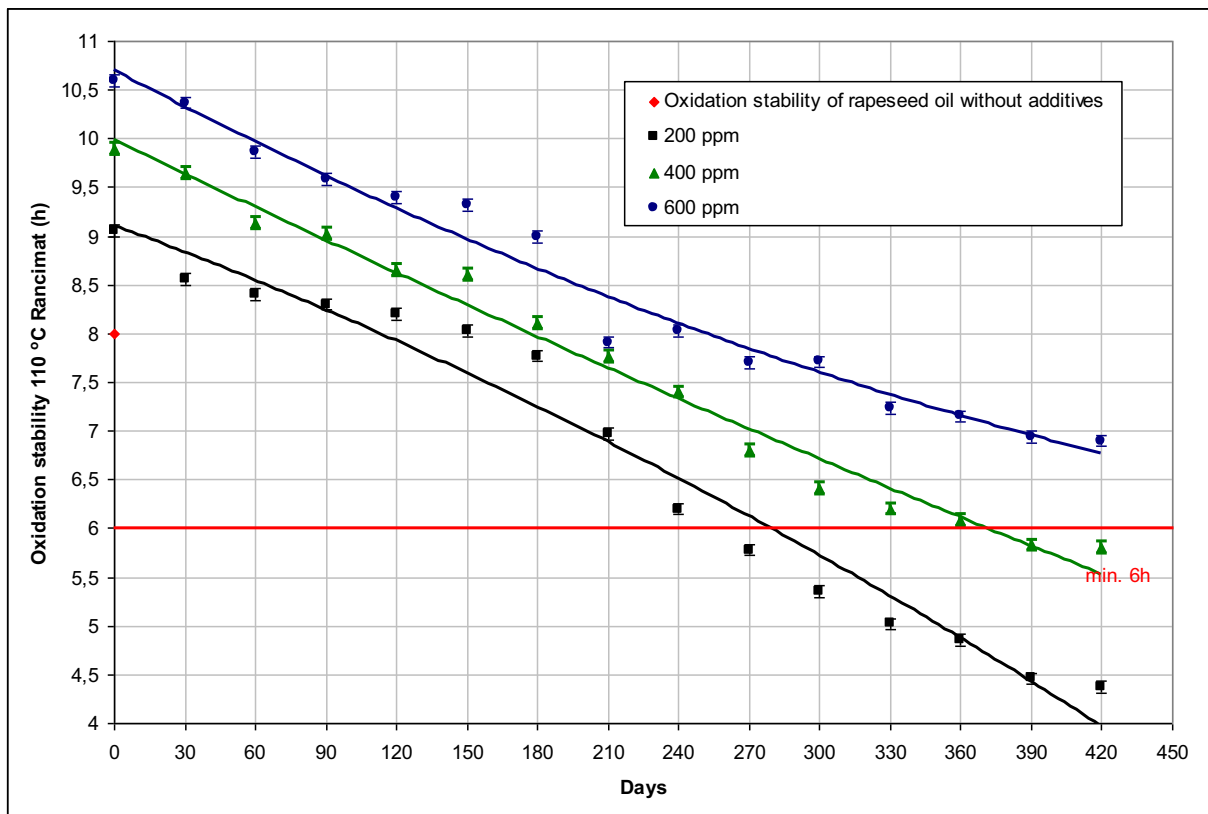
**Fig. 6.** Mg+Ca metal content (II. group) in rapeseed oils test samples



**Fig. 7.** Oxidation stability of rapeseed oils test samples



**Fig. 8.** Iodine value of rapeseed oils test samples



**Fig. 9.** Relations among oxidation stability of rapeseed oils with 200, 400 and 600 mg.kg<sup>-1</sup> antioxidative additive Baynox, its quality correspond to the sample No. 2 taken in conformity with data in tab. 1

## CONCLUSIONS

To assess effect of production process for standardized properties the samples were taken-off from the six referential decentralized and one industrial production plants for rapeseed oils. Their properties limited by technical standard for rapeseed oils as a fuel were determined in laboratory. Further the long-term investigation of oxidation stability change was started in storage trial of rapeseed oils with additive of 200, 400 and 600 ppm of antioxidant Baynox. The results have shown that critical points of that process of rapeseed oils acquisition are contamination by the ash-producing elements, i.e. phosphorus, magnesium, calcium and total pollution. Not only in hot pressing but also in the double-stage cold pressing of rapeseed it is necessary reduction of the ash-producing elements through other technological operations as degumming, neutralization, bleaching. It had been proved the unambiguously positive effect of the antioxidation additive Baynox, when 200 ppm addition caused increasing of the oxidation stability of rapeseed oil grown at least 6 hours immediately after pressing from 8 hours to 9.05 hours and not until after 270 days decreased under limit value 6 hours. With using of addition 400 ppm Baynox decreased oxidation stability under 6 hours not until after 390 days of storage. With addition 600 ppm Baynox the oxidation stability of rapeseed oil even after 510 days of storage makes 6.5 hours. The monitoring brought the necessary knowledge for the process of the rapeseed oils acquisition optimization and their distribution for motor application. The monitoring also is a basis for establishing of necessary controlling of the rapeseed oils production quality.

The work comprises partial results of the research project of the Ministry of Agriculture of the Czech Republic 0002703102 – Part 5: Technological processes of sustainable production and utilization of bio-raw materials and energy carrier of new generation with

respect to food security and global market with relevant products.

## REFERENCES

1. DIN V 51605 “Kraftstoffe für pflanzenölaugliche Motoren – Rapsölkraftstoff – Anforderungen und Prüfverfahren, Juli 2006
2. REMMELE, E. Herstellung von Rapsölkraftstoff in dezentralen Ölgewinnungsanlagen. I. Auflage. Gülzow, Fachagentur Nachwachsende Rohstoffe e.V. November 2007. 83 s.
3. JEVIČ, P., ŠEDIVÁ, Z., PŘIKRYL, M. Monitoring of winter rape variety composition quality for raw material utilization. In: Trends in Agricultural Engineering 2007 (3<sup>rd</sup> International Conference TAE). Czech university of Life Science Prague, 2. – 14.9.2007, s. 189 – 194
4. REMMELE, E., GASSNER, T., STOTZ, K. Quality assurance for rapeseed oil fuel DIN V 51605 from small scaled oil mills. In: Status and perspectives of sustainable development of biogenic fuel. Proceedings of the 8<sup>th</sup> international seminar, Techagro 2008, Brno, s. 66 – 75
5. ČSN 65 6516 “Automotive fuels – Fuels for vegetable oil compatible combustion engines – Fuel from rapeseed oil – Requirements and test methods (Motorová paliva – Řepkový olej pro spalovací motory na rostlinné oleje – Technické požadavky a metody zkoušení). December 2007.

ТЕХНИЧЕСКИЙ СТАНДАРТ  
ДЛЯ РАПСОВОГО МАСЛА  
КАК ТОПЛИВА

**Аннотация.** Обоснована целесообразность разработанного технического стандарта для дизельных масел, получаемых из семян рапса.

**Ключевые слова:** технический стандарт, рапсовое масло, топливо.



## ПРОИЗВОДСТВО ЭНТОМОЛОГИЧЕСКОГО ПРЕПАРАТА ТРИХОГРАММЫ

Валерий Дубровин, Геннадий Голуб, Олег Марус

Национальный университет биоресурсов и природопользования Украины  
Украина, г. Киев, ул. Героев Оборона, 15

**Аннотация.** Биотехнологический процесс производства энтомологического препарата трихограммы состоит из операций, что касаются хозяина трихограммы: подготовка и заражение зерна; его увлажнение та перемешивание; загрузка в бокс; получение мотыльков и яиц зерновой моли; очистка и хранение яиц зерновой моли; утилизация отходов производства та операций, которые используют при разведении самой трихограммы: накатывание яиц зерновой моли; заражение их трихограммой; сбор та очищение зараженных яиц; определение качественных показателей препарату та его хранение. Использование современных методов та методик определения оптимальных конструкционно-технологических параметров калибратора позволит повысить качественные показатели энтомологического препарата трихограммы.

**Ключевые слова:** биотехнологический процесс, энтомологический препарат трихограмма, яйца зерновой моли, пневматический калибратор.

## ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМЫ

Использование химических препаратов против вредителей сельскохозяйственных культур приводит к негативным последствиям для окружающей среды, а соответственно и для человека.

Использование энтомологических препаратов в защите растений, в том числе трихограммы, приводит к уменьшению использования химических средств защиты, что в свою очередь положительно влияет на качество самой продукции.

Но качество и эффективность трихограммы зависит от своевременного проведения обновления культуры, от применения операции гетерозиса, от необходимости введения культуры в диапаузу, а также и от качества яиц зерновой моли, а именно их чистоты, количества деформированных, а главное от их размеров.

Разведение трихограммы на крупных яйцах зерновой моли позволяет поддержать ее качественные показатели, а потому операция калибрования должна быть неотъемлемой частью биотехнологического процесса производства препарата.

Эта операция позволяет также уменьшить количество пасажування

трихограммы на яйцах природного энтомофага, которая является более трудоемкой операцией.

Одной из причин частичного отказа от применения препарата было то, что в биотехнологическом процессе производства трихограммы недостаточно внимания уделялось процессу производства яиц зерновой моли, качественные показатели которых влияют на энтомологический препарат.

## АНАЛИЗ РЕЗУЛЬТАТОВ ПОСЛЕДНИХ ИССЛЕДОВАНИЙ

Одним из первых кто предложил идею использовать паразитические организмы в борьбе с вредными насекомыми у 1879 г. был известный ученый Советского Союза И.И. Мечников [1].

Массовое применение трихограммы в борьбе с вредителями с.-х. культур в бывшем Советском Союзе начали с 1933 г. [2, 3], но до этих лет к биологической защите растений относились с недоверием.

Трихограмма - это мелкие насекомые длиной 0,4-0,9 мм, бурого, желтого или черного цвета, с красными глазами, одинаковым телосложением у разных видов,

является насекомым паразитом, поскольку живет за счет яиц хозяина. Но естественной популяции трихограммы не хватает для борьбы с вредителями, так как фазы ее развития не совпадают с массовым вылетом вредителя [4, 5, 6].

Яйцеед появляется весной за месяц до яйцекладки основных хозяев [7], и потому трихограмма, которая возродилась раньше не находя яйца вредителя погибает так и не использовавшая свой естественный потенциал продолжения и размножения популяции, или находят яйца дополнительные, обычно мало распространенного хозяина.

В 70-х годах прошлого столетия биологическая защита на основе разведения трихограммы приобретает значительные масштабы, ставятся задачи относительно повышения объемов производства трихограммы.

В 1972 г. трихограммы было выпущено на 4 млн. сельскохозяйственных площадей Украины [8].

Также проводились исследования по определению влияния химических препаратов к стойкости энтомофага [9, 10, 11] с целью их сочетания в защитных действиях против вредителей, при этом изучались разные фазы развития энтомофага, при которых он наиболее стойкий к химическим воздействиям [12, 13, 14].

Еще изучали влияние химических препаратов на продолжительность жизни и плодотворность самок.

Проводили изучение динамики роста численности энтомофага с учетом уменьшения количества химических обработок и объемов их использования [15, 16].

При использовании трихограммы вместе с химическими средствами было установлено, что необходимо изымать инсектициды широкого спектра действия, с высокой токсичностью.

Химические обработки должны проводиться не раньше 3-4 суток после выпуска трихограммы.

Выпуски трихограммы после проведения химических обработок менее эффективны.

При этом должны обязательно учитывать длительность токсичного действия пестицидов. Но значительное количество научных трудов обращает внимание именно на пагубное действие ядохимикатов на энтомологические препараты, не исключением является и трихограмма [17, 18, 19, 20], было зафиксировано увеличение отрицательного влияния химических препаратов в течение нахождения трихограммы в стадии куколки и имаго [21].

## ЦЕЛЬ РАБОТЫ

Целью работы является разработка биотехнологического процесса производства энтомологического препарата трихограммы и методики определения оптимальных конструктивно-технологических параметров калибратора яиц зерновой моли.

## РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЙ

Процесс производства трихограммы состоит из двух этапов: первый этап - производство яиц хозяина трихограммы (зерновой моли).

При маточном биотехнологическом производстве трихограммы используют яйца естественного фитофага, а именно кукурузного стеблевого мотылька, ряда совок и др., но проводить сбор этих яиц в течение всего периода разведения трихограммы достаточно сложно.

Биотехнологическое производство зерновой моли состоит из таких операций: подготовка и заражение зерна; получения мотыльков и яиц зерновой моли; очистка и калибрование яиц; оценка качества и хранения яиц зерновой моли; утилизация отходов производства.

Для разведения зерновой моли используют высококачественный, очищенный сортовой ячмень, который включает в среднем 20-21 тыс. шт. зерен в 1 кг [2].

На данном этапе современного производства трихограммы для обеззараживания и увлажнения зерна используют кондиционер зерна (рис. 1).

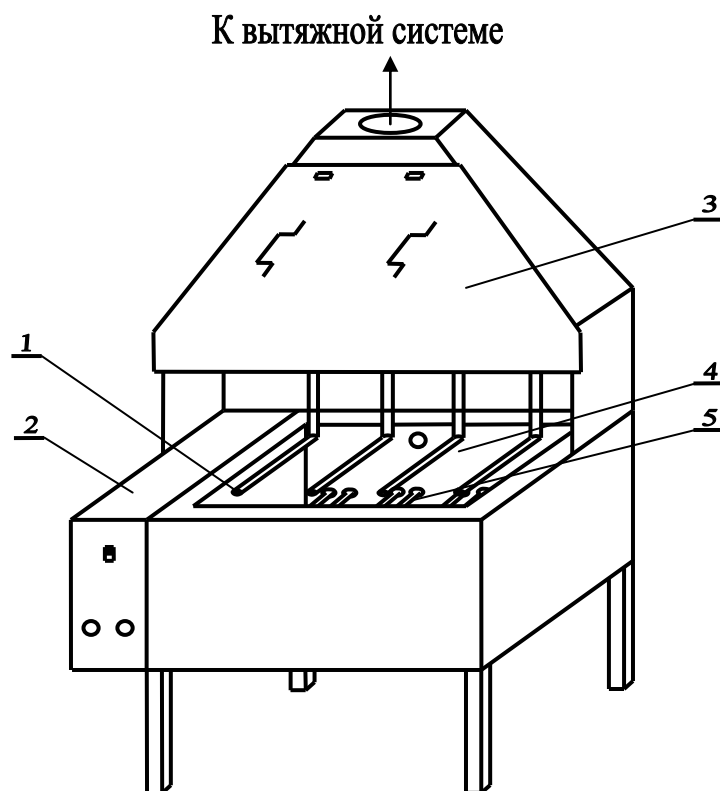


Рис. 1. Кондиционер зерна:

1 – металлические стержни; 2 – блок управления с системой блокирования; 3 – крышка; 4 – ванна; 5 – тени.

Кондиционер зерна работает в полуавтоматическом режиме. Позволяет регулировать время обработки зерна и синхронизировать начало работы цикла с установленной температурой воды. Существует система блокирования кюветы с зерном на погружение ее в воду, пока вода не достигнет заданной температуры. Работа кондиционера начинается с заливания воды в ванну, только после этого включают тени и в течение 60 мин. вода нагревается до температуры 90 °С. Только после этого можно начинать процесс пропаривания: насыпают зерно ячменя в кювету и устанавливают ее на металлические стержни, которые самостоятельно опускают на заданное время и поднимают ее назад.

Обеззараженное зерно рассыпают по кюветам слоем не больше 4 см и в течение 1-2 дней доводят до влажности 15-16 %, которую необходимо поддерживать в течении всего периода развития зерновой моли. После обеззараживания влажность зерна как правило выше оптимальной, потому его периодически перемешивают, а в помещении обеспечивают

постоянную вентиляцию. Если влажность зерна ниже оптимальной, его дополнительно увлажняют.

Рассыпанное зерно по кюветам устанавливают на стеллажи (рис. 2), предназначенные для размещения кассет с зерном, проведения операции заражения зерна зерновой молью и ее развития от стадии яйца до стадии передимагового возраста. После 4-5 суток с начала заражения зерно тщательным образом перемешивают, определяют его влажность и при необходимости доводят до заданной. Чтобы контролировать развитие ситотроги необходимо проводить анализ зерна через каждые две недели после проникновения в него гусеницы. С этой целью отбирают три пробы по 200 зерен, разрезают их и подсчитывают количество целых зерен, а также с гусеницами и куколками. Степень заселения определяют отношением количества зерен с гусеницами и куколками ситотроги к общему количеству зерен в каждой партии.

Когда начинает вылетать зерновая моль зерно загружают в бокс (рис. 3), который предназначен для сбора имаго зерновой моли.

В боксе размещены кассеты с зерном, закрытые крышками на период выхода из зерна имаго зерновой моли. Установленные в боксе направляющие ролики облегчают загрузку и выгрузку кассет. Угол наклона боковых поверхностей конфузора обеспечивает хороший сток мотыльков в

приемник. Пружинное устройство в основе приемника обеспечивает плотность прилегания садка к исходному отверстию конфузора, а также облегчает установку и удаление его.

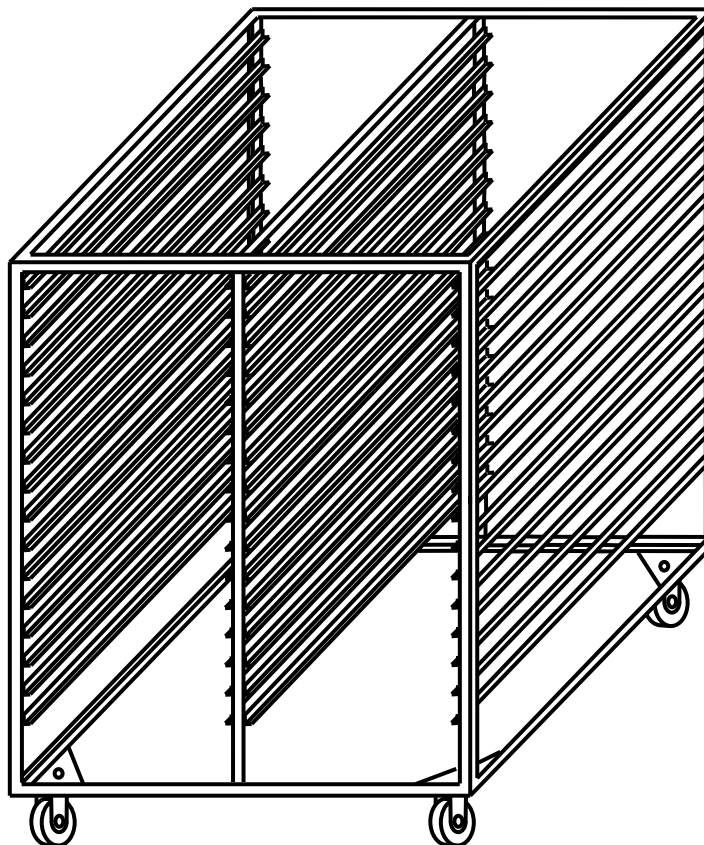


Рис. 2. Стеллаж заражения зерна (передвижной).

Зерновую моль собирают один раз на сутки. Для удержания и откладки яиц зерновую моль размещают в специальные садки, которые устанавливают на стеллаж (рис. 4). Садки имеют вид сита, где мотыльков содержат в течение 5 суток, также для содержания используют специальные садки.

Собранные яйца очищают от разных примесей. Очищенные яйца суточного сбора взвешивают и расфасовывают в бумажные пакеты, на которых обязательно необходимо указывать дату их сбора, чтобы знать срок их использования.

Для разделения навесок на фракции, а также для удаления примесей (пыли, лапок, крылышек и др.) из массы яиц зерновой моли используют очиститель яиц (рис. 5).

Полученные яйца зерновой моли используют для дальнейшего производства моли и разведения трихограммы. В первом

случае используют свежеполученные яйца зерновой моли или яйца, которые хранились не больше от 3 до 4 суток при температуре от 1 к 3 °С и относительной влажности воздуха от 85 до 90 %. Хранение проводят в холодильниках.

В биотехнологический процесс производства энтомологического препарата трихограммы был внедрен калибратор яиц (рис. 6), который предназначен для распределения яиц зерновой моли по размеру на три фракции и доочистки их от пыли для повышения качества наработки культуры маточной и промышленной трихограммы.

Вторым этапом биотехнологического производства трихограммы является разведение самого препарата, который включает следующие операции: накатывания яиц зерновой моли; заражение их трихограммой; сбор и очистка паразитованных

яиц; определение качественных показателей препарата и его хранение.

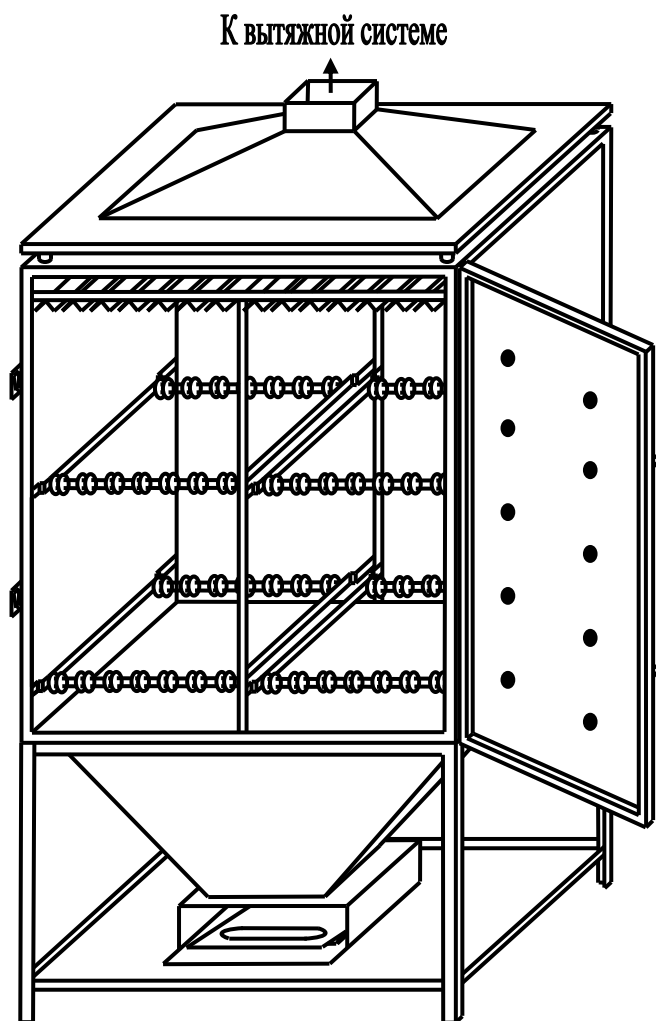


Рис. 3. Бокс ситотрожный.

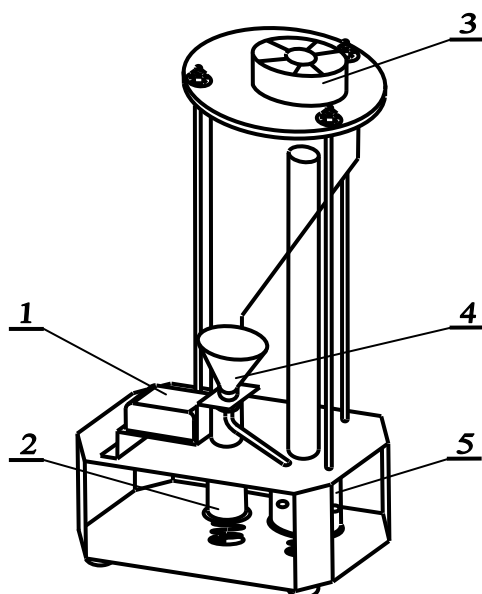


Рис. 4. Очиститель яиц:  
1 – вибрационное устройство; 2 – контейнер сбора примесей;  
3 – вентилятор; 4 – бункер; 5 – контейнер сбора яиц.

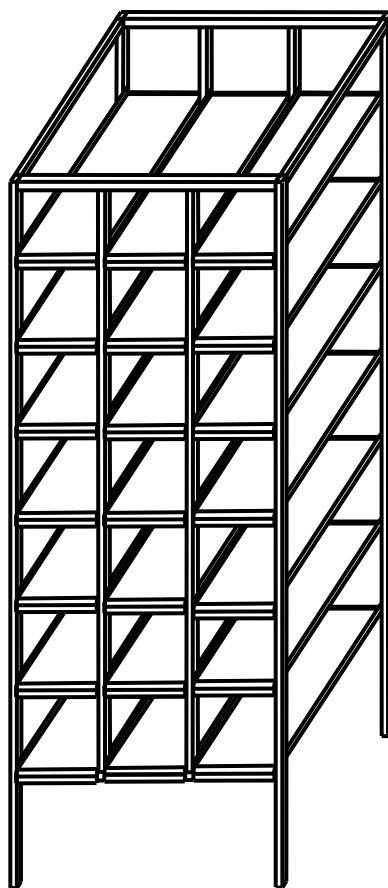


Рис. 5. Стеллаж для садков с зерновой молью.

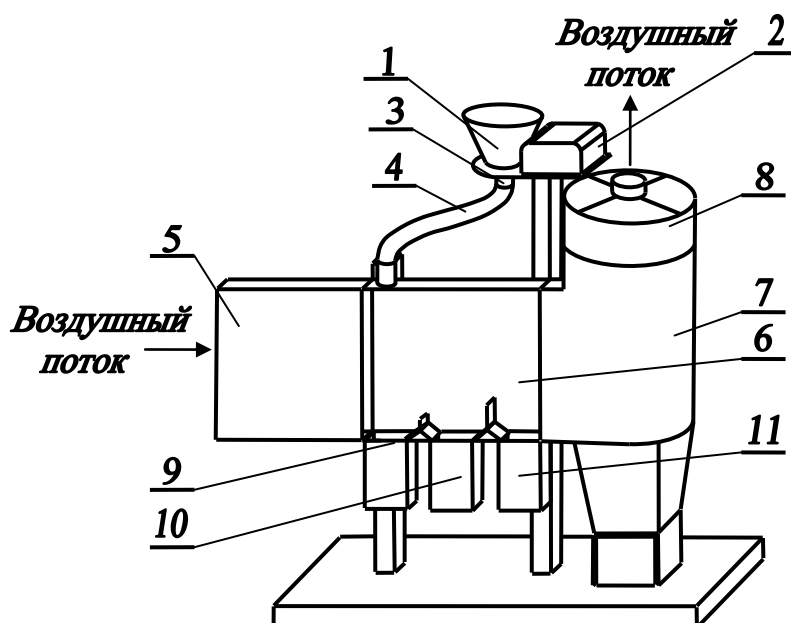


Рис. 6. Калибратор яиц зерновой моли:

- 1 – бункер; 2 – вибрационное устройство; 3 – дозатор; 4 – стабилизирующий патрубок; 5 – воздушный коллектор; 6 – камера разделения;  
7 – циклонный сепаратор; 8 – вентилятор вытяжного типа;  
9, 10, 11 – контейнеры.

Для получения зараженных технологического процесса производства трихограммой яиц зерновой моли с целью трихограммы в биолaborаториях и повышения производительности труда за счет биофабриках используют виварий для создания надлежащих условий для трихограммы (рис. 7). паразитации яиц и осуществления

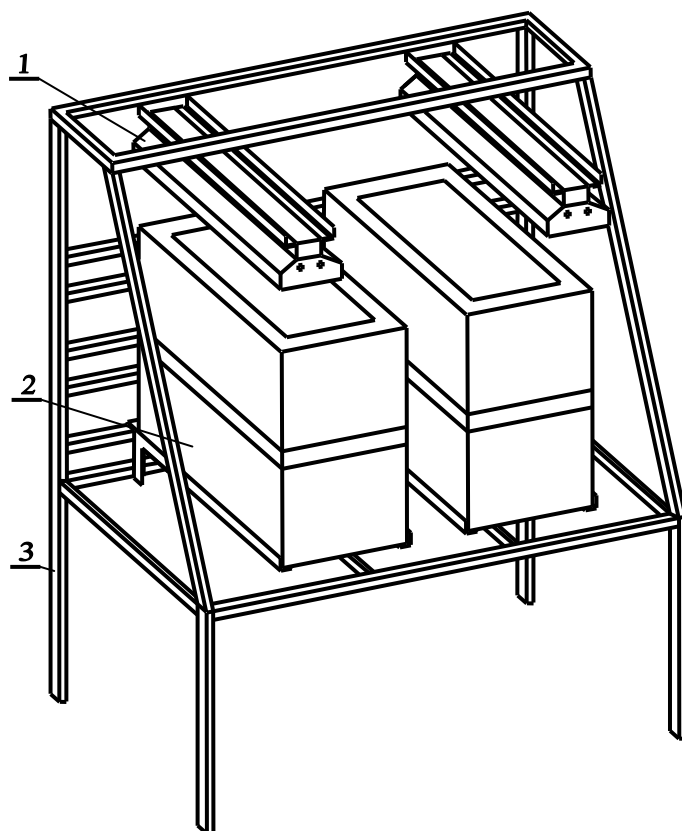


Рис. 7. Виварий:  
1 – осветлитель; 2 – контейнер; 3 – рама.

Для одновременного нанесения яиц пластин вивария используют устройство зерновой моли на рабочие поверхности нанесения яиц (вертушка).

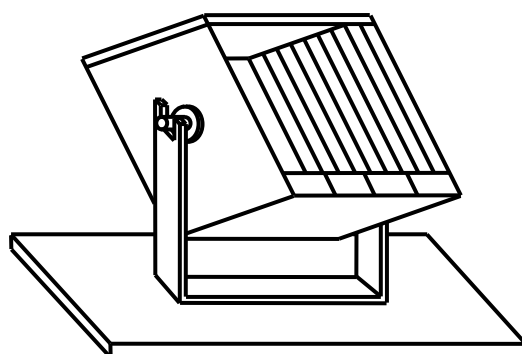


Рис. 8. Устройство нанесения яиц (вертушка).

Неподвижная стойка устройства используется для равномерного распределения используется для установки подвижного яиц зерновой моли на поверхности пластин. корпуса, который предназначен для установки Через 5-6 суток яйца зерновой моли, пластин вивария. Решетчатая вставка которые были паразитированы трихограммой,

которые изменили цвет, счищают из стенок банок или вивария, пакуют ее в бумажные пакеты и откладывают на хранение (до 30 суток) или используют для биологической защиты.

Внесение трихограммы проводят разными способами: вручную, который является самым эффективным для небольших участков, так как при этом методе трихограмма вносится вылетевшая из яиц и она сразу начинает работать, но этот способ теряет свою актуальность при использовании на больших площадях; механизированный метод заключается в применении опылителей, которые устанавливаются на трактор. На сегодня этот метод почти не используют, поскольку он приводит к повреждению энтомологического материала. Также к этому методу относится расселение трихограммы в капсулах, с помощью сельскохозяйственной техники, но он требует дополнительных затрат на производство капсул и их заправку препаратом.

Наиболее распространенным в наше время является авиационный способ внесения. В начале использовали самолеты АН-2, а на данном этапе развития технологий биологической защиты используют беспилотные летательные аппараты, электронная бортовая система которых обеспечивает управление самолетом в автоматическом и радиоуправляемом режимах полета. Для эксплуатации беспилотных летательных аппаратов не нужно оборудованной взлетно-посадочной полосы и места для стоянки, которая дает возможность использовать его значительно эффективнее, чем другие средства. Использование авиационного внесения трихограммы позволяет в сжатые сроки обрабатывать большие площади, что очень важно при борьбе с вредителями с/х культур.

При совершенствовании биотехнологического процесса производства энтомологического препарата трихограммы была выбрана операция калибровки яиц зерновой моли, так как крупность яиц влияет на качественные показатели трихограммы.

Для определения оптимальных конструктивных параметров и режимов пневматического калибратора яиц зерновой моли использовали метод планирования многофакторных экспериментов, с

использованием трехуровневой матрицы оптимального плана Бокса-Бенкина. Однородность дисперсий полученных результатов проверялась по критерию Кохрена при 95 % уровне доверительной вероятности. Адекватность полученной математической модели проверяли по критерию Фишера. Во время исследований учитывались наиболее существенные факторы, которые влияют на процесс разделения, а именно скорость воздушного потока  $v$  (м/с), высота пластины-заслонки  $H_z$  (мм) и высота камеры разделения  $H_k$  (мм).

Критерием оптимизации параметров калибратора использовано качество отбора крупных яиц во втором контейнере, которая выражалась через интегральную вероятность  $I_m$  (рис. 9) того, что размер яиц зерновой моли находится в диапазоне, который превышает минимальный предельный объем для крупных яиц, -  $0,0247 \text{ мм}^3$  но меньше объема конгломератов -  $0,04717 \text{ мм}^3$ .

Исследования проводились в трехкратной повторности, при этом измеряли размеры случайных 50-ти яиц. С помощью микроскопа стереоскопического МБС-10 типа АЦ 3.850.005 РС (рис. 10) проводили измерение длины и ширины яиц (рис. 11) и подсчитывали количество конгломератов в каждом контейнере, при каждой повторности, чтобы определить состав фракции. Для определения скорости воздушного потока в воздушной системе калибратора яиц зерновой моли использовали современный анемометр модели УК - 2001 ТМ (рис. 12), который предназначен для измерения высоких и низких скоростей воздушного потока и измерения температуры.

После усовершенствования калибратора яиц зерновой моли проводили исследование по определению влияния операции калибровки на качественные показатели энтомологического препарата трихограммы. Которые определяли с помощью методик, приведенных в методических рекомендациях к применению трихограммы против вредителей сельскохозяйственных культур "Показники якості трихограми", а также ДСТУ 5016:2008 "Ентомологічні препарати трихограми. Загальні технічні умови".



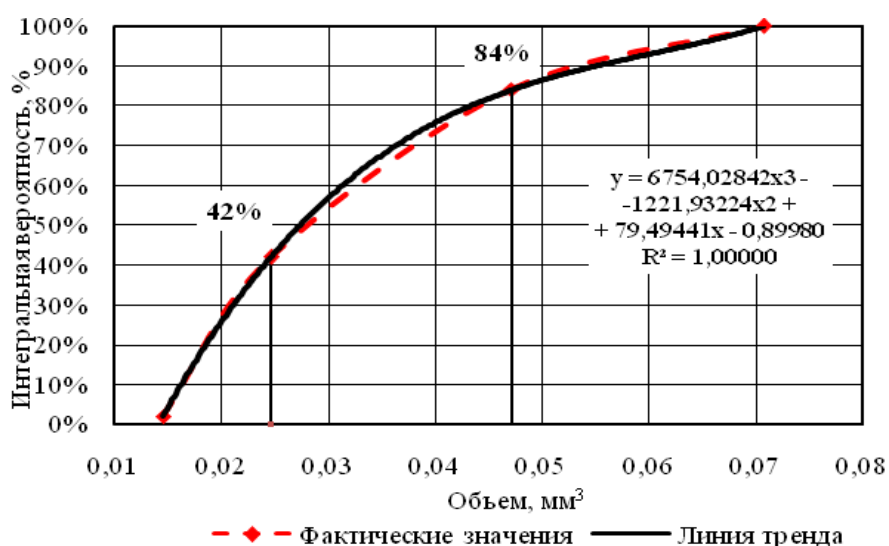
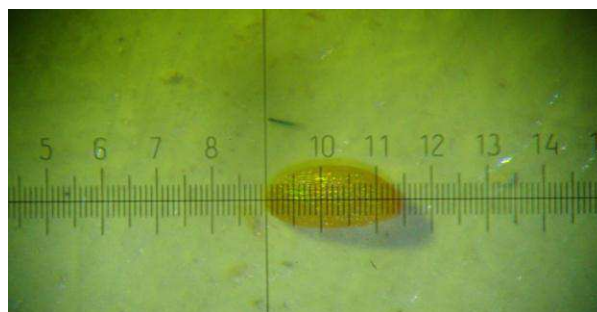


Рис. 9. Интегральная вероятность распределения фракций яиц зерновой моли.



Рис. 10. Микроскоп МБС – 10.



а



б

Рис. 11. Измерения размеров яиц: а – длина; б – ширина.



Рис. 12. Анемометр УК-2001 ТМ.

После проведения многофакторного эксперимента была установлена зависимость в виде уравнения регрессии, которое имеет вид:

$$I_M = -2428,9 + 1124,439v_6 - 5,7362H_3 + 4,1715H_K - 166,1294v_6^2 - \\ - 0,0665H_3^2 - 0,0138H_K^2 + 2,6882v_6H_3 + 0,3750v_6H_K - 0,0050H_3H_K,$$

где  $I_M$  - вероятность отбора крупных яиц зерновой моли, %;  $H_3$  - высота пластины-заслонки, мм;  $H_K$  - высота камеры разделения, мм;  $v_6$  - скорость воздушного потока, м/с.

На основе использования методики планирования экспериментальных исследований установлены оптимальные значения конструкционно-технологических параметров и режимов усовершенствованного пневматического калибратора, а именно скорость воздушного потока на уровне 3,8 м/с, высота камеры разделения – от 198 до 199 мм и высоты пластины-заслонки – от 26 до 27 мм. Вероятность отбора крупных яиц во втором контейнере калибратора, при этом составила 58 %, что на 31 % больше по сравнению с базовой конструкцией.

## ВЫВОД

Использование современных методов и методик позволило установить оптимальные конструкционно-технологические параметры калибратора яиц зерновой моли и повысить на 31 % вероятность отбора крупных яиц во втором контейнере, что в свою очередь положительно повлияло на качественные показатели энтомологического препарата трихограммы.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Шумаков Е.М. Насекомые защищают растения / Е.М. Шумаков, В.А. Щепетильникова. – М.: Знание, 1970. – 46 с.
2. Теленга Н.А. Руководство по размножению и применению трихограммы для борьбы с вредителями сельскохозяйственных культур / Н.А. Теленга, В.А. Щепетильникова. – К.: Издательство Академии наук Украинской ССР, 1949. – 99 с.
3. Мейер Н.Ф. Биологический метод борьбы с вредными насекомыми / Н.Ф. Мейер // Биологический метод борьбы с вредителями

сельскохозяйственных культур. – М.: Издательство Всесоюзной академии с/х наук им. В.И. Ленина, 1937. – С. 3–12.

4. Дядечко М.П. Основы биологического методу захисту рослин / Дядечко М.П. – К.: Урожай, 1973. – 352 с.

5. Мейер Н.Ф. Биологический метод борьбы с вредными насекомыми / Мейер Н.Ф. – М.: Государственное издательство сельскохозяйственной и колхозно-кооперативной литературы, 1931. – 120 с.

6. Щепетильникова В.А. Применение трихограммы в СССР / В.А. Щепетильникова // Биологические средства защиты растений. М.: Колос, 1974. – С. 138–158.

7. Тряпицын В.А. Паразиты и хищники вредителей сельскохозяйственных культур / Тряпицын В.А., Шапиро В.А., Щепетильникова В.А. – Л.: Колос, 1982. – 254 с.

8. Цыбульская Г.Н. Применение трихограммы в борьбе с вредителями полевых культур на Украине / Г.Н. Цыбульская // Биологические средства защиты растений. М.: Колос, 1974. – С. 172–181.

9. Гринберг Ш.М. Трихограмма не эффективна? Давайте искать причину / Гринберг Ш.М., Пынзарь Б.В., Боубэтрын И.Н. // Защита растений. – М., 1992. – № 12. – С. 4–8.

10. Кот Я. Биология и экология *Trichogramma* spp. / Я. Кот, Т. Плевка // Биологические средства защиты растений. М.: Колос, 1974. – С. 159–171.

11. Новожилов К.В. Путисохранения энтомофагов при химических обработках / К.В. Новожилов, В.А. Шапиро // Биологические средства защиты растений. М.: Колос, 1974. – С. 21–34.

12. Васильев А.Л. Оценка действия демилина на трихограмму *Trichogramma jaxarticum* Sor. (Hymenoptera, Trichogrammatidae) / А.Л. Васильев // Биологические средства защиты растений, технологии их применения и изготовления. – Санкт-Петербург, 2005. – С 192–196.

13. Сазонова И.Н. Проблемы селективной токсичности и механизма действия инсектицидов и акарицидов на членистоногих / И.Н. Сазонова // Проблемы избирательного действия инсектицидов и акарицидов: Сб. тр. – Л.: ВИЗР, 1986. – С. 23–32.
14. Brunner J.F. Effect of pesticides on *Colpoclypeus florus* (Hym.: Eulophidae), and *Trichogramma platneri* (Hym.: Trichogrammatidae), parasitoids of leafrollers in Washington / J.F. Brunner, J.E. Dunley, M.D. Doerr, E.H. Beers / J. Econ. Entomol. – 2001. – 94 (5). – P. 1075–1084.
15. Бабидорич М.М. Влияние антропогенного фактора на численность энтомофагов сада / М.М. Бабидорич // Охрана живой природы. – М., 1983. – С. 16–17.
16. Склярков Н.А. Рекомендации по сокращению объемов применения пестицидов в яблоневых садах интенсивного типа и методика анализа фитосанитарного состояния насаждений / Склярков Н.А. // ВАСХНИЛ. – Кишинёв, 1986. – 40 с.
17. Капустина О.В. Действие некоторых пестицидов на трихограмму / Капустина О.В. // Труды ВИЗР. – Л., 1975. – 44 с.
18. Коваленков В.Г. Повышение биоценотической роли природных энтомофагов, резистентных к пестицидам, применяемым в современных агробиозенозах Ставрополя / В.Г. Коваленков // Биологические средства защиты растений, технологии их применения и изготовления. – Санкт-Петербург, 2005. – С. 176–186.
19. Brar K.S. Effect of insecticides on *Trichogramma chilonis* Ishii (Hym.: Trichogrammatidae), an egg parasitoid of sugarcane borers and cotton bollworms / K.S. Brar, G.C. Varma, M.R. Shenhmar // Entomol. – 16 (1). – 1991. – P. 43–48.
20. Hagley A.C. Effect of pesticides on parasitism of artificially distributed eggs of the codling moth, *Cydia pomonella* (Lep.: Tortricidae) by *Trichogramma* spp. (Hym.: Trichogrammatidae) / A.C. Hagley, J.E. Laing // Proceedings of the entomological society of Ontario 120. – 1989. – P. 25–33.
21. Smith S.M. Biological control with *Trichogramma*: Advances, successes and potential of their use / S.M. Smith // Annu. Rev. Entomol. Vol. 41. – Palo Alto (Calif.), – 1996. – P. 375–406.

#### PRODUCTION ENTOMOLOGICAL PREPARATION OF TRICHOGRAMMA

**Summary.** The biotechnological process of production entomological preparation of *Trichogramma* consists of operations which touch the owner of *Trichogramma*: preparation and infection of grain; moistening of grain and interfusion; load it in boxing; receipt of butterflies and eggs of corn moth; cleaning and storage of eggs of corn moth; utilization of wastes of production and operations, which execute at breeding of *Trichogramma*: dropping of eggs of corn moth in the bottles; infection it by *Trichogramma*; collection and cleaning of infected eggs; determination of high-quality indexes of preparation and his storage. Using a contemporary methods of determination of optimum construction technological parameters of calibrator will allow to promote the high-quality indexes of preparation of entomologist of *Trichogramma*.

**Key words:** biotechnological process, entomological preparation of *Trichogramma*, egg of corn moth, pneumatic calibrator.

## АЛЬТЕРНАТИВНЫЕ ДИЗЕЛЬНЫЕ ТОПЛИВА

Виктор Полищук, Валерий Дубровин, Алексей Полищук

Национальный университет биоресурсов и природопользования Украины  
Украина, г. Киев, ул. Героев Оборона, 15

**Аннотация.** Обоснована необходимость поиска топлив, способных заменить нефтяное дизельное. Проанализированы аналоги дизельного топлива, которые производятся из ископаемого и возобновляемого сырья. Рассмотрены их преимущества и недостатки. Проведена оценка технологий их производства и использования.

**Ключевые слова:** диметиловый эфир, синтетическое дизельное топливо, E-diesel, газодизельный двигатель, смесевые топлива, растительное масло, биодизель, метиловый эфир, смесевые топлива.

## ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМЫ

Поскольку разведанных запасов нефти осталось на 45 лет добычи [1], перед человечеством встала насущная необходимость поиска заменителей нефтяных топлив: бензина, дизельного топлива, керосина. Для сельскохозяйственного производства важным является поставка дизельного топлива, ведь большинство сельхозтехники имеет дизельные двигатели. Особенно это актуально для нашего государства, ведь Украина обладает огромным богатством - землей. Однако для получения урожая с этой земли, ее необходимо обрабатывать. На сегодня для сельскохозяйственных работ Украине ежегодно необходимо иметь около 1,9 млн. тонн дизельного топлива и 620 тыс. тонн бензина, которые производятся с 4,5 млн. тонн нефти, преимущественно импортной [2]. Цена на нефть стабильно находится на высоком уровне (на конец мая 2012 г. составляет \$90-106 за ба-рель).

Украина способна обеспечить себя нефтью собственной добычи лишь на 20% [3]. Остальную часть необходимо импортировать, причем по высоким ценам. Поэтому целесообразно по возможности максимально применять топлива, которые могли бы заменить нефтяное дизельное топливо.

## АНАЛИЗ РЕЗУЛЬТАТОВ ПОСЛЕДНИХ ИССЛЕДОВАНИЙ

Вопросы исследования возможности применения дизельных топлив, альтернативных нефтяному, освещены в работах [2; 4-26].

Конструктор дизельного двигателя Рудольф Дизель впервые продемонстрировал свое изобретение на международной выставке в Париже работающим не на нефтяном топливе, а на арахисовом масле. Р. Дизель считал, что топлива для его двигателя будут получаться именно из возобновляемых ресурсов. Нефтяное дизельное топливо стало активно применяться в дизельных двигателях уже после смерти изобретателя. С тех пор развитие конструкций дизельных двигателей происходило в направлении применения именно нефтяных топлив. Возможность применения растительных масел в качестве топлива, параметры которых существенно отличаются от нефтяного дизельного топлива, рассматривались в работе [4]. Влияние чистых растительных масел и их смеси с нефтяным дизельным топливом на эффективность работы дизельных двигателей и их долговечность исследована в работе [5]. Для использования в качестве альтернативы нефтяного дизельного топлива растительные масла определенным образом необходимо подготовить. Именно этому вопросу посвящена работа [6]. Проблемы с использованием растительных масел в качестве топлива для дизельных дви-

гателей привели к необходимости поиска топлива, которое по своим свойствам максимально бы приближалось к нефтяному дизельному. Одним из таких топлив, которое производится из возобновляемых ресурсов, на сегодняшний день является биодизель. Технологии и технические средства производства биодизеля рассматриваются в работах [2; 7-16]. Перспективы применения дизельных биотоплив в народном хозяйстве и проблемы развития дизельного биотоплива в Украине рассмотрены в работах [4; 17; 18]. Состояние вопроса производства дизельного топлива в странах ЕС и странах-соседях Украины освещены в [5; 19-21]. Экономические показатели производства и использования дизельных биотоплив оценены в работе [22]. Сырьевая база для производства биодизеля детально рассмотрена в работе [23]. Альтернативное дизельное топливо можно получать также из минеральных ресурсов, в частности угля, мировых запасов которого при нынешних темпах добычи хватит более чем на 200 лет (в Украине - более 600 лет). В 20-х годах XX в. немецкие ученые Ганс Фишер и Франц Тропш разработали технологию производства синтетического топлива из углеродсодержащего сырья, которое интенсивно использовали фашистский режим в Германии во время Второй мировой войны и режим апартеида Южно-Африканской республики после введения против нее торгового эмбарго ООН. Производство жидкого синтетического топлива из угля методом деструктивной гидрогенизации получило применение в промышленной практике 50-х годов. Однако процессы отличались высокой металлоемкостью и сложным аппаратным оформлением, а высокое давление (25-70 МПа), применявшийся в этих процессах, приводило к большому расходу водорода. Поэтому после появления в 50-60-х годах на мировом рынке относительно дешевой нефти производства синтетического топлива были остановлены. В настоящее время в связи с постоянным ростом цен на нефть интерес к производству синтетического жидкого топлива из угля возобновляется. Технологии производства синтетических дизельных топлив и их характеристики представлены в работах [7; 24-26].

## ЦЕЛЬ РАБОТЫ

В связи с ограниченностью ископаемых ресурсов идет поиск альтернативных источников энергии, в том числе и заменителей нефтяного дизельного топлива. Растет количество субъектов хозяйствования, которые интересуются производством и применением топлив, альтернативным нефтяному дизельному. Вместе с тем, этот вопрос еще недостаточно освещен в литературе. Большинство литературных источников посвящено описанию характеристик и технологий производства лишь одного вида альтернативного дизельного топлива. Поэтому существует потребность анализа разработок прошлых лет по альтернативным топливам, которые не были использованы или потеряли актуальность в связи с низкой ценой на нефть в те времена, и новых исследований наших дней, и создание небольшого, но информативного обзора существующих в настоящее время альтернативных дизельных топлив, который был бы доступен всем желающим ознакомиться с современными достижениями в области альтернативной энергетики.

## РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЙ

Альтернативные нефтяному дизельному топлива можно производить как с ископаемого сырья (целесообразно в том случае, если его разведанные запасы довольно большие или когда это сырье в качестве энергоносителя не очень эффективно), так и из возобновляемого.

К дизельным топливам, которые производятся с ископаемого сырья, принадлежат синтетическое дизельное топливо и диметиловый эфир, с возобновляемого - растительное масло и биодизель (следует отметить, что синтетическое дизельное топливо и диметиловый эфир можно также изготавливать из возобновляемого сырья, однако на сегодняшний день себестоимость такого топлива несколько выше, чем при производстве его из ископаемых топлив). Современные дизельные двигатели могут также работать на смесевых топливах, сырьем для производства которых есть как ископаемое, так и возобновляемая сырье.

Синтетическое дизельное топливо получается из твердого ископаемого топлива (например, угля и горючих сланцев) и биомассы по методу Фишера-Тропша или через промежуточное получения метанола [7].

Сначала методом газификации и пиролиза твердого топлива производится генераторный или пиролизный газы, из которых путем очистки от сернистых и азотистых соединений получается синтез-газ, содержание которого в газовой смеси составляет около 85%. Синтез ведут в присутствии таких катализаторов: кобальт-торий-магниевого, осажденного на кизельгуре; железо-медного с различными добавками; сплавного железного.

Теоретический выход углеводородов при полном преобразовании СО составляет 200 г/м<sup>3</sup> газа [7]. Практический выход составляет до 85% от теоретического [2].

Существующие мощности по производству синтетических моторных топлив через промежуточное получения метанола, как правило, базируются на традиционных технологиях двух- и более стадийных процессов, при которых на первой, самой сложной и дорогой стадии, осуществляется паровая, пароклородная или уголекислотная конверсия метана в присутствии катализатора при температурах 700-900°C и давлении 2-3 МПа. Происходит это в высокотемпературных трубчатых печах с дорогой аустенитной стали. Процесс проходит с высоким потреблением тепла. Если добавить к этому энергозатраты на производство кислорода и паров, то уже первая стадия получается довольно энергоемкой. Полученный таким образом синтез-газ после охлаждения и очистки сжимается до 8-30 МПа, что опять же связано с высоким энергопотреблением. На второй стадии осуществляется конверсия полученного синтез-газа в метанол в каталитических реакторах или проводится процесс Фишера-Тропша с получением моторных топлив дизельной группы. Как правило, после первой стадии получается практически чистый синтез-газ, что есть, казалось бы, бесспорным преимуществом, однако, использовать эти преимущества на практике синтеза достаточно сложно. Это связано с тем, что каталитический процесс синтеза метанола связан с исключительно высоким тепловыделением, при котором практически невозможно отве-

сти тепло существующими способами и обеспечить равномерное распределение температур во всем объеме реактора. Это необходимо для достижения высокой степени селективности конверсии с целью получения чистого продукта. На практике приходится ограничиваться степенью конверсии за один проход на уровне до 7-12% и вводить многофазную рециркуляцию частично отработанного синтез-газа, что, в свою очередь, опять же связано с дополнительными энергозатратами. Но и на этом проблемы не заканчиваются. Еще одной статьей существенных затрат энергии является ректификация, поскольку метанол, получаемый из реакторов, содержит довольно большое количество примесей. Поэтому подобные технологии применяются только в случае очень больших производств, где становится оправданной утилизация тепловых потерь для покрытия высоких энергозатрат и снижения себестоимости получаемых продуктов. Существующие сегодня и вновь создаваемые стационарные производства имеют производительность 0,5 - 1,0 млн. т/год [27].

Следует отметить, что использование в классическом варианте процесса Фишера-Тропша для производства моторных топлив так и не позволило сделать его конкурентоспособным даже при высокой стоимости нефти. Для снижения себестоимости производства наиболее энергозатратную стадию получения синтез-газа проводят в химическом реакторе сжатия (ХРС), который представляет собой модифицированный дизельный двигатель. Данная технология реализована в установках "Синтоп".

Себестоимость производства синтетического дизельного топлива из природного газа (через конверсию его в метанол) стоимостью \$40/тыс. м<sup>3</sup> на установках "Синтоп" составляет \$0,21/л при производительности установки производства метанола 5000 т/год и 0,16 \$/л при производительности установки производства метанола 20000 т/год [27].

Недостатком синтетического дизельного топлива является высокое содержание ненасыщенных углеводородов (олефинов), которые быстро распадаются с образованием смол. Поэтому, для практического использования такое топливо смешивают с дистилляторными нефтяными топливами.

Диметиловый эфир (ДМЭ) представляет собой инертный газ, который сжижается при небольшом давлении. ДМЭ в сжиженном виде напоминает воду. Он хорошо распыляется, что приводит к эффективному сгоранию топлива; имеет высокое цетановое число (55-60), что снижает период задержки возгорания; благодаря высокому содержанию кислорода (до 35%) хорошо сгорает, что обуславливает небольшой уровень выбросов твердых частиц и окислов азота; поскольку практически не содержит серы, то уровень выбросов ее оксидов очень низкий; имеет хорошие пусковые характеристики в холодное время.

Существенным недостатком ДМЭ, который сдерживает его применения, является меньшая теплота сгорания (24,8 МДж/кг против 42,5 МДж/кг в минерального дизельного топлива) и меньшая плотность, что приводит к существенному увеличению объемного расхода диметилового эфира и снижению мощности двигателя. Кроме того, низкая кинематическая вязкость обуславливает склонность ДМЭ к вытеканию. Кроме того, ДМЭ имеет плохие смазывающие свойства а также является пожароопасным (температура вспышки составляет  $-41^{\circ}\text{C}$ , смесь с воздухом взрывоопасная). Поскольку ДМЭ – сильный растворитель для большинства резиновых изделий, существует проблема уплотнений. Недостатком есть и то, что ДМЭ является слабым наркотиком. Это может создать существенные проблемы при его утечке в закрытом ограниченном пространстве, например, в случае аварии автомобиля, работающего на ДМЭ, в тоннеле [7].

Существуют отработанный (через получения метанола), а также более эффективный новый (через получения синтез-газа) технологические способы массового производства ДМЭ с природного газа. ДМЭ может также производиться из каменного угля, углеродсодержащих продуктов (битумов), а также биомассы. При производстве ДМЭ из твердого ископаемого топлива и биомассы их сначала путем газификации с последующей очисткой конвертируют в синтез газ (смесь угарного газа и водорода), из которого путем каталитического синтеза получают диметиловый эфир.

Применение ДМЭ как топлива предусматривает переработку системы питания (установку газобалонного оборудования, увеличение объемной подачи топливным насосом, корректировку смесеобразования, герметизацию трубопроводов). В настоящее время разработкой двигателей, которые могут работать на ДМЭ, занимаются фирмы КАМАЗ, Volvo, Nissan, китайская компания Shanghai Automotive.

Вместе с тем, существенным недостатком ДМЭ, который сдерживает его применения, является меньшая теплота сгорания (24,8 МДж/кг против 42,5 МДж/кг в нефтяного дизтоплива), что приводит к существенному увеличению объемного расхода ДМЭ и снижению мощности двигателя. Кроме того, ДМЭ имеет плохие смазывающие свойства. Он является сильным растворителем для большинства резиновых изделий, поэтому существует проблема уплотнения [7].

Себестоимость производства диметилового эфира зависит от стоимости сырья, технологии его получения и производительности установки. Так, при производстве ДМЭ с природного газа (через конверсию его в метанол) стоимостью  $\$40/\text{тыс. м}^3$ , его себестоимость составляет  $204 \text{ \$/т}$  при производительности установки производства метанола 5000 т/год и  $150 \text{ \$/т}$  при производительности установки производства метанола 20000 т/год [27] (себестоимость производства нефтяного дизельного топлива в Российской Федерации при цене нефти  $12\text{\$/баррель}$  составляет  $370 \text{ \$/т}$ , то есть  $4 \text{ грн/л}$  [28], в Украине в середине 2008 г. этот показатель составлял  $7 \text{ грн/л}$  [29]).

Растительные масла могут использоваться как жидкое биотопливо для дизельных двигателей в переработанной или переработанной к так называемым эфирам формам.

Теплота сгорания растительного масла составляет  $37 \text{ МДж/кг}$ . Она хоть и несколько ниже за теплоту сгорания нефтяного дизтоплива, однако значительно превышает в этом показателе ДМЭ. Однако плотность растительных масел достаточно высока (от  $916 \text{ кг/м}^3$  в рапсового масла до  $1069 \text{ кг/м}^3$  в касторового [5]), в результате чего при распылении в цилиндре двигателя образуются крупные капли. При этом масло сгорает не

полностью. Вместе с тем при нагревании оно полимризуется, образуя пленку, которая закоксовывает форсунки, поршни и поршневые кольца. Попадая в смазывающее масло, растительные масла вступают с ними в химическую реакцию, в результате образуется вязкая, похожая на кашу масса, которая может при следующем запуске двигателя просто вывести из строя. В результате в автомобилях приходится чаще менять смазывающее масло. Также растительные масла имеют низкое цетановое число (для рапсового масла оно составляет 32-36, а для нефтяного дизельного топлива - около 50, что обуславливает различные возможности их самовозгорания) [7].

В некоторых автомастерских проводится переоборудование двигателей автомобилей, которые уже отработали свой моторесурс, для работы на отработанной растительном масле путем уменьшения его вязкости и более эффективной фильтрации. Улучшение фильтрации происходит путем установки дополнительного фильтра. Уменьшить вязкость масла можно путем подогрева (пропуская через канал отвода выхлопных газов) или разбавлением дизельным топливом. При этом обеспечивается его лучше смешение с воздухом и более полное сгорание. Но и такие двигатели со временем выходят из строя.

Наиболее адаптированным к дизельным двигателям альтернативным топливом из возобновляемых источников является биодизель. По сравнению с нефтяным дизельным топливом, он имеет хорошие смазывающие свойства (известно, что нефтяное дизельное топливо при удалении из него сернистых соединений теряет свои смазочные свойства, а биодизель, несмотря на малое содержание серы, характеризуется высокими смазочными показателями, при этом межремонтный срок эксплуатации двигателя увеличивается примерно на 50%). Почти полное отсутствие серы в биодизеле обуславливает низкое содержание ее окислов в выхлопе (0,001% против 0,05% в нефтяном дизельном топливе). Количество выбросов вредных соединений и твердых частиц при работе двигателя на биодизеле уменьшается на 20-25%, угарного газа - на 10-12%, чем при работе на нефтяном дизельном топливе. Он не содержит канцерогенного бензола, а выхлоп машины,

что работает на нем, пахнет жареными семечками. Углекислого газа в выхлопных газах при сгорании биодизеля ровно столько, сколько потребляется из атмосферы теми же растениями, из которых получено растительное масло. Биодизель имеет высокое цетановое число топлива (51, тогда как в нефтяном дизпаливе этот показатель составляет примерно 45), что улучшает запуск двигателя. Имеет высокую температуру вспышки (не менее 110°C), что делает его использование относительно безопасным.

Вместе с тем, повышение давления впрыска до 25% и рабочей температуры системы питания, может негативно влиять на надежность работы насосов и электронных управляющих систем, и привести к несколько ускоренному образованию нагара на форсунках. При низких температурах вязкость биодизеля растет, а в нем образуются кристаллы воска, которые могут закупорить топливопроводы и фильтры. Неочищенный от остатков метанола биодизель характеризуется агрессивностью относительно резиновых уплотнительных материалов, красок и лаков, а также алюминия. По теплоте сгорания биодизель на 10% уступает нефтяному дизтопливу (37,2 МДж/кг в биодизеля против 42,5 МДж/кг в нефтяного дизтоплива). Поэтому мощность двигателя, что работает на биодизеле, снижается в среднем на 7%, а расход топлива повышается примерно на 5-8% [7].

Биодизель представляет собой сложные эфиры жирных кислот и производится из сырья, которое содержит жиры (растительные или животные). При добавлении к жирам спиртов (метилового, этилового или изопропилового) при наличии катализатора проходит реакция алкоголиза, в результате которой из триглицеридов жирных кислот образуются глицерин и сложные эфиры, которые и называют биодизелем. Обязательным условием прохождения реакции алкоголиза является наличие катализатора и нагрева реагентов до температуры 40-80°C (по традиционной технологии производства). В качестве катализатора могут выступать кислоты или щелочи [30]. После отделения глицерина биодизель необходимо очистить от катализатора и остатков спирта, который для полного прохождения алкоголиза добавляет-



ся с избытком. Только после этого биодизель можно использовать в качестве топлива для дизельных двигателей.

Технология получения биодизеля со сверхкритическим состоянием метанола, разработанная японскими учеными, предполагает для прохождения реакции алкоголиза создания температурного режима около 240°C и давление 80 ат. При этом катализатор не применяется, а реакция проходит в течение 2-4 мин. Преимуществом данной технологии является отсутствие необходимости применения катализаторов, а следовательно, и потребности очистки готового продукта от них [31].

Наибольшую долю в структуре затрат на производство биодизеля составляет стоимость семян масличных культур, которая вследствие колебаний на рынке может существенно изменяться. Производить метиловые эфиры жирных кислот выгоднее из семян, выращенных в собственном хозяйстве, чем с приобретаемых (себестоимость такого биодизеля составляет 6,5 грн/л при урожайности озимого рапса 25 ц/га, 9,2 грн/л – при урожайности 15 ц/га, 12,1 грн/л – с купленного сырья).

Перспективным является производство биодизеля из отработанного растительного масла, которое в любом случае необходимо утилизировать. Себестоимость производства такого биодизеля составляет 1,5-2,5 грн/л. Однако технология производства биодизеля из отработанного масла несколько иная и возникают определенные затруднения с его очисткой. На начальном этапе внедрения находятся технологии производства биодизеля из водорослей.

Биодизель в Украине производится согласно национального стандарта ДСТУ 6081:2009 “Моторное топливо. Метиловые эфиры жирных кислот, масел и жиров для дизельных двигателей. Технические условия”. Этот стандарт гармонизирован с Европейским стандартом EN 14214:2003 “Топливо для автомобилей. Метиловые эфиры жирных кислот для дизельных двигателей. Требования и методы анализа”. Также разработан государственный стандарт ДСТУ 7178:2010 “Топливо альтернативное. Этиловые эфиры жирных кислот, масел и

жиров для дизельных двигателей. Технические требования и методы контроля” [7].

В последнее время ведутся исследования применения в качестве топлива для дизельных двигателей спиртов, что обусловлено большой сырьевой базой и относительно низкой стоимостью получения (особенно для этанола и метанола). Трудности применения вызваны физико-химическими свойствами спиртов. Главный недостаток – низкая самовозгораемость спиртов (температура самовозгорания этанола составляет 425°C, метанола – 455°C [7]). Хотя с ростом числа атомов углерода в молекуле цетановое число спиртов растет, при этом нужно учитывать, что стоимость многоатомных спиртов в несколько раз выше, поэтому экономически оправдано применение этанола и метанола, хотя их цетановые числа соответственно равны 8 и 3. В связи с этим применение низших спиртов в чистом виде требует конструктивных мер, обеспечивающих возгорание спиртов в цилиндре дизеля.

Следующая негативная сторона применения спиртов – их испаряемость. Вследствие этого необходимо предусматривать ликвидацию паровых пробок в системе питания. Высокая скрытая теплота испарения вызывает локальное понижение температуры смеси в цилиндре на 150-200 К.

Меньшая вязкость обуславливает изменение геометрии факела распыла, увеличение протечек через форсунки, плунжерные пары, ухудшает условия смазки плунжерной пары, в связи с чем могут происходить прихваты и задиры.

Меньшая теплота сгорания вызывает необходимость увеличения объема цикловой подачи в 2,3-2,8 раза, что потребует изменения регулировки топливной аппаратуры.

Кроме того, метанол имеет повышенную коррозионную и электрокоррозионную активность, что заставляет применять стойкие материалы.

При работе дизелей на спиртах, в результате большего содержания кислорода в спиртовом топливе и его более стабильных характеристиках, дымность и токсичность отработанных газов намного ниже. Процесс сгорания, экономичность и мощностные показатели в этом случае сильно зависят от способа подачи спиртового топлива, и в ли-

температуре нет однозначных оценок влияния его на рабочий процесс. Особенно много проблем вызывают пусковые качества, работа на режимах малых нагрузок и частотах вращения, работа на неустановившихся и переходных режимах.

Более низкая теплота сгорания спиртов вызывает необходимость увеличения цикловой порции, что, в свою очередь, обуславливает увеличение емкости топливных баков, переоборудования топливной аппаратуры.

Использование спирта в дизелях может быть осуществлено различными способами, к которым относятся:

- впрыск спирта в впускную систему в сочетании с впрыском дизельного топлива;
- впрыск спирта с помощью второй топливной системы и инициирование возгорания спирто-воздушной смеси запальной порцией дизельного топлива;
- расслоение заряда при внутреннем смеобразовании и искровое зажигание;
- использования эмульсий и растворов с дизельным топливом.

При переводе дизелей на спиртовые топлива в случае использования чистого спирта очень трудно обеспечить их самовозгорание. Поэтому большее распространение получили способы возгорания спирто-воздушной смеси с помощью запальной порции дизельного топлива жидкого или электрической искры, однако в этом случае необходимые конструкторские изменения: установка карбюратора или второй топливной системы высокого давления, необходимость размещения свечи зажигания, что невыполнимо для миллионов существующих дизелей.

С этой точки зрения более перспективно применение растворов спирта в дизельном топливе или применения специальных присадок, повышающих метановое число спиртового топлива. В качестве присадок используются амил-, гексил-, этилгексил-, циклогексилнитраты, что повышает метановое число спиртового топлива до 40 единиц. К недостаткам этого метода следует отнести значительную добавку (13-17% циклогексилнитрата) присадок, которые имеют высокую стоимость.

Применение растворов спирта в дизельном топливе позволяет обойтись без переделки двигателя. Однако растворимость

низших спиртов крайне незначительна (метанол почти не растворяется в дизельном топливе, а этанол растворяется при температурах свыше 36° С).

Одним из путей преодоления трудностей приготовления смесей является применение третьего компонента – совместного растворителя дизельного топлива и спирта. Общий растворитель должен иметь свойства дизельного топлива и спирта, то есть его молекула должна иметь как полярные свойства, так и алифатическую составляющую, для образования связей с углеводородами. В качестве растворителей можно использовать пропанол, изобутанол, октанол [32].

В настоящее время смесь минерального дизельного топлива с этанолом и присадками выпускается под общим европейским названием E-diesel. Лидером в использовании этанола в составе нефтяного дизельного топлива является Швеция. Самым употребляемым E-diesel является смесь из обычного дизтоплива, 7-10% этанола и 1-2% антикоррозионных, стабилизирующих и цетанповышающих присадок. Для использования таких топлив не нужно вносить конструктивные изменения в дизельном двигателе. Теплотворная способность E-дизеля на 3% ниже, чем традиционного дизтоплива, а удельный расход – на 2,8% выше. Эмиссия оксидов азота, оксида углерода и дымовых частиц ниже на 2, 17 и 21% соответственно. Шведский автопроизводитель Scania адаптировал два своих дизельных двигателя под топливо, содержащий 90% этанола. Для этого были заменены детали топливных насосов и форсунок, а также применены устойчивые к этанолу уплотнения [33]. Аналог E-дизеля выпускается в США под маркой O2Diesel [2].

Технология производства смесового дизельного топлива, что применяется в Германии, заключается в добавлении в нефтяное дизельное топливо 20% воды и 1% специального эмульгатора с обработкой смеси в диспергаторе. Смесь можно использовать в обычных дизельных двигателях без их переделки. Цвет смеси – мутно-белый. Срок хранения после приготовления – около трех месяцев [2].

В Российской Федерации для использования на военной технике разработано смесовое топливо ПБД-Л, в составе товарного

летнего дизтоплива (77%), воды (15%), специально синтезированного поверхностно-активного вещества, то есть эмульгатора (8%). Эмульгатор обеспечивает быстрое образование стабильной микроэмульсии типа "вода в масле" с размером микрокапель воды в объеме топлива менее 1 микрона [34]. В качестве эмульгатора применяют пентол в смеси с твин-80 в весовом соотношении 2:1, пентол в смеси с ОП-4 в весовом соотношении 3:1 [35]. При приготовлении ПБД-Л может быть использована пресная вода любого происхождения, однако желательнее применять дистиллированную воду. Компонентный состав топлива разработан с учетом возможности приготовления его отдельных партий не только на заводах, но и на местах эксплуатации техники с использованием штатных средств перекачки, транспортировки и хранения топлива.

Особенностью топлива ПБД-Л является то, что оно практически не воспламеняется и не горит при мощном огневом воздействии не только на танк, но на любое транспортное средство или объект с топливными баками и дизельным двигателем, которые надежно работают на таком "негорючем" топливе. Секрет состава уникальной топливной композиции простой. Известно, что при испарении вода поглощает большое количество тепла, поэтому издавна и до наших дней огонь в основном тушат водой. К тому же вода характеризуется самой высокой теплотой парообразования, то есть способностью поглощать тепло при испарении. Образованный при испарении воды водяной пар предотвращает доступ воздуха и, следовательно, кислорода, до источника пламени и тем самым прерывает процесс горения. К тому же водяной пар очень теплопроводный, то есть способен быстро отводить тепло с нагретого объекта, и так же, как и вода, характеризуется высокой теплоемкостью.

Поэтому при использовании топлива ПБД-Л на военной технике значительно повышается ее пожаровзрывобезопасность. При баллистических испытаниях баков с топливом ПБД-Л отмечены факты тушения топливом очагов пламени на почве.

Но пожаровзрывобезопасное топливо ПБД-Л не лишено недостатков. Цена его на порядок выше товарного дизтоплива, а экс-

плуатационный расход больше на 10-12%. В то же время, относительно высокую цену ПБД-Л можно сопоставить с ценой танка или дорогостоящей спецтехники, которые могут сгореть при огневом воздействии, или, например, с колоссальными убытками через не потушенные месяцами лесные пожары. Следует также учесть, сколько человеческих жизней может быть спасено в боевых условиях, автокатастрофах при применении на технике пожаровзрывобезопасного топлива [34].

Во многих странах применяется также смесевое дизельное топливо с добавлением 2% или 5% биодизеля. В Украине смесевое биодизельное топливо производится согласно ДСТУ 4840:2007 "Дизельное топливо повышенного качества. Технические условия", который предусматривает производство смесевое дизельного топлива В5 с 5%-ной добавкой биодизеля. Требуют разработки государственных стандартов на смесевые дизельные топлива с содержанием биодизеля 10, 20 и 30%, что позволит реализовывать его на рынке аналогично традиционным [8].

В Финляндии фирма "Neste Oil" начала разработку и продуцирования "биотоплива второго поколения", в котором применяется смесь биодизеля и водорода под торговой маркой NExBTL [36].

Дизельный двигатель можно также переоборудовать на газовое топливо (метан или пропан) Но для этого надо серьезно переработать штатную систему питания дизеля. Прежде всего нужно отметить, что на одном метане дизельный двигатель работать не может. Метан не может загораться от сжатия, как нефтяное дизельное топливо, поскольку температура его самовозгорания намного выше (около 595°C против 220°C у нефтяного дизтоплива [7]). Так что если попытаться заставить обычный дизельный двигатель работать на метане, температуры сжатого воздуха в цилиндрах просто не хватит для его самовозгорания. Поэтому "чисто газовый" дизель даже теоретически невозможен. Тем не менее, существуют два способа приспособить дизельный двигатель к работе на газе.

Первый способ, более простой и радикальный, требует существенной переработки мотора (что в Европе практикуется довольно давно). Для этого на дизельном двигателе

демонтируют топливную аппаратуру, вместо нее устанавливают систему зажигания, а форсунки заменяют свечами зажигания. Машина комплектуется соответствующим газобаллонным оборудованием, и газ подается с помощью дозатора во впускной коллектор. Но поскольку октановое число метана составляет 120, то степень сжатия, присущая дизелю, для него будет слишком высокой. Двигатель, переработанный таким образом, проработает очень недолго и разрушится от детонации. Чтобы обеспечить мотору нормальный режим работы, нужно уменьшить степень сжатия до 12-14 путем выборки "лишнего" металла на днищах поршней или в камерах сгорания головки блока. Если же этого окажется недостаточно, придется установить прокладки определенной толщины под головку блока цилиндров. Правда, в результате подобных переделок получится уже так называемый "газовый двигатель". Он ничем (кроме повышенного ресурса) не будет отличаться от переделанного под газ до такой же степени сжатия (12-14) бензинового мотора. После подобной переделки бывший дизель станет более экологичнее и экономичнее, а ресурс его возрастет. Но в таком исполнении двигатель сможет работать только на природном газе, а сеть газовых заправок у нас, пока не настолько развита, чтобы можно было эксплуатировать автомобиль, особенно не беспокоясь о том, хватит ли газа до следующей заправочной станции.

Существует и более простой вариант, который уже давно используется, хотя и распространен не очень широко. Речь идет о приспособлении обычного дизеля для работы на смеси нефтяного дизельного топлива и метана (так называемый газодизельный двигатель). В этом случае для работы дизеля на газе необходима подача в цилиндры некоторого количества жидкого дизельного топлива – так называемой запальной порции. При подаче в конце такта сжатия, она будет зажигаться и поджигать газовоздушную смесь, поступающую в цилиндры на такте впуска. Зажигательная порция для газифицированных быстроходных дизелей (такowymi считаются все автомобильные) составляет 15-30% от обычной порции жидкого дизельного топлива (в зависимости от газобаллонного

оборудования, типа двигателя и его состояния). Это то минимальное количество, которая, самовозгораясь, гарантировано подожжет в цилиндрах газовоздушную смесь. Преимущество такого мотора заключается в том, что, когда газ заканчивается, он может работать в своем обычном режиме – на жидком дизтопливе. При работе в таком режиме, когда 70-85% топлива составляет метан или пропан), у дизеля полностью исчезает свойственный ему черный дым. Правда, в выхлопе немного увеличивается содержание углеродов. Но это уже не канцерогены, выброшенные дизельным двигателем (тот же 3,4-бензпирен), а лишь незначительное количество не сгоревшего, совершенно безвредного метана. Кроме того, в газодизеля, по сравнению с обычным дизельным двигателем, возрастает ресурс (через уменьшение отложений на деталях цилиндрико-поршневой группы) и срок службы масла. Для переработки мотора нужно не только установка газобаллонного оборудования, но и определенное доведение имеющейся топливной аппаратуры. Прежде всего это касается насоса высокого давления, который должен обеспечивать стабильную подачу небольших порций дизтоплива на всех режимах работы двигателя. Приспособить таким образом для работы на газе можно любой дизельный двигатель.

Сегодня сдерживающим фактором перевода дизельных двигателей на метан прежде всего является отсутствие экономической заинтересованности автовладельцев. Чтобы заинтересовать потребителей использовать сжатый и сжиженный газ, метан должен быть вдвое дешевле дизтоплива. Но ведь кроме расходов на два вида топлива в период эксплуатации и немалой цены газовой аппаратуры, в себестоимость "газификации" входит и внесение изменений в штатную систему питания дизеля. Поэтому переводить на газовое питание дизельные легковые автомобили с их в принципе относительно малым расходом топлива вряд ли целесообразно, поскольку срок окупаемости дополнительного оборудования растянется на 6-7 лет при годовом пробеге 15 тыс. км. С экономической точки зрения, газобаллонное оборудование наиболее выгодно устанавливать на большегрузных дизельных автомобилях с

большим суточним пробегом, где оно окупается гораздо быстрее. В то же время, тяжелые грузовики используются в качестве специализированных автомобилей, прежде всего самосвалов и тягачей, а также для установки различной спецтехники. На таких машинах свободного места для размещения большого количества баллонов конечно нет. Что же касается средних и легких дизельных грузовиков и фургонов, то экономическая целесообразность установки на них газобаллонного оборудования оправдана только при большом годовом пробеге (порядка 45-50 тыс. км). Хотя с ростом цен на дизтопливо это становится все более актуальным [37].

## ВЫВОД

Аналогами дизельного топлива из ископаемой сырья есть синтетическое дизельное топливо, получаемое при переработке угля, горючих сланцев и биомассы методом Фишера-Тропша; диметиловый эфир, сырьем для производства которого является природный газ, метанол и биомасса. Из всех биотоплив наиболее адаптированным для использования в дизельных двигателях есть биодизель, который по своим физическим свойствам приближается к нефтяным дизельным топливам. Применение чистого растительного масла может привести к уменьшению срока службы двигателя. Также для дизельных двигателей применяются смесевые топлива: метана или пропана и дизельного топлива (15-30%); дизельного топлива, воды и специального эмульгатора с отделкой смеси в диспергаторе; дизтоплива, 7-10% этанола и 1-2% присадок (выпускается под названием E-diesel); дизельного горючего топлива с добавлением 2% или 5% биодизеля.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. BP Statistical Review of World Energy – London, June 2010. – 50 p.
2. Технології виробництва біодизеля: [курс лекцій для студ. сільськогосп. вузів] / В.Г. Мироненко, В.О. Дубровін, В.М. Поліщук, С.В. Драгнев. – К.: Холтех, 2009. – 100 с.
3. Поліщук В.М. Сучасний стан світового та вітчизняного паливно-енергетичного ком-

плексу / В.М. Поліщук, Т.О. Білько // Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування: Зб. наук. праць. – Київ, 2012. – № 170, ч. 1 – С. 205–215.

4. Поліщук В.М. Способи застосування біопалив в народному господарстві / В.М. Поліщук // Науковий вісник Національного аграрного університету. – К., 2008. – № 125. – С. 257–267.

5. Девянин С.Н. Растительные масла и топлива на их основе для дизельных двигателей / С.Н. Девянин, В.А. Марков, В.Г. Семенов – Харьков: Новое слово, 2007 – 600 с.

6. Polischuk V. Технології виробництва рослинної олії для використання в енергетичних цілях / V. Polischuk // MOTROL. Motoryzacja i energetyka rolnictwa. – Lublin, 2010. – Tom. 12 В. – С. 377–384.

7. Альтернативна енергетика: [навч. посібник для студ. вищ. навч. закл.] / М.Д. Мельничук, В.О. Дубровін, В.Г. Мироненко, І.П. Григорюк, В.М. Поліщук, Г.А. Голуб, В.С. Таргоня, С.В. Драгнев, І.В. Свистунова, С.М. Кухарець. – К.: «Аграр Медіа Груп», 2011. – 612 с.

8. Комплексні енергоощадні системи виробництва і використання твердих та рідких біопалив в умовах АПК: Рекомендації для агропромислових підприємств України / М.Д. Мельничук, В.О. Дубровін, В.Г. Мироненко, В.М. Поліщук, В.І. Кравчук, П.В. Гринько, А.В. Бурилко. – К: АграрМедіа Груп, 2011. – 144 с

9. Біопалива (технології, машини і обладнання) / [ В. Дубровін, М. Корчемний, І. Масло, О. Шептицький, А. Рожковський, З. Пасторек, А. Гжибек, П. Євич, Т. Амон, В.В. Криворучко]. – К.: ЦТІ “Енергетика і електрифікація”, 2004. – 256 с.

10. Дубровин В.А. Украинское биотопливо будет качественным / В.А. Дубровин, М.Д. Мельничук, В.Г. Мироненко, В.Н. Полищук, С.В. Драгнев // Зерно. – 2007. – № 5. – С. 98–103.

11. Мироненко В.Г. Технології та технічні засоби виробництва біодизелю / В.Г. Мироненко, В.М. Поліщук, С.Є. Тарасенко, О.В. Поліщук / [Електронний ресурс] / Енергетика і автоматика. – 2010. – № 2 (4) // Режим доступу до журн.: [http://www.nbu.gov.ua/ejournals/eia/2010\\_2/index.htm](http://www.nbu.gov.ua/ejournals/eia/2010_2/index.htm).

12. Новітні технології біоенергоконверсії: Монографія / Я.Б. Блюм, Г.Г. Гелетуша, І.П. Григорюк, В.О. Дубровін, А.І. Ємець, Г.М. Забарний, Г.М. Калетнік, М.Д. Мельничук, В.Г. Мироненко, Д.Б. Рахметов, С.П. Циганков – К: "Аграр Медіа Груп", 2010. – 360 с.

13. Rubezhmyak I. Аналіз окремих показників якості біодизелю та їх екологічної безпечності / Ivan Rubezhmyak, Taras Petrenko // MOTROL. Motoryzacja i energetyka rolnictwa. – Lublin, 2010. – Т. 12В. – С. 71–75.

14. Поліщук В.М. Техніко-технологічні аспекти виробництва біодизельного пального / В.М. Поліщук // Вісник аграрної науки. – 2010. – №11. – С. 41–42.

15. Pavlenko M. Аналіз методів зневоднення дизельного біопалива / Maksim Pavlenko // MOTROL. Motoryzacja i energetyka rolnictwa. – Lublin, 2011. – Т. 13В. – С. 62–65.

16. Поліщук В.М. Технології виробництва біодизелю (Огляд) / В.М. Поліщук, С.Є. Тарасенко, І.Д. Гуменюк, М.М. Яструб, О.В. Поліщук // Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування. – К., 2010. – Вип. 144, ч. 3. – С. 354–359.

17. Поліщук В.М. Перспективи застосування дизельних біопалив в народному господарстві / В.М. Поліщук, М.Д. Мельничук, В.О. Дубровін, В.Г. Мироненко // Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування. – К., 2010. – Вип. 144, ч. 1. – С. 33–43.

18. Поліщук В.М. Проблеми розвитку дизельного біопалива в Україні / В.М. Поліщук, І.О. Білик, С.В. Драгнєв, О.В. Поліщук // Продуктивність агропромислового виробництва: наук.-практ. зб. – 2007. – Вип. 6. – С. 110–117.

19. Біоенергія в Україні – розвиток сільських територій та можливості для окремих громад: Науково-методичні рекомендації щодо впровадження передового досвіду аграрних підприємств Польщі, Литви та України зі створення новітніх об'єктів біоенергетики, ефективного виробництва і використання біопалив: [Наук.-метод. рекомендації] / [В.О. Дубровін, М.Д. Мельничук, Ю.Ф. Мельник, В.Г. Мироненко та ін.]. – К.: Національний університет біоресурсів і природокористування України; Інститут будівництва,

механізації та електрифікації сільського господарства, Польща, Інститут аграрної інженерії, Литва. 2009. – 122 с.

20. Дубровін В.О. Енергетичний гектар України / В.О. Дубровін, М.Д. Мельничук, А.Є. Конеченков, С.В. Драгнєв // Посібник українського хлібороба. – 2007. – С. 218–228.

21. Василів Р.Г. Перспективи розвитку біотоплива в Росії. Сообщение 1. Биодизель / Р.Г. Василів / Весник биотехнологии и физико-химической биологии им. Ю.А. Овчинникова. – 2007. – Т.3. – №1 – С. 47–54.

22. Поліщук В.М. Економічні показники виробництва та використання дизельних біопалив / В.М. Поліщук // Продуктивність агропромислового виробництва: наук.-практ. зб. – 2008. – Вип. 11. – С. 65–68.

23. Поліщук В.М. Тваринні та рослинні жири як сировина для виробництва біодизелю (Узагальнення досвіду) / В.М. Поліщук // Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування. – К., 2010. – Вип. 144, ч. 3 – С. 198–218.

24. Малолетнев А. С. Современное состояние технологий получения жидкого топлива из углей / А. С. Малолетнев, М. Я. Шпирт // Российский Химический Журнал (Журнал Российского химического общества им. Д.И. Менделеева). – 2008. – Т. LI – №6 – С. 44–53.

25. Романов А.Д. Создание технологии и оборудования для переработки биогаза в синтетическое топливо / А.Д. Романов, Мартынов М.А. // Материалы 5-й всероссийской научной молодежной школы ["Возобновляемые источники энергии"], (Москва, 25-26 октября 2006 г.) / Российский фонд фундаментальных исследований; ЗАО НПК "Сибгелиозкоэнерго". – М.: Геогр. ф-т МГУ, 2006 – С. 97–100.

26. Гелетуша Г.Г. Обзор современных технологий получения жидкого топлива из биомассы быстрым пиролизом. Ч.1 / Г.Г. Гелетуша, Т.А. Железная // Экологические технологии и ресурсосбережение. – 2000. – № 2. – С. 3–10.

27. Модульные энергонезависимые установки для переработки углеводородных газов в метанол, высокооктановый бензин, диметиловый эфир и водород / ЭСКО. Электронный журнал экосервисной компании "Экологические системы". Январь 2006. – № 1. [Электронный

ресурс] / 2012. Режим доступу до журн.: [http://esco-ecosys.narod.ru/2006\\_1/art19.htm](http://esco-ecosys.narod.ru/2006_1/art19.htm). Дата доступу: 26/05/2012.

28. Рост цен на бензин и дизельное топливо, почему, что будет дальше. Часть 3 / Группа компаний «Горячий фронт» [Электронный ресурс] / 2012. Режим доступу до журн.: <http://www.hotfront.ru/blog/category3/227>. Дата доступу: 26/05/2012.

29. Дизпаливо: вже скоро за 1 євро / Українська правда. 14 липня 2008. – [Електронний ресурс] / 2012. Режим доступу до журн.: <http://www.epravda.com.ua/publications/2008/07/14/163086/>.

30. Техника и технологии производства и переработки растительных масел / [Нагорнов С.А., Дворецкий Д.С., Романцова С.В., Таров В.П.]. – Тамбов: Изд-во ГОУ ВПО ТГТУ, 2010 – 96 с.

31. Поліщук В.М. Техніко-технологічні аспекти виробництва біодизельного пального / В.М. Поліщук // Вісник аграрної науки. – 2010. – №11. С. 41–42.

32. Матиевский Д.Д. Применение смесевых спиртовых топлив в дизелях автотракторного типа / Д. Д. Матиевский, С. П. Кулманаков // Вестник Алтайского государственного технического университета им. И.И. Ползунова. – Барнаул, 2000. – № 2. – С. 87–93.

33. Цыганков С.П. Биоэтанол / С.П. Цыганков – К.: ООО "Интерсервис", 2010. – 160 с.

34. Азев В.С. Горючее, которое горит только в двигателе. Водно-топливная композиция стоит дорого, но не дороже жизни экипажа танка / В.С. Азев, В.Р. Лебедев // Независимое военное обозрение. – 2004. – 21 мая. – С. 6.

35. Пат. RU2278892. Российская Федерация, МПК<sup>3</sup> G01N25/22. Композиция водно-топливной эмульсии / Миргород Ю. А.; заявитель и патентообладатель: Государственное образовательное учреждение высшего профессионального образования "Курский государственный университет". – Оpubл. 07.04.2007, РЖ 19П. Химия и переработка горючих полезных ископаемых и природных газов.

36. Долінський А.А. Продуктування енергоносіїв з відновлювальної рослинної сировини / А.А. Долінський, Л.М. Грабов, В.І. Мершій, О.І. Шматок // Відновлювана та

нетрадиційна енергетика. – 2008. – №9. – С. 44–50.

37. Михайлов Б. Дизель может работать на газе / Борис Михайлов // Riga автомобильная. – 2006. – № 145. – С. 37.

## ALTERNATIVE FUEL-OILS

**Summary.** The necessity of search of fuels, able to replace oil diesel is grounded. The analogues of fuel-oil, which are made from fossil and renewable raw material, are analyzed. Their advantages and failings are considered. The estimation of technologies of their production and use is conducted.

**Key words:** methoxymethane, synthetic fuel-oil, E-diesel, gas is a diesel engine, blenderized fuels, vegetable butter, biodiesel, methyl ether, blenderized fuels.

## CO FERMENTATION OF SUGAR BY-PRODUCTS WITH TYPICAL AGRICULTURAL SUBSTRATES

Vitaliy Kryvoruchko<sup>1</sup>, Thomas Amon, Barbara Amon, Valeriy Dubrovin<sup>2</sup>, Maksym Melnychuk<sup>2</sup>, Eugeniusz Krasowski<sup>3</sup>,

<sup>1</sup>Division of Agricultural Engineering, Department of Sustainable Agricultural Systems, University of Natural Resources and Applied Life Sciences, Peter-Jordan Strasse 82, A-1190 Vienna, Austria

<sup>2</sup>National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine, 15, Geroiv Oborony Str., 03041 Kiev, Ukraine

<sup>3</sup>Commission of Motorization and Power Industry in Agriculture Polish Academy of Sciences Branch in Lublin  
Wielkopolska Str. 62, Lublin, Poland

**Summary.** Anaerobic digestion (AD) is a promising option for the environmentally friendly recycling of agricultural by-products. However, overloading of the digester with sugar, starch or protein might cause inhibition of the anaerobic processes. The aim of the present project was to investigate the influence of sugar beet by products on biogas yield from a typical mixture of energy crops and animal manure.

The investigated substrates have been: cattle slurry, maize, sorghum and grass silage, sugar beet pulp (SBP) and sugar beet tail silage (SBT). The difference between untreated SBT to processed SBP. All substrates were digested in 1 l eudiometer-batch digesters at 37.5°C during 28 to 38 days. The specific methane yield of mixtures and various substrates examined. The experiments showed that addition of sugar beet by product to energy crop and slurry mixture results in high methane yield even the achieved methane yield of the mixture was lower than expected.

**Key words:** Anaerobic digestion, biogas, methane yield, by-products, sugar beet pulp, sugar beet tail, potato peel pulp, potato fruit water.

### 1. INTRODUCTION

Except of the present project, little work on AD and methane yield of by-products from the sugar and starch industry has been done [Hassan 2003]. The low pH value and the high protein and sugar contents in these substrates may cause an acidification of the digester and therefore an inhibition of the methane production [9]. To avoid this danger in biogas plants, these by-products need to be investigated in laboratory experiments and the development of important process parameters has to be recorded. The most important parameters to indicate a possible inhibition of the AD process are: pH, volatile fatty acids and ammonia concentration. Beside these process parameters, it is also important to have knowledge about the development of the biogas composition (methane, hydrogen sulphide and carbon dioxide) during the AD.

The objectives of the present project was to determine the suitable volume and the co-fermentation effects of sugar beet by products within the mixture of other agricultural substrates and manure for biogas production.

### 2. MATERIAL AND METHODS

#### 2.1. Substrates

Sugar beet pulp (SBP) and sugar beet tail (SBT) were collected as silages from the AGRANA Zucker Ges.m.b.H. in Tulln, Austria. The proofed mixture of agricultural substrates consists of cattle slurry, maize and sorghum was collected on the Farms in Lower Austria.

#### 2.1.3. Inoculum

Active sludge from a commercial biogas plant in Lower Austria (Table 1) was used as inoculum. The substrates of the biogas plant were vegetables, maize silage and sunflower



silage. The inoculum was collected from the last part of the horizontal fermenter into a 50 l heatable container. Before sampling the transport container was filled with argon to insure anaerobic conditions inside.

Table 1: Parameters of the biogas plant from which the inoculum was taken

Parameter	
Digester type	Horizontal plug flow digester 1 mixing tank 193 m <sup>3</sup>
Digester	4 horizontal plug flow digesters 160 m <sup>3</sup> each 1 vertical second stage digester 1885 m <sup>3</sup> 1 storage tank (uncovered) 4825m <sup>3</sup>
Digested substrates	Energy crops, vegetables
Temperature in the digester	37°C
Ø hydraulic retention time	15 days h. digester + 55 days second stage
Electrical output	330 kW
Energy production	2 475.000 kWh a <sup>-1</sup>

Table 2 shows the nutrient content of the inoculum. In the course of the AD experiment in the laboratory, the specific methane potential of the inoculum was measured as well. The inoculum showed a low specific methane potential of only 15 l<sub>N</sub> (kg VS)<sup>-1</sup>.

Table 2: Nutrient content of inoculum

	XP	XL	XF	XA	XX	N	C	GE	C/N	pH	DM	VS
Substrate	%	%	%	%	%	%	%	MJ kg <sup>-1</sup> DM			%	%
	DM	DM	DM	DM	DM	DM	DM				FM	DM
Inoculum	14.5	0.8	10.0	47.2	27.5	6.3	27.7	18.0	4.4	7.4	2.4	52.8

XP = crude protein, XL = crude lipids, XF = crude fiber, XA = crude ash, XX = N-free extracts, N = nitrogen, C = carbon, GE = gross energy, DM = dry matter, FM = fresh matter, VS = volatile solids

### 2.1.1. Determination of methane potential (Experiment A)

The present study included 14 experimental variants. There of six variants were explored in mono digestion. Sugar by-products were analyzed as silage and as dried material. To determinate the co-fermentation effects of sugar by-products 6 mixtures with different content (30, 50 and 70% DM) of SBP and SBT were also digested. In the course of the experiment the fermentation process were detailed monitored to recognize any inhibitions or co-fermentation effects of different variants.

### 2.2. Anaerobic digestion experiments - Determination of the biochemical methane potential

The biochemical methane potential of the by-products was determined in 1 l eudiometer-batch digesters at 37.5°C. The experiments were carried out in accordance with VDI 4630 [xx]

and DIN 38 414-8 [xx]. Prior to AD, samples of all substrates were analysed for pH, DM, VS, crude protein, crude lipids, crude fibre, crude ash, N-free extracts, nitrogen and carbon using standard analysing procedures according to VDLUFA Band II.I [xx] and VDLUFA Band III [xx]. The gross energy content was measured with a calorimeter. The substrates were digested together with 350 g inoculum. That means on average the DM ratio between substrate and inoculum was 1:3. The DM content in the digesters with SBP and SBT ranged from 3.8 to 4.0%, the DM content in the digesters with PP, PPP and PFW from 3.0 to 3.1%. DM.

Each eudiometer consists of six digesters connected to equilibrium vessels, with a septum for gas extraction (Figure 1). The digesters were placed on magnetic stirrers in a tempered water bath. Specific methane yield from each substrate was measured in three replicates. During AD,

the digester content was mixed for 10 minutes every 30 minutes. Biogas was collected in gas-collection tubes connected to the digesters. The amount of biogas produced was monitored every day. Biogas quality (methane, hydrogen sulphide and ammonia) was analysed six times during the experiments. Methane (CH<sub>4</sub>) concentration in the biogas was measured using a NDIR analyser (Dräger X-am 7000, Dräger Safety, Lübeck, Germany) with an accuracy of  $\pm 1-3\%$  of the measurement reading. Before each measurement, the analyser was calibrated with CH<sub>4</sub> calibration gas containing 60% CH<sub>4</sub> and 40% CO<sub>2</sub>. NDIR readings were validated at regular intervals with gas chromatographic analysis. Hydrogen sulphide (H<sub>2</sub>S) and ammonia (NH<sub>3</sub>) concentration in the biogas were analysed with the NDIR analyser in combination with Dräger tubes (accuracy  $\pm 5-10\%$  and  $10-15\%$  of the measurement reading, respectively). The biogas and methane production from the inoculum alone was also measured and subtracted from the biogas and

methane production from the digesters containing the substrates and inoculum. The specific biogas and methane yields were calculated on the basis of norm conditions: 273 K and 1013 mbar and are given in norm litre per kg of volatile solids (l<sub>N</sub> kg VS). In addition, the coefficient of energy efficiency of AD ( $\eta$ ) was calculated for each substrate. This coefficient relates the produced methane energy to the gross energy of the substrate.

To control the quality and stability of the fermentation process, measurements of pH were done every second to third day and volatile fatty acids were measured twice during the experiment, at the beginning and at the end using gas chromatography. The fatty acid spectrum examined was C1-C6: acetic acid (HAC), propionic acid (PRO), iso butyric acid (i-BUT), butyric acid (n-BUT), iso valeric acid (i-VAL), valeric acid (n-VAL) and caproic acid (CAP). Figure 1: Eudiometer-batch digester system

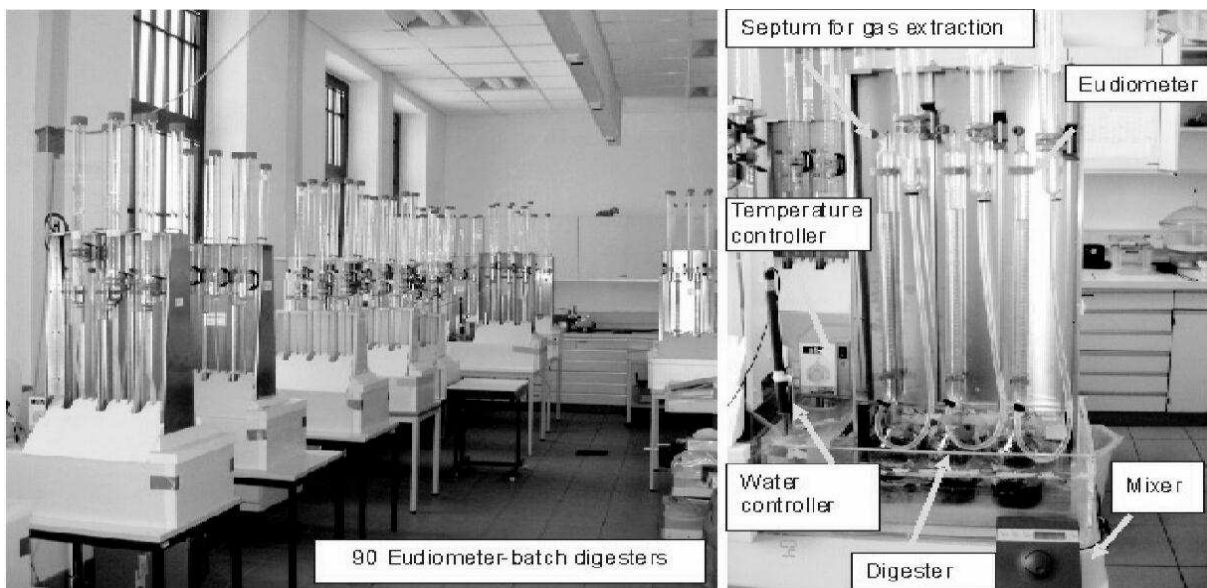


Figure 1: Eudiometer-batch digester system

### 2.3. Statistical data analysis

Statistical data analysis was carried out using the software package SPSS (version 12.0, SPSS Inc. 2006). In a first step, the descriptive statistics were done, determining means, standard deviations and frequency distributions of the data. Differences in the specific biogas and methane yields were tested with a pair wise

comparison of regression parameters by the Tukey-HSD-Test and T-Test. The level of significance was set to 0.05.

## 3. RESULTS AND DISCUSSION

### 3.1. Volatile fatty acid concentrations and pH during anaerobic digestion

The AD process of all substrates was carried out under optimal mesophilic conditions. The

average temperature was 37.5°C and the pH values in the experiments ranged between 7.29 and 7.85. Average pH values and concentrations of volatile fatty acids at the beginning and at the end of the AD are shown in Table 5 and 6.

For SBP and SBT, at the beginning of the experiment the pH was 7.29 and 7.85, respectively (Table 5). At the end of the experiment the pH for SBP and SBT was 7.34 and 7.79, respectively. That means during the whole experiment, the pH was lower in the digesters with SBP compared to digesters with SBT. From the beginning to the end of the experiment, the concentrations of acetic, propionic and butyric acid decreased in the digesters with SBP from 969 to 96.7, 113 to 4.2 and 8.8 to 0 mg l<sup>-1</sup>, respectively. For SBT the values decreased from 791 to 58.0, 114 to 4.7 and 11.0 to 0 mg l<sup>-1</sup>, respectively. The high concentrations of acetic and propionic acid at the beginning of AD are typical for the batch digester experiments. The low concentrations of acetic and propionic acid at the end of AD is a sign that the AD was not inhibited and the substrates were almost completely digested. The pH was in all experimental variants in the range of 7.1 at the beginning of fermentation to

7.7 to 8.2 at the end of fermentation. Thus, there was optimum pH environment for the bacteria in the fermenters in experiment from the perspective of the. The optimal environment for the bacteria to a pH is between 6.4 and 8.0 (VDI 4630). If the pH is outside this range, there may be a worse gas yield and gas composition with a higher CO<sub>2</sub> content (Koster 1989, Weiland 2004).

According to Wellinger [1997], the AD runs optimal if the concentration of acetic, propionic and butyric acid is less than 1000, 200 and 50 mg l<sup>-1</sup>, respectively and the value for HAC/PRO lies between 5 and 10. When the total concentration of volatile fatty acids exceeds 3000 mg l<sup>-1</sup> or the propionic acid concentration becomes higher than 300 mg l<sup>-1</sup>, an inhibition of the AD can take place. In the present experiments, except for PFW, the measured acetic acid concentrations were less than 1000 mg l<sup>-1</sup> (Fig 1.).

However, with SBT the total concentration of volatile fatty acids did not exceed 3000 mg l<sup>-1</sup> and with none of the substrates a propionic acid concentration higher than 300 mg l<sup>-1</sup> was measured. This demonstrates that in the present experiments the AD should not be inhibited.

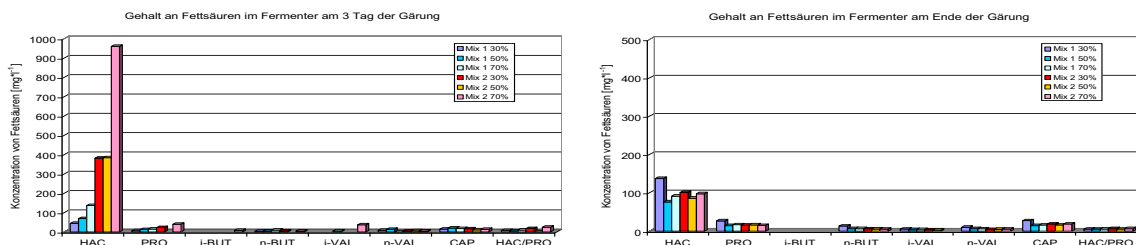


Fig. 1. Concentration of fatty acids in the fermenters to begin and to the end of digestion

### 3.2. Composition of the produced biogas

Table 3 displays the average composition of the biogas produced.

Six times during the experiment the concentration of methane, hydrogen sulphide and ammonia were measured.

The differences between the variants were not significant because the composition of the produced biogas varied during the experiments.

In both experiments the concentrations of methane, hydrogen sulphide and ammonia

increased during the first five days, then were more or less stable for the following 20 days and slightly decreased towards the end of the experiments.

The present data are comparable with literature data [Hassan 2003, KTBL 2005].

With regard to the by-products of sugar beet processing, SBP had higher concentrations of methane, hydrogen sulphide and ammonia compared to SBT (Table 3).

Table 3: Concentration of methane (CH<sub>4</sub>), hydrogen sulphide (H<sub>2</sub>S) and ammonia (NH<sub>3</sub>) in the biogas

Variant	CH <sub>4</sub> -Content			H <sub>2</sub> S- Content			NH <sub>3</sub> - Content		
	%	n	±	%	n	±	%	n	±
cattle slurry	53,0	7	8,8	267	6	112	26	3	11
maize	55,1	7	3,7	214	6	58	29	3	16
sorghum	57,2	7	4	213	6	49	29	3	13
grass	57,6	7	4,2	281	6	149	32	3	30
pressed beet pulp silage	50,9	7	7,1	321	6	74	37	3	11
beet-tail silage	49,6	7	5	174	6	100	30	3	7
Mix 1 30%	56,7	7	3,7	209	6	23	33	3	1
Mix 1 50%	57,0	7	2,9	362	6	51	35	3	4
Mix 1 70%	57,3	7	3,3	176	6	97	32	3	10
Mix 2 30%	53,6	7	5,4	358	6	118	16	3	8
Mix 2 50%	54,7	7	7	387	6	45	16	3	13
Mix 2 70%	55,0	7	7,3	350	6	82	17	3	10
pressed and dried beet pulp silage	46,2	7	12,8	250	6	127	41	3	38
dried beet-tail silage	54,2	7	5,1	355	6	99	31	3	20

As we can see the average methane concentration of grass and sorghum was higher than from the other substrates. The drying of sugar beet pulp silage reduced the methane content. It could be caused by the evaporation of fatty acids during drying process. The Mixtures with SBP shown a little higher methane content in biogas compared to the mixtures with SBT.

### 3.3. Specific biogas and methane yields as well as energetic efficiency of the investigated substrates

#### 3.3.1. Specific biogas and methane yield of by-products of sugar beet processing (Experiment A)

The specific biogas and methane yield of the sugar by-products: sugar beet pulp silage (SBP) and sugar beet tail silage (SBT) were measured over 30 days. The measurements were carried out until the specific methane yield per day was less than 1% of the cumulative specific methane yield.

The specific biogas and methane yields of SBP and SBT were significantly different (Table 9). With SBT the specific biogas and methane yields were higher. On average a specific methane yield of 481 l<sub>N</sub> (kg VS)<sup>-1</sup> was measured for SBT, whereas for SBP the specific methane yield was 430 l<sub>N</sub> (kg VS)<sup>-1</sup>. In the

literature similar values were reported [Beck 2001, Hassan 2003]. For sugar beet silage Hassan (2003) gave the methane yields between 400 and 468 l<sub>N</sub> kg<sup>-1</sup> VS.

Table 4 also gives results for η, the energetic efficiency. For SBP on average 87.4% of the gross energy was converted to methane energy. The average value for SBT was 88.5%. SBT silage showed the highest methane yield of 480 l<sub>N</sub> CH<sub>4</sub> (kg VS)<sup>-1</sup>. The lowest methane yield was achieved from cattle manure. The standard deviation of the average methane yield for the SBP-silage, meadow and Sudan grass silage was significantly lower than of SBT silage and corn silage. This indicates a different homogeneity of the samples.

In the literature we found, for SBP silage a specific methane production potential of 400 NL CH<sub>4</sub> per kg VS (Öchsner et al. 2003). SBT silage for a specific methane production potential of 96 m<sup>3</sup> / t FM is, 52% CH<sub>4</sub>, 17% TS (Keymer 2002) and 75 m<sup>3</sup> / t FM indicated (no indication TS) by Weiland (1997). The specific methane yield from cattle manure, maize and grass silage were also in the folding back from the fields of literature (Amon et al. 2003, Guidelines Biogas 2004).

Table 4: Specific biogas and methane yield

Variante	Biogas yield [NI *(kg oTS)-1]			Methane yield [NI *(kg oTS)-1]		
	Av	n	St.div	Av	n	St.div
cattle slurry	249	3	2,6	132	3	0,5
maize	782	3	86,8	431	3	42,5
sorghum	608	3	26,8	348	3	14,9
grass	668	3	15,5	385	3	9
pressed beet pulp silage	845	3	33,3	430	3	18,1
beet-tail silage	970	3	68,7	481	3	32,4
Mix 1 30%	372	3	27,1	211	3	16,1
Mix 1 50%	405	3	15,5	231	3	8,1
Mix 1 70%	517	3	9,2	296	3	16,1
Mix 2 30%	668	3	24,0	358	3	10,2
Mix 2 50%	707	3	23,3	387	3	14,3
Mix 2 70%	812	3	50,0	447	3	24,9
pressed and dried beet pulp silage	641	3	21,4	296	3	13,2
dried beet-tail silage	506	3	27,9	274	3	14,9

The efficiency of methane digestion was calculated in accordance with the methane yield and the gross energy content in the biomass. It was 24% for cattle manure, 84% for maize, 64% for sudan grass, 73% in meadow grass, 85% for SBP silage and 89% for SBT silage. The efficiency of methane fermentation shows the energy recovery and fermentability of constituents of biomass in anaerobic fermentation process. The formula is described in chapter "Material and Methods."

To identify the optimal mixture ratio of SBP silage and SBT silage in the mixture of cow manure, corn silage, to see Sudan grass and grass silage, were digested separately and in the mixtures. The measured specific biogas and methane yields with the standard deviation of three replicates are shown in Table 4. As shown in table 4, the biogas and methane yield of the mixtures increased with increasing amount of sugar by-products in the mixture.

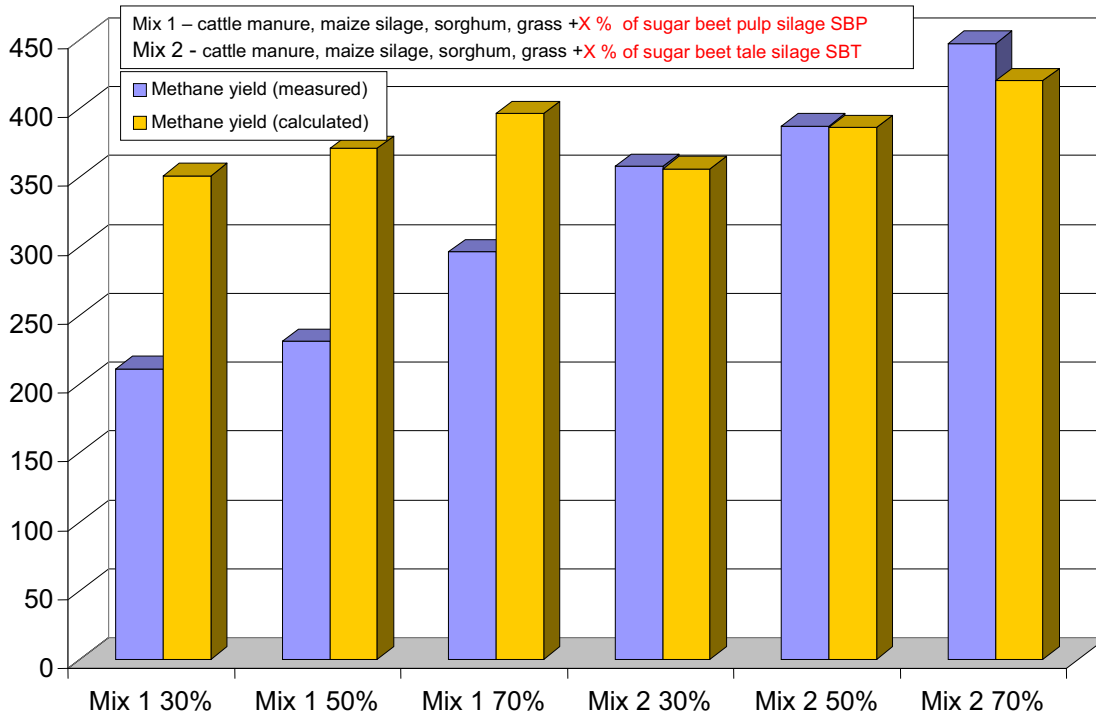
#### **Determination of co-fermentation effects**

To clarify the cofermentations effects caused by the addition of SBP and SBT silage to the mixtures of cattle manure, maize silage, Sudan grass and meadow grass the substrates were digested in the mixture were digested in the mixture and separately. Based on the determined specific methane yields of the individual separately digested components and

their content in the mixtures the expected specific methane yields were calculated.

Figure 2 shows the measured specific methane production potential of the mixtures 1 and 2 with different proportions of sugar beet by-products compared to the expected specific methane yield of these mixtures. As we can see in the fig 6 there was now co-fermentation effect achieved. The lower achieved as calculated specific methane yield of the mixtures with SBP silage could be possibly caused by reduced activity of cellulolytic bacteria, and thus lower recovery of nutrients from corn, Sudan grass and meadow grass silage. In animal nutrition we know that allowance of slightly soluble carbohydrates (sugars and starches) in ruminants may reduce the digestibility of other nutrients, particularly of protein and crude fiber. This decrease is referred to as "general digestive depression". According to (Kirchgessner 1992) primarily the cellulotic bacteria (cellulotische activity) could be inhibited. This could explain the reduced actual methane yield of the mixtures with SPB silage.

The mixtures of Group 2 with SBT silage showed only slight co-fermentations effects. The addition of 70% of the ZR-top silage, resulted maximal additional methane yield of 6%. Optimal mixing ratios:



**Fig. 2.** Measured und calculated methane yeild of agricultural substrates (determination of co-fermentation effects)

#### 4. CONCLUSIONS

The fermentation of all variants was uniformly and stably without significant inhibition of methane fermentation. With increasing content of SBP silage in the mixture the specific methane production potential of the mixture increased. The addition of SBT silage (70% of DM fraction) to the mixture of energy crops and manure resulted in comparison to the monodigestion of the substrates – in a slightly higher methane yield as calculated. In other mixtures there was no co-fermentations effects achieved or they were even negative. For recommendations of the suitability of the ZR-pulp silage as performance-enhancing additive for biogas production, it is reasonable to test the transferability of the present test results in continuous experiments at laboratory scale.

Drying of sugar beet by-products:

The effect of drying of sugar beet-pulp silage and silage on top of their methane potential was tested in the present experiment compared to the non getrockneten ensiled biomass. The results indicate that the drying of pulp silage-ZR and ZR-top silage to reduce the methane production potential of 30 and 43% resulted. The drying process causes the steaming out of free volatile fatty acids, which were formed during the

ensiling process and can thus reduce the methane production potential of biomass.

#### 5. ACKNOWLEDGEMENT

The authors gratefully acknowledge the technical assistance of R. Sapik and J. Zima carrying out the AD experiments and the laboratory analysis. This project was financed by AGRANA Zucker und Stärke Ges.m.b.H. Austria.

#### 6. LITERATURE

- [1] Amon, T., Hackl, E., Jeremic, D., Amon, B. and Boxberger, J. Biogas production from animal wastes, energy plants and organic wastes. In: 9th World Congress, Anaerobic Digestion, Anaerobic Conversion for Sustainability. Proceeding part 1, Antwerpen, Belgium, September 2-6; 2001.
- [2] Beck, J. Grundlagen und Bewertung von Verfahren zur Behandlung und Entsorgung von Gärresten aus landwirtschaftlichen Biogasanlagen. In: Bio-Solar Fachtagung, Borken, Februar; 2001.
- [xx] DIN 38 414-8. Bestimmung des Faulverhaltens „Schlamm und Sedimente; 1985.
- [4] Hassan, E.A.. Biogas production from forage and sugar beets. Process control and

optimization – ecology and economy. Doctoral thesis University of Kassel/Witzenhausen, Germany; 2003.

[5] Hopfner-Sixt, K., Amon, T., Bodiroza, V., Kryvoruchko, V., Milovanovic, D., Zollitsch, W., Boxberger, J. Biogas production from agricultural resources: characteristic values for material and energetic evaluation. Landtechnik. Fachzeitschrift für Agrartechnik und ländliches Bauen, 3/2006; ISSN 0023-8082.

[6] KTBL Gasausbeute in landwirtschaftlichen Biogasanlagen. Kuratorium für Technik und Bauwesen in der Landwirtschaft e.V. (KTBL), Darmstadt, Germany; 2005.

(Keymer 2002

Kirchgessner 1992

[7] Koster, IW; Lettinga, G. Anaerobic digestion at extreme ammonia concentrations. BIOL. WASTES. 1988, Vol. 25, no. 1, p. 51-59.

[8] Schattauer, A., Weiland P. Grundlagen der anaeroben Fermentation. In: Bundesministerium für Verbraucherschutz, Ernährung und Landwirtschaft, Fachagentur Nachwachsende Rohstoffe (Eds.), Handreichung Biogasgewinnung und -nutzung, Leipzig, Germany; 2004, p. 25-35.

[xx] VDI 4630. Vergärung organischer Stoffe. Substratcharakterisierung, Probenahme Stoffdatenerhebung, Gärversuche. Verein Deutscher Ingenieure (Ed.), VDI-Handbuch Energietechnik, Beuth Verlag GmbH, Berlin, Germany; 2006.

[xx] VDLUFA, Band II.1 = VDLUFA, Verband deutscher landwirtschaftlicher Untersuchungs- und Forschungsanstalten: Methodenbuch Band II.1, Die Untersuchung von Düngemitteln, 4. Auflage, 2. Ergänzungslieferung, VDLUFA-Verlag, Darmstadt, Deutschland; 2004.

[11] VDLUFA, Band III = VDLUFA, Verband deutscher landwirtschaftlicher Untersuchungs- und Forschungsanstalten: Methodenbuch Band III, Die chemische Untersuchung von Futtermitteln, 3. Auflage, 5. Ergänzungslieferung, VDLUFA-Verlag, Darmstadt, Deutschland; 2004.

[xx] Wellinger, A.. Biogasprozess: Mögliche Probleme von A bis Z. In: 6. Jahrestagung Biogas e.V., Kirchberg, Germany; 1997, p. 1-8. Koster 1989, Weiland 2004.

#### БРОЖЕНИЕ САХАРНЫХ ПОБОЧНЫХ ПРОДУКТОВ С ТИПИЧНЫМИ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫМИ ОСНОВАНИЯМИ

**Аннотация.** Анаэробное вываривание - многообещающая возможность для безвредной для окружающей среды рециркуляции сельскохозяйственных побочных продуктов. Однако, перегрузка систематизатора с сахаром, крахмалом или белком могла бы вызвать запрещение анаэробных процессов. Цель существующего проекта состояла в том, чтобы исследовать влияние сахарной свеклы продуктами на урожай биогаза от типичной смеси энергетических зерновых культур и навоза. Исследованные основания были: жидкий навоз рогатого скота, кукуруза, сорго и силос травы, сахарная свекла превращает в мягкую массу и силос ботвы сахарной свеклы (SBT). Различие между невылеченным SBT к обработанному SBP. Все основания были переварены в 1 л систематизаторе eudiometer-партии в 37,5°C в течение 28-38 дней. Определенный урожай метана смесей и различных оснований экс-оживлен. Эксперименты показали, что выпуск сахарной свеклы продуктом к энергетическому урожаю и шламовым результатам смеси в высоком метане уступает, даже достигнутый урожай метана смеси был ниже ожидаемого.

**Ключевые слова:** Анаэробное вываривание, биогаз, метан, побочные продукты, мякоть сахарной свеклы, ботва сахарной свеклы, картофель.

UDC 621.8

## SCREW FEEDER: OPTIMIZATION OF MOTION MODES CONSIDERING THAT THE MOMENTS OF RESISTANCE FORCES CHANGE UNDER LINEAR LAW

Vyatcheslav Loveykin, Alla Javors'ka

National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine  
Heroiv Oborony Str. 15, Kiev, 03041, Ukraine

**Summary.** The paper deals with screw feeder's mathematical model that characterizes motion of dynamics, on the base of which optimization of the motion modes is carried out. Taking into account that the moments of resistance forces change under linear law at the optimal and not optimal modes of motion, the results for theoretical investigations of dynamics of startup are demonstrated.

**Key words:** screw feeder, dynamic load, optimization, moment of resistance.

### 1. INTRODUCTION

Conveyors relate to the gears of continuous action with constant distributed load. Mode of operation of the electric motor in such gear is long. Essentially, calculating engine power, load during startup and stop is rarely examined. Namely, startup and stop relate to transients that are characterized by unstable transportation and mixing of cargo, by higher specific energy consumption and by considerable dynamic loadings. This results in the decrease of operating cycle and leads to frequent breakages. That increases, in turn, expenses for repair.

One of the requirements, which are set up to the electric drive of conveyors, is necessity to secure smoothness of transients, in particular restriction of accelerations and jerks, with the aim to eliminate blows and vibrations of the gear and decrease dynamic loads in the presence of elastic communications [11].

### 2. MATERIAL AND METHODS

The works [0,2,7,8,9,16,17,19] are devoted to research the dynamics of motions' modes of mechanisms of conveyors and other machines. In the paper [11] the dynamics of driving mechanism with elastic-overload clutch during transients is under investigation.

Scientific researches, which are noted in work [8], characterize the dynamics of high-speed screw conveyor, considering variable speed of the array of bulk cargo in the working space of the trough. The paper describes the models, which allow to estimate the kinematic and dynamic parameters of screw conveyors, their power consumption; to set appropriate tasks for choosing the rational schemes of loading and startup operating modes of screw conveyors, and to develop a system of smoothing percussive loadings on their working parts.

Character of change of optimizing criterion under condition that the number of boundary conditions increases; optimum motion modes of dynamic systems in the presence of dry friction, which allow to minimize the fluctuations, arising during transients; optimization of transitive modes of motions jack-lift, all these tasks are investigated accordingly in works [14,15,20].

Thus, described works are about the dynamics of motion of machines, about the criteria of optimization in general, but namely optimization of motion modes of screw conveyors and feeders are not been studied.

Therefore the objective of this paper is to define an optimum motion mode of the screw conveyor, by one of the chosen criteria of



optimality, for the purpose of reduction the dynamic loads.

3. RESULTS AND DISCUSSION

Screw feeder is presented in the form of dynamic model that consists of four weights, connected by elastic elements (fig. 1) [13].

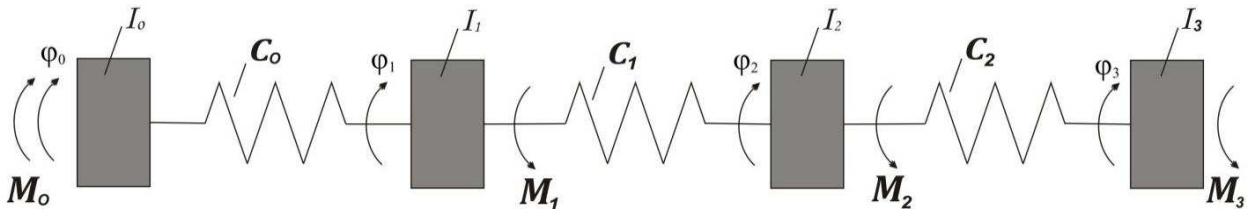


Fig 1. The dynamic model of screw feeder

On the basis of the constructed dynamic model by means of D'Alembert's principle [13], differential equations of motion of screw feeder are written (1):

$$\begin{cases} I_0 \ddot{\varphi}_0 = M_o - C_0 (\varphi_0 - \varphi_1) ; \\ I_1 \ddot{\varphi}_1 = C_0 (\varphi_0 - \varphi_1) - C_1 (\varphi_1 - \varphi_2) - M_1 ; \\ I_2 \ddot{\varphi}_2 = C_1 (\varphi_1 - \varphi_2) - C_2 (\varphi_2 - \varphi_3) - M_2 ; \\ I_3 \ddot{\varphi}_3 = C_2 (\varphi_2 - \varphi_3) - M_3 , \end{cases} \quad (1)$$

where  $I_0, I_1, I_2, I_3$  - respectively inertia moments of links of drive mechanism and elements of screw shaft with the transported cargo.

These moments erected to the turning axis of the screw;

$\varphi_0, \varphi_1, \varphi_2, \varphi_3$  - the generalized angular coordinates of turning movement of the concentrated weights respectively of drive mechanism and of screw shaft with cargo;

$M_o$  - the start-up torque on motor shaft, which is erected to the turning axis of the screw;

$M_1, M_2, M_3$  - the moments of resistance forces from the moving cargo along sections of screw shaft;

$C_0, C_1, C_2$  - respectively rigidity of links of drive mechanism and rigidities of screw shaft sections. Sections are presented by separate elements. These rigidities are erected to the turning axis of the screw.

At the beginning of the work it is possible to note stages of gradual changes of moments of resisting forces on each section of the screw feeder in the process of movement the cargo.

In the previous researches [8,17] for simplification of calculations has been made the assumption that the moments of resistance forces are presented as constant values. In this research is considered the case, when  $M_1, M_2, M_3$  change relative to rotation speed of screw shaft under the linear law:

$$\begin{cases} M_1 = M_{H1} \left( K_1 - \frac{K_1 - 1}{w_y} \dot{\varphi}_1 \right) ; \\ M_2 = M_{H2} \left( K_2 - \frac{K_2 - 1}{w_y} \dot{\varphi}_2 \right) ; \\ M_3 = M_{H3} \left( K_3 - \frac{K_3 - 1}{w_y} \dot{\varphi}_3 \right) , \end{cases} \quad (2)$$

where  $K_1 = K_2 = K_3 = 1,8$  - the factors, that consider increase of the moments of resisting forces at the beginning of motion in comparison with the established motion mode of the conveyor (it is set experimentally);  $M_{H1}, M_{H2}, M_{H3}$  - nominal values of resisting moments on each of sections;  $w_y$  - steady-state angular speed of screw shaft.

From the equations of system (1)  $\varphi_2, \varphi_1, \varphi_0$ , their derivatives and the start-up torque of the engine, that is erected to the turning axis of the screw, are found:

$$M_o = C_0 (\varphi_0 - \varphi_1) + I_0 \ddot{\varphi}_0. \quad (3)$$

After some transformations final expression of the start-up torque, that depends on  $\varphi_3$  and also on its derivatives, has been obtained.

$$M_0 = C_0 \left( \begin{array}{l} \left\{ \begin{array}{l} \varphi_3 - \left[ al - kM_{H3} \frac{K_3 - 1}{\omega_y} + m \right] \dot{\varphi}_3 + \left[ lb - kI_3 + ma + \frac{I_1}{C_0} \right] \ddot{\varphi}_3 - \\ - \left[ lc + mb + \frac{I_1}{C_0} a \right] \ddot{\varphi}_3 + \left[ ld + mc + \frac{I_1}{C_0} b \right] \varphi_3 - \left[ md + \frac{I_1}{C_0} c \right] \varphi_3 + \frac{I_1}{C_0} c \varphi_3 + \\ + l \left[ \frac{M_{H2} K_2}{C_1} + f M_{H3} K_3 \right] - k M_{H3} K_3 + \frac{M_{H1} K_1}{C_0} \end{array} \right\} + \\ - \left\{ \begin{array}{l} \varphi_3 - a \dot{\varphi}_3 + b \ddot{\varphi}_3 - c \ddot{\varphi}_3 + d \varphi_3 + \frac{M_{H2} K_2}{C_1} + f M_{H3} K_3 \end{array} \right\} \end{array} \right) + I_0 \left( \begin{array}{l} \ddot{\varphi}_3 - \left[ al - kM_{H3} \frac{K_3 - 1}{\omega_y} + m \right] \ddot{\varphi}_3 + \left[ lb - kI_3 + ma + \frac{I_1}{C_0} \right] \varphi_3 - \left[ lc + mb + \frac{I_1}{C_0} a \right] \varphi_3 + \\ + \left[ ld + mc + \frac{I_1}{C_0} b \right] \varphi_3 - \left[ md + \frac{I_1}{C_0} c \right] \varphi_3 + \frac{I_1}{C_0} c \varphi_3 \end{array} \right), \quad (4)$$

where the following designations are accepted:

$$a = \frac{1}{\omega_y} \left[ \left( \frac{1}{C_1} + \frac{1}{C_2} \right) M_{H3} (K_3 - 1) + \frac{M_{H2}}{C_1} (K_2 - 1) \right];$$

$$b = \left\{ \frac{I_2}{C_1} + I_3 \left( \frac{1}{C_1} + \frac{1}{C_2} \right) + \frac{M_{H2}}{C_1} \frac{M_{H3}}{C_2 \omega_y} (K_2 - 1)(K_3 - 1) \right\};$$

$$c = \frac{1}{C_1 C_2 \omega_y} (I_2 M_{H3} (K_3 - 1) + I_3 M_{H2} (K_2 - 1));$$

$$d = \frac{I_2 I_3}{C_1 C_2}; \quad f = \left( \frac{1}{C_1} + \frac{1}{C_2} \right); \quad k = \frac{C_1}{C_0 C_2}; \quad l = \left( 1 + \frac{C_1}{C_0} \right); \quad m = \frac{M_{H1} K_1 - 1}{C_0 \omega_y}.$$

In order to optimize modes of motion, it is necessary to have a quantitative estimation of feeder properties in the form of criterion or system of criteria. These criteria reflect the basic undesirable properties of machines and their mechanisms during all cycle; therefore they are represented in integral form [14]. There are many criteria of optimization. We should analyze most of them in order to obtain “the best” that, in this case, results in the decrease dynamic loads.

To estimate motion mode of the conveyor at startup we have selected, as criterion, mean-square deviation of speeds of angular coordinates of the second and third masses

$$\dot{I}_{231} = \left[ \frac{1}{t_1} \int_0^{t_1} f_{231} dt \right]^{1/2}, \quad (5)$$

where  $t$  - time;  $t_1$  - finite moment of time of the finished motion cycle or influence;

$$-\frac{2M_{H3}(K_3 - 1)}{C_2 \omega_y} \left[ I_3 \varphi_3 - \frac{M_{H3}(K_3 - 1)}{\omega_y} \varphi_3 \right] - \frac{2I_3}{C_2} \left[ I_3 \varphi_3 - \frac{M_{H3}(K_3 - 1)}{\omega_y} \varphi_3 \right] = 0. \quad (9)$$

Equation (9) has a combination of derivatives from  $\varphi_3$ , so first find the solutions of the characteristic equation. Given the fact that

$f_{231} = (\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_3)^2$  - a measure of motion or influence of mechanical system or its element.

From the last equation of system (1), we find  $\varphi_2$  and  $\dot{\varphi}_2$  :

$$\varphi_2 = \varphi_3 + \frac{I_3}{C_2} \ddot{\varphi}_3 + \frac{M_{H3}}{C_2} \left( K_3 - \frac{K_3 - 1}{\omega_y} \dot{\varphi}_3 \right);$$

$$\dot{\varphi}_2 = \dot{\varphi}_3 + \frac{I_3}{C_2} \ddot{\varphi}_3 - \frac{M_{H3}}{C_2} \frac{K_3 - 1}{\omega_y} \ddot{\varphi}_3. \quad (6)$$

Then criterion for estimating the motion mode of the feeder will be as follows:

$$(\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_3) = \frac{I_3}{C_2} \ddot{\varphi}_3 - \frac{M_{H3}}{C_2} \frac{K_3 - 1}{\omega_y} \ddot{\varphi}_3;$$

$$f_{231} = (\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_3)^2 = \frac{1}{C_2^2} \left[ I_3 \ddot{\varphi}_3 - \frac{M_{H3}(K_3 - 1)}{\omega_y} \ddot{\varphi}_3 \right]^2. \quad (7)$$

Euler-Puasson’s equation [16] is minimum criterion condition (5):

$$\frac{\partial f_{231}}{\partial \varphi_3} - \frac{d}{dt} \frac{\partial f_{231}}{\partial \dot{\varphi}_3} + \frac{d^2}{dt^2} \frac{\partial f_{231}}{\partial \ddot{\varphi}_3} - \frac{d^3}{dt^3} \frac{\partial f_{231}}{\partial \ddot{\varphi}_3} = 0. \quad (8)$$

As function  $f_{231}$  depends from  $\ddot{\varphi}_3$  and  $\ddot{\varphi}_3$ , thus equation (8) becomes:

$$\frac{d^2}{dt^2} \frac{\partial f_{231}}{\partial \ddot{\varphi}_3} - \frac{d^3}{dt^3} \frac{\partial f_{231}}{\partial \ddot{\varphi}_3} = 0,$$

from which we obtain

$\varphi_3 = e^{\lambda t}$  and  $\frac{M_{H3}(K_3 - 1)}{\omega_y} = p$ , the characteristic equation looks like:

$$\frac{2}{C_2^2} [p^2 \lambda^4 e^{\lambda t} - I_3^2 \lambda^6 e^{\lambda t}] = 0;$$

$$\frac{2}{C_2^2} \neq 0, \text{ that is why } e^{\lambda t} \left( \lambda^4 - \frac{I_3^2}{p^2} \lambda^6 \right) = 0, \quad (10)$$

where  $\lambda$  - the root of the characteristic equation.

By defining the roots of the characteristic equation  $\lambda_1 = \lambda_2 = \lambda_3 = \lambda_4 = 0, \lambda_{5,6} = \pm \frac{P}{I_3}$ , we write the general solution of equation (9):

$$\begin{cases} \varphi_3 = 0; & \dot{\varphi}_3 = 0; & \ddot{\varphi}_3 = 0; & \Rightarrow \text{when } t = 0; \\ \dot{\varphi}_3 = \omega_y; & \ddot{\varphi}_3 = 0; & \ddot{\varphi}_3 = 0; & \Rightarrow \text{when } t = t_1. \end{cases} \quad (12)$$

The constants of integration were defined, taking into account the dependencies (11) and conditions (12). Basing on dependencies (2) and (11), given the constants of integration, optimal Input data for graphs of angular speed, angular acceleration and the motive moment at optimal start-up are as follows:

$$\varphi_3(t) = C_1 + C_2 t + C_3 t^2 + C_4 t^3 + C_5 e^{+\lambda_5 t} + C_6 e^{-\lambda_6 t}, \quad (11)$$

where  $C_1, C_2, C_3, C_4, C_5, C_6$  - constants of integration, which are determined from the boundary conditions of motion of the system.

As equation (11) contains six unknowns, it requires for its solution six boundary conditions:

motion modes of other links have been found from system (1). They are presented as graphs in Figure 2.

$$I_0 = 4,14 \kappa z \cdot M^2, I_1 = I_2 = I_3 = 0,632 \kappa z \cdot M^2; \quad K_1 = K_2 = K_3 = 1,8;$$

$$\omega_u = 11.1 \frac{pad}{c}; \quad M_1 = 27(1,8 - 0,072 \dot{\varphi}_1[t]) H \cdot M; \quad M_2 = 54(1,8 - 0,072 \dot{\varphi}_2[t]) H \cdot M;$$

$$M_3 = 81(1,8 - 0,072 \dot{\varphi}_3[t]) H \cdot M; \quad t_1 = 1c; \quad C = 15517,2 \frac{H \cdot M}{pad}; \quad C_0 = 29350,7 \frac{H \cdot M}{pad}.$$

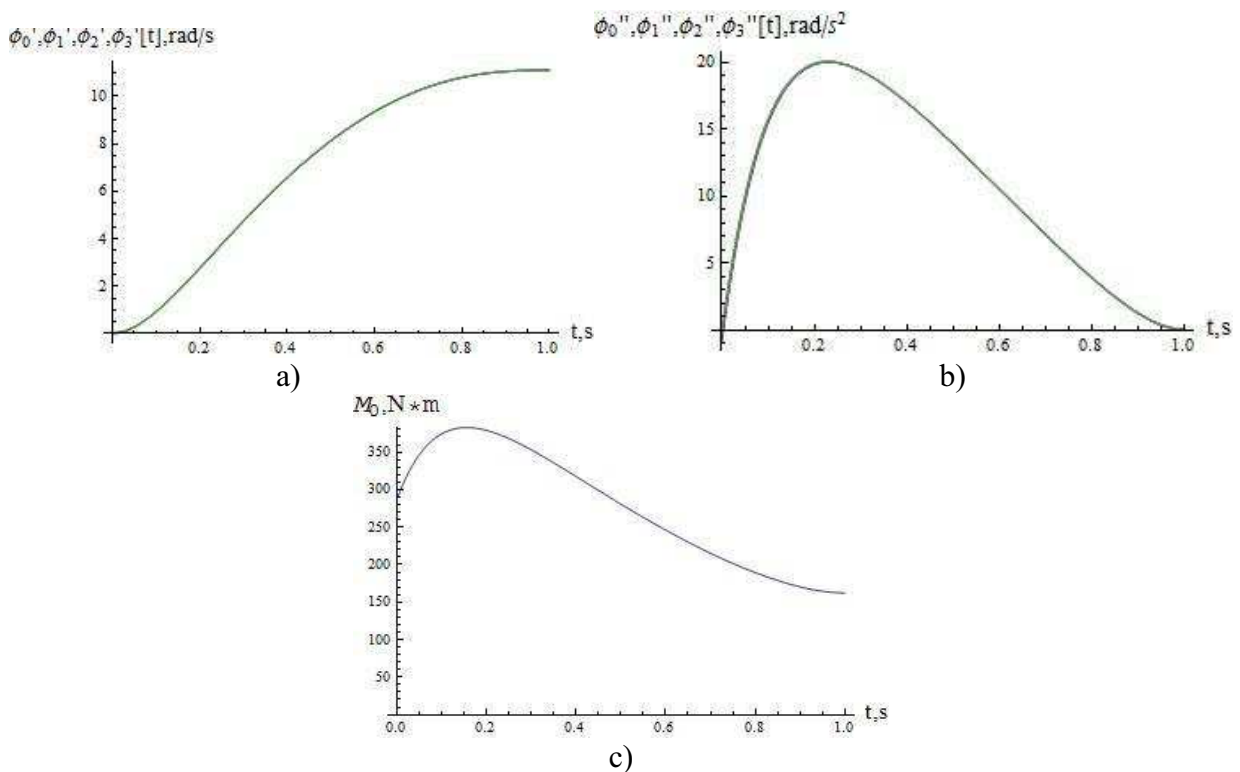


Fig. 2. The graphs of angular speed (a), angular acceleration (b)  $\dot{\varphi}_3$  and motive moment (c) at optimal start-up

In order to see the impact of the optimization on the mode of start-up, we demonstrate for comparison the graph of

dynamics startup of screw feeder without optimization (Fig. 3) [13].

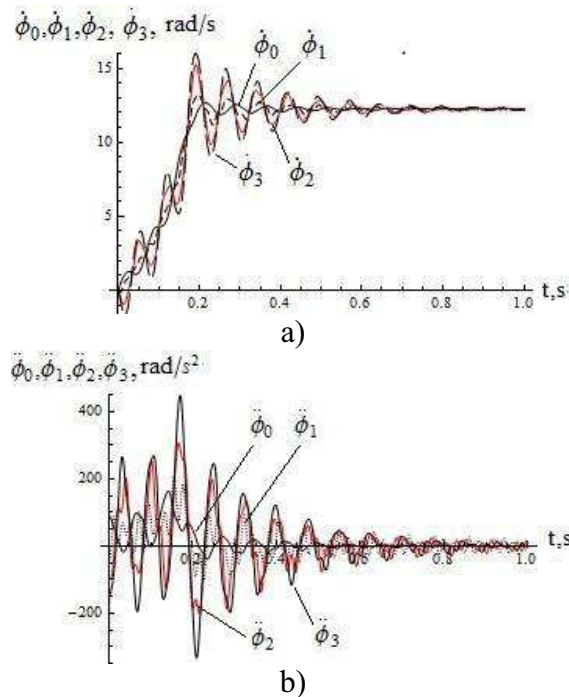


Fig. 3. Research results of the dynamics startup of screw feeder: the graph of angular speed (a), the graph of angular acceleration (b).

Obtained results of researches show, that, in the case shown in Fig. 3a, the maximum angular speed reaches 16 rad / s, that is 1.4 times larger than at the optimal mode (Fig. 2 a). Another difference between the graphs is that the nature of speed change is smooth during the optimal mode of motion, and during not optimal - oscillatory (amplitude of oscillation varies from -1.6 to 16 rad / s; especially sharply fluctuate the third and the fourth masses.) In both cases rated speed is reached during 1s.

The graph of acceleration (Fig. 2, b) demonstrates visually that soon after the conveyor's start the shift of cargo is accompanied by the smooth growth of the acceleration to the maximum value of 20 rad/s<sup>2</sup> for 0.3s. Eventually acceleration decreases gradually. At the same time in Figure 3 is visible a pronounced oscillatory character of curve. The maximum value of acceleration reaches 446 rad/s<sup>2</sup>, and then decreases to -336 rad/s<sup>2</sup>, and further the amplitude of oscillation gradually fades. Analysis of obtained results shows that during optimum mode of start-up maximum value of acceleration of the links in the 22.3 times less than the corresponding

acceleration during not optimal mode, that leads to considerable reduction of dynamic loads in the elements of construction.

The start-up torque possesses the character, that is similar to the character of change of driving link's jerk, because initial value of the moment reaches 290 N\*m (to overcome drag torque, which arises in the beginning of motion), and then the value of the moment smoothly decreases to nominal value (fig. 4).

Analyzing these results, we see that due to optimization are reduced to minimum fluctuation of systems' parts, and eventually action of dynamic loads practically disappears in the drive elements and screw conveyor shaft.

#### 4. CONCLUSION

So, as a result of the researches the optimal mode of motion that provides smooth startup of conveyor is determined. The absence of oscillations indicates the decrease of dynamic loads on the driving mechanism that, in turn, increases the reliability of conveyor.

## 5. LITERATURE

1. Lytvynov O. Towards the dynamic calculation of machines / O. Lytvynov, W. Tanaś // Motrol. – 2006. – Том 8А – Р. 210–223.
2. Астанін В.В. Динаміка та міцність машин у прикладах і задачах./Астанін В.В., Бородачов М.М., Савченко М.І. – К. : НАУ – друк, 2008. – 184с.
3. Гащук П.М. Вплив змушувальної сили на параметричні коливання гнучкого робочого елемента механічного привода / П.М. Гащук, І.І. Назар // Динаміка, міцність та проектування машин і приладів №614. -Л. : Вид-во Нац. ун-ту "Львів. політехніка", 2008. - С. 55–59.
4. Гевко І.Б. Гвинтові транспортно-технологічні механізми: розрахунок і конструювання /І.Б.Гевко. – Тернопіль: ТДТУ імені Івана Пулюя, 2008. – 307с.
5. Гевко Ів. Моделювання характеру навантаження на гвинтові робочі органи/Гевко Ів.//Вісник ТНТУ. – 2011. – Том 16. – №1. – С. 69–78. – (машинобудування, автоматизація виробництва та процеси механічної обробки).
6. Гелетій В.М. Комп'ютерне моделювання і визначення фактичних навантажень довгомірних металоконструкцій з гнучкими елементами / В.М. Гелетій // Динаміка, міцність та проектування машин і приладів №614. – Л.: Вид-во Нац. ун-ту "Львів. політехніка", 2008. – С. 60–62.
7. Динамические нагрузки машин и механизмов [Электронный ресурс]. – Режим доступа: URL: [http://www.onlain-library.ru/teoriya\\_elektroprivoda.html](http://www.onlain-library.ru/teoriya_elektroprivoda.html). – Название с экрана.
8. Динаміка гвинтових конвеєрів/ В.С.Ловейкін, О.Р.Рогатинська, Л.Р. Рогатинська [та ін.] // Вісник ТНТУ. – 2010. – Том 15. – № 3. – С. 100–105. – (машинобудування, автоматизація виробництва та процеси механічної обробки).
9. Дівесєв Б.М. Рациональне моделювання динамічних процесів у складних конструкціях / Б.М. Дівесєв // Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні. – Л. : Вид-во Нац. ун-ту "Львів. політехніка", 2007. – С. 103–108.
10. Дівесєв Б.М. Розрахунок та оптимізація вібраційних властивостей машин з гнучкими подовгастими елементами з динамічними гасниками коливань/ Б.М. Дівесєв, В.Я. Грицай, Т.Б. Коваль // Динаміка, міцність та проектування машин і приладів №614. – Л. : Вид-во Нац. ун-ту "Львів. політехніка", 2008. – С. 82–87.
11. Кіндрацький Б.І. Динаміка приводу з пружно-запобіжною муфтою у перехідних режимах роботи/ Б.І.Кіндрацький, А.С.Бурковський // Вісник Нац. ун-ту «Львівська політехніка». Серія Оптимізація виробничих процесів і технологічний контроль у машинобудуванні та приладобудуванні”. – 2008. – № 613. – С. 115–126.
12. Ловейкін В. Модель транспортування сипкого вантажу швидкохідними гвинтовими конвеєрами з еластичними робочими органами / В. Ловейкін, Л. Рогатинська // Вісник ТНТУ. – 2011. – Том 16. – №4. – С. 66–70. – (машинобудування, автоматизація виробництва та процеси механічної обробки).
13. Ловейкін В.С. Багатомасова модель динаміки руху кормозмішувача гвинтового типу зі змінним опором / В.С. Ловейкін, А.В. Яворська // Motrol. – 2011. – Том 13В. – С. 124–129.
14. Ловейкін В.С. Оптимізація перехідних режимів руху кранового візка за інтегральним критерієм квадрату різниці швидкостей візка і вантажу / В.С.Ловейкін, Ю.О. Ромасевич // Вісник Дніпропетровського державного аграрного університету. – 2010. – № 2. – С. 51–55.
15. Ловейкін В.С. Оптимізація режимів руху динамічних систем за наявності сухого тертя / Ловейкін В.С., Човнюк Ю.В., Діктерук М.Г. // Вібрації в техніці та технологіях. – 2007. – № 2(47). – С. 110–113.
16. Ляшук О.Л. Дослідження динаміки процесу роботи гвинтового секційного конвеєра / О.Л. Ляшук, А.Є. Дячун // Науковий вісник ХДМІ. – 2011. – №1(4). – С. 215–221.

17. Мартинців М.П. Динамічні розрахунки гвинтових транспортних механізмів / М.П. Мартинців, І.Б.Гевко // Науковий вісник НЛТУ. – 2011. – Вип.21.15 – С. 108–118.
18. Пальчевський Б.О. Моделювання, оптимізація, структурний аналіз і синтез технологічних комплексів / Б.О. Пальчевський, О.М. Шаповал // Науковий журнал «Технологічні комплекси». – 2011 – № 3. – С. 3–11.
19. Поліщук Л.К. Дослідження динаміки привода конвеєра зі змінним навантаженням / Л.К. Поліщук, О.О. Адлер // Вібрації в техніці та технологіях. – 2009. – № 3(55). – С. 35–37.
20. Притула Н. Оптимізація режимів роботи газотранспортної системи / Н. Притула, М. Притула, А. Дацюк, С. Гладун, О. Химко // Вісник Національного університету "Львівська політехніка". – 2011. – № 694 – С. 395–401.
21. Электропривод конвейера [Электронный ресурс]. – Режим доступа: URL: <http://energo-vesta.com.ua/statiya/102-electroprivod-konveera.html>. - Название с экрана.

## ВИТОК ВИНТА: ОПТИМИЗАЦИЯ СПОСОБОВ ДВИЖЕНИЯ, КОГДА МОМЕНТЫ СОПРОТИВЛЕНИЯ ВЫЗЫВАЮТ ИЗМЕНЕНИЕ В СООТВЕТСТВИИ С ЛИНЕЙНЫМ ЗАКОНОМ

**Аннотация.** Работа касается математической модели витка винта, которая характеризует движение в динамике, на основе, которой выполнена оптимизация способов движения. Принимая во внимание, что моменты сил сопротивления изменяются в соответствии с линейным законом в оптимальном и неоптимальных способах движения, результаты для теоретических исследований динамики запуска продемонстрированы.

**Ключевые слова:** виток винта, динамический груз, оптимизация, момент сопротивления.

## АНАЛИЗ ПРОЦЕССА ПОДАЧИ ЗЕРНА В РАБОЧУЮ КАМЕРУ ИЗМЕЛЬЧИТЕЛЯ

Владимир Ковбаса, Валерий Соломка, Алексей Соломка

Национальный университет биоресурсов и природопользования Украины  
Украина, г. Киев, ул. Героев Оборона, 15

**Аннотация.** В работе обосновано тип загрузочного устройства дробильной камеры, проанализирован процесс подачи зерна в измельчитель малой производительности и определены его основные технологические параметры.

**Ключевые слова:** колеблющийся транспортер, вибрационный транспортер, равномерная подача зерна, амплитуда колебаний, частота колебаний, вибрлоток, конструктивные параметры, кинематических параметры.

### ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМЫ

Анализ последних исследований и публикаций свидетельствует, что наиболее перспективным направлением использования концентрированных кормов является организация изготовления комбикормовых смесей непосредственно в хозяйствах из зерна собственного производства и закупленных белково-витаминно-минеральных добавок [1,6]. При незначительных объемах работ рациональным путем развития отрасли кормопроизводства является разработка малогабаритных фермских агрегатов, в первую очередь, измельчителей, способных удовлетворить потребности мелких хозяйств в качественных концентрированных кормах соответственного фракционного состава для различных видов животных с возможностью его регулирования. К сожалению, конструкции современных измельчителей зерновых материалов не позволяют обеспечить надлежащее качество выполнения процесса при малых подачах и его экономичность, в основном, за счет неравномерного поступления материала в камеру измельчения и его интенсивного истирания при вращении в рабочей зоне, что приводит к снижению равномерности дробления и образованию значительного количества мучнистой фракции [2-7].

### ЦЕЛЬ РАБОТЫ

Обеспечение равномерной подачи зернового материала в камеру измельчения при малой производительности путем выбора типа дози-

рующего устройства и определения рациональных технологических параметров процесса.

### РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЙ

Анализ процесса дозирования и известных конструкций питателей сыпучих материалов показал [8-12], что равномерную подачу зерна с малой производительностью можно обеспечить путем применения вибрационных конвейеров, которые работают по принципу колебаний высокой частоты с малой амплитудой. Такой тип питателей широко применяются в горнорудной промышленности, а в последние годы - в машиностроении для обеспечения стабильной направленной загрузки заготовками станков-автоматов [9,12]. Преимущество колеблющихся конвейеров заключается в простоте конструкции и высокой надежности выполнения процесса, что особенно важно при малых подачах материала.

В зависимости от режимов работы материал может двигаться в колеблющемся транспортере без отрыва от рабочей поверхности (инерционные транспортеры), или с отрывом (вибрационные транспортеры). Исследования показали, что наиболее эффективным, с точки зрения обеспечения стабильной подачи сыпучих материалов (в том числе и зерна), является отрывной режим работы колеблющихся транспортеров [13-15].

Рассмотрим процесс перемещения зерна массой  $m_3$  по поверхности  $AB$  вибrolотка, установленного с отрицательным углом наклона  $\alpha$  к горизонту (рис. 1). На нее будут действовать сила тяжести  $G = m \cdot g$ , сила нормального давления  $N$ , сила трения  $F_m = N \cdot f$  и знакопеременная сила инерции  $I = m_3 \cdot a \cdot \omega^2 \cdot \sin \varphi$ . Угол наклона поверхности  $AB$  вибrolотка к горизонту целесообразно устанавливать в пределах  $1^\circ \leq \alpha \leq 3^\circ$  [8,10], что позволит обеспечить стабильную дозированную подачу зерна без хаотического его смещение по лотку.

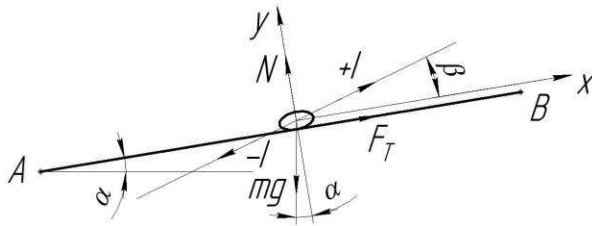


Рис. 1. Схема перемещения зерна по наклонному лотку вибротранспортера  
 Fig. 1. Scheme of moving grain on the inclined tray vibrations feeder

Условие равновесия зерна на поверхности  $AB$  в системе координат  $XOY$  запишем в следующем виде:

$$\begin{cases} \sum X(F_i) = F_T - m_3 \cdot g \cdot \sin \alpha \pm I \cdot \cos \beta = 0 \\ \sum Y(F_i) = N - m_3 \cdot g \cdot \cos \alpha \pm I \cdot \sin \beta = 0 \end{cases} \quad (1)$$

Для перемещения зерна по поверхности лотка от точки  $A$  до точки  $B$  (рис. 2) необходимо чтобы выполнялось условие:  $\sum X(F_i) > 0$  или  $I \cdot \cos \beta > m_3 \cdot g \cdot \sin \alpha - F_T$ , откуда:

$$a \cdot \omega^2 \cdot \sin \varphi \cdot \cos \beta > g \cdot \sin \alpha - \frac{N}{m_3} \cdot f, \quad (2)$$

где  $a$  – амплитуда колебаний плоскости;  
 $\omega$  – угловая скорость источника колебаний;  
 $\varphi$  – фазовый угол колебаний,  $\varphi = \omega t$ ;  
 $f$  – коэффициент трения зерна по лотку.

Условие (2) может быть выполнено только при наличии отрыва зерна от поверхности  $AB$ , т.е. при  $\sum Y(F_i) > 0$ .

Отрыв зерна происходит в случае, когда сила давления зерна на поверхность лотка будет отсутствовать:

$$N = m_3 \cdot (g \cdot \cos \alpha - a \cdot \omega^2 \cdot \sin \varphi \cdot \sin \beta) = 0. \quad (3)$$

В случае, когда  $g \cdot \cos \alpha > a \cdot \omega^2 \cdot \sin \varphi \cdot \sin \beta$ , зерно будет прижиматься к поверхности лотка

$AB$ , а когда  $a \cdot \omega^2 \cdot \sin \varphi \cdot \sin \beta > g \cdot \cos \alpha$  – отрываться от поверхности лотка. Фазовый угол колебаний  $\varphi$  изменяется в пределах от 0 до  $2\pi$ , поэтому максимальное значение выражение примет при  $\sin \varphi = 1$  ( $\varphi = \pi/2$ ). Следовательно, максимальное ускорение относительно оси  $OY$  лотка (и зерно вместе с ним) примет в случае, когда  $I_{\max}^y = a \cdot \omega^2 \cdot \sin \beta$ .

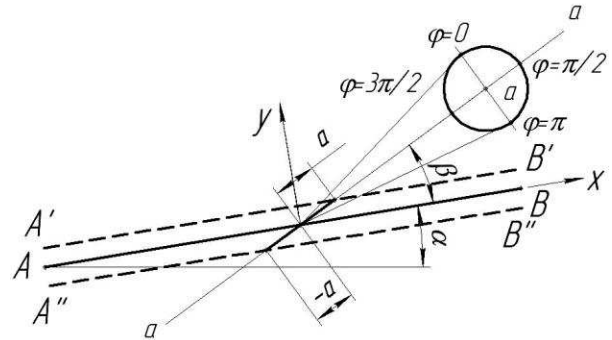


Рис. 2. Схема движения зерна на лотке вибропитателя  
 Fig. 2. Plan of grain on the tray vibration feeder

При  $g \cdot \cos \alpha = a \cdot \omega^2 \cdot \sin \varphi \cdot \sin \beta$  наступают граничные условия (начало отрыва зерна от поверхности  $AB$ ). Отношение  $\Gamma = \frac{a \cdot \omega^2 \cdot \sin \beta}{g \cdot \cos \alpha} = 1$  является предельным, а коэффициент  $\Gamma$  – динамическим коэффициентом режима работы вибрационного транспортера [8].

Учитывая, что плоскость лотка  $AB$  совершает гармонические колебания под действием силы инерции  $I$  в направлении ее действия (под углом  $\beta$  к плоскости  $AB$ ), то траекторию перемещения зерна можно отобразить следующим образом (рис. 3).

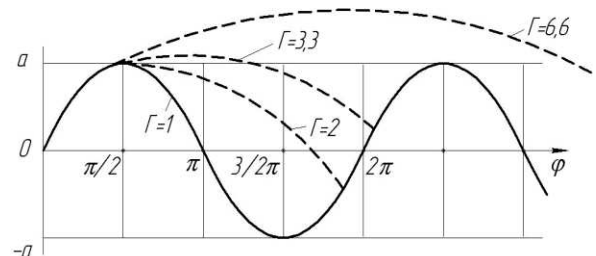


Рис. 3. Диаграмма движения зерна на лотке вибропитателя  
 Fig. 3. Chart traffic on seed tray vibrations feeder



Начиная со среднего положения ( $\varphi_0=0$ ) плоскость  $AB$  перемещается в направлении  $a-a$  на величину эксцентриситета  $a$  ( $\varphi_1=\pi/2$ ). В этом случае, сила инерции  $I = m_3 \cdot a \cdot \omega^2 \cdot \sin \varphi$  прижмет зерно к поверхности  $AB$  и они будут двигаться вместе. При дальнейшем увеличении угла  $\varphi$  ( $\pi/2 < \varphi < 3\pi/2$ ), плоскость  $AB$  перемещается вниз на расстояние  $2a$ , а сила инерции отрывает зерно от поверхности лотка  $AB$  и она осуществляет свободный полет, траектория которого зависит от значения коэффициента динамического режима работы вибротранспортера  $\Gamma$  [9-11].

Место и время первой встречи зерна с поверхностью вибrolотка  $AB$  необходимо подбирать таким образом, чтобы оно попало на лоток в момент его движения вперед и вверх в положении, когда время их совместного движения было бы минимальное, но достаточное для придания зернине необходимого ускорения для последующего отрыва и перемещения вдоль поверхности лотка в направлении от точки  $A$  до точки  $B$ . Исследованиями установлено, что рациональными следует считать такие режимы работы вибротранспортера, при которых коэффициент динамического режима  $\Gamma$  находится в пределах  $1 < \Gamma < 3,3$ . При  $\Gamma < 1$  питатель работает как инерционный транспортер, без отрыва материала от поверхности лотка, а при  $\Gamma > 3,3$  возникают значительные динамические нагрузки в системе привода [12].

С точки зрения обеспечения стабильной подачи зерна в камеру измельчения, необходимо определить скорость его перемещения вдоль лотка  $AB$  в направлении от точки  $A$  до  $B$  (вдоль оси  $OX$ ). Учитывая цикличность продольных перемещений лотка, определим его максимальную скорость [8,11,16]:

$$V_{L_{\max}}^x = a \cdot \omega^2 \cdot \cos \beta = a \cdot \pi^2 \cdot \gamma^2 \cdot \cos \beta, \quad (4)$$

где  $\omega = \pi \cdot \gamma$  – частота колебаний лотка.

Средняя скорость зерна в направлении оси  $OX$  будет меньше максимальной скорости лотка,  $V_{з_{\text{ср}}}^x < V_{L_{\max}}^x$ . Поэтому для определения средней скорости зерна вдоль лотка необходимо учесть коэффициент скорости  $K_{ш}$ , который определяется из выражения  $K_{ш} = \frac{V_{з_{\text{ср}}}^x}{V_{L_{\max}}^x}$ . Значение

коэффициента  $K_{ш}$  зависит от кинематических режимов работы вибротранспортера и определяется аналитически, или графическим способом, путем измерения планиметром соответ-

ствующих площадей на графике скоростей лотка [9,14].

С целью обеспечения гарантированной подачи зерна в камеру измельчения в пределах 50...100 кг/час. и с учетом его физико-механических свойств возникла необходимость в аналитическом обосновании следующих параметров и режимов работы вибrolотка питателя:

- Размеры и угол наклона к горизонту дна вибrolотка  $\alpha$ ;
- Частота  $\omega$  и направление колебаний вибrolотка (угол  $\beta$ )
- Амплитуда колебаний  $a$  (эксцентриситет кривошипа)
- Скорость перемещения зерна вдоль вибrolотка  $V_з$ .

Для обеспечения упорядоченного перемещения зерна по поверхности вибrolотка в направлении от  $A$  до  $B$ , угол приложения возбуждающей силы вибратора должен находиться в пределах  $20^\circ < \beta < 30^\circ$  [12]. Желательно, чтобы линия действия возбуждающей силы (угол  $\beta$ ) проходила через центр инерции вибrolотка, который, как правило, совпадает с центром масс при симметричном размещении узлов вибропитателя. В случае несоблюдения этого требования, система получит дополнительные нагрузки в виде крутящего момента, который препятствует перемещению зерна по лотку и уменьшает его поступательную скорость. Следует также учесть, что загрузочные патрубки питателя не должны жестко соединяться с вибrolотком, чтобы не влиять на кинематические режимы его работы.

Оборудование измельчителя зерна вибрационным транспортером рассматриваемого типа значительно усложняет его конструкцию, поэтому рассмотрим другую схему, где плоскость лотка шарнирно закреплена в точке  $O$  и приводится в колеблющийся движение кривошипом  $AM$ , причем кривошип соединен с плоскостью ползуном, который может перемещаться по направляющей, параллельной поверхности  $OX_1$  (рис. 4).

Траектория движения точки  $M$  кривошипа в проекциях на оси системы координат, которая повернута вокруг точки  $O$  относительно неподвижной системы ко-

ординат  $XOY$  на угол по часовой стрелке, имеет вид:

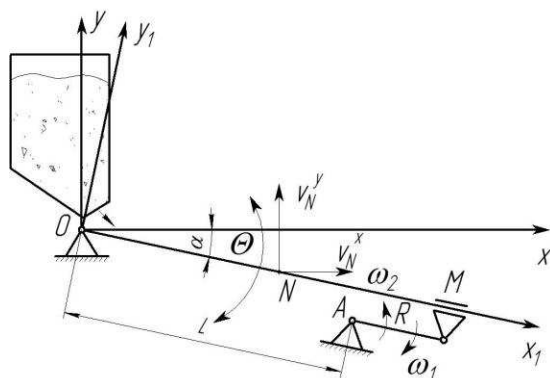


Рис. 4. Схема плоскости, которая колеблется вокруг точки  $O$

Fig.4. Scheme plane hovers around point  $O$

Скорость точки  $M$  составляет. Угол колебаний  $\theta$  плоскости  $OX_1$  и его пороизводные (угловая скорость и угловое ускорение) определяются выражениями:

$$\theta = \arctg \frac{y_M}{x_M} = \arctg \left( \frac{R \cdot \sin(\omega t)}{L + R \cdot \cos(\omega t)} \right),$$

$$\dot{\theta} = \frac{R \cdot \omega \cdot (R + L \cdot \cos(\omega t))}{L^2 + R^2 + 2 \cdot L \cdot R \cdot \cos(\omega t)}, \quad (7)$$

$$\ddot{\theta} = -\frac{L \cdot R \cdot \omega^2 (L^2 - R^2) \cdot \sin(\omega t)}{(L^2 + R^2 + 2 \cdot L \cdot R \cdot \cos(\omega t))^2}.$$

Предположим, что зернина поступает на плоскость, которая колеблется, в произвольной точке  $N$  (рис. 4), которая удалена относительно точки  $O$  по оси  $OX_1$  на расстояние  $x_1$ . Координаты этой точки в системе  $XOY$  можно записать в следующем виде:

Проекции скорости точки  $N$  на оси координат системы:

$$\begin{cases} v_{Nx} = -\frac{R \cdot \omega \cdot x_1 \cdot (R + L \cdot \cos(\omega t))}{L^2 + R^2 + 2 \cdot L \cdot R \cdot \cos(\omega t)} \cdot \sin(\alpha + \theta) \\ v_{Ny} = \frac{R \cdot \omega \cdot x_1 \cdot (R + L \cdot \cos(\omega t))}{L^2 + R^2 + 2 \cdot L \cdot R \cdot \cos(\omega t)} \cdot \cos(\alpha + \theta) \end{cases} \quad (9)$$

Для зернины, которая лежит на колеблющейся поверхности  $AB$ , в произвольной точке  $N$  условие отрыва можно записать в виде:  $m_3 r_N \ddot{\theta} \geq m_3 g$ , или после преобразований где  $m_3$  – масса зернины.

Подставим значения углового ускорения из (7) в выражение (10) и получим условие отрыва зерна от колебательной поверхности в следующем виде:

$$-m \cdot \left( g + \frac{L \cdot R \cdot \omega^2 (L^2 + R^2) \cdot x_1 \cdot \cos(\alpha + \theta) \cdot \sin(\omega t)}{(L^2 + R^2 + 2 \cdot L \cdot R \cdot \cos(\omega t))^2} \right) \geq 0 \quad (11)$$

Перемещаться вдоль колебательной плоскости зернина может при отрыве от поверхности при ее опускании. Определим факторы, влияющие на отрыв зерна от поверхности и установим пределы их варьирования с учетом конструктивных параметров измельчителя [9,11]

$L = 0,125 \dots 0,175$  м - длина конвейера;

$R = 0,001 \dots 0,002$  м - радиус кривошипа;

$\omega = 100 \dots 400$  с<sup>-1</sup> - частота вращения кривошипа;

$x_1 = 0,05 \dots 0,15$  м - расстояние от центра колебаний до точки первоначального контакта зерна с поверхностью лотка;

$m = (3 \dots 5) \cdot 10^{-5}$  кг - масса зернины;

$\alpha = 0^\circ \dots 10^\circ$  - Угол наклона колеблющейся плоскости.

Обозначим левую часть выражения (11) как  $G$  и при помощи пакета прикладных программ Microsoft Excel 2003 и Wolram Mathematica v7 построим графики зависимостей величины  $G$  от указанных выше факторов. Для примера, приведем графики зависимости координаты точки отрыва зерна от времени пребывания на колеблющейся поверхности при различных значениях радиуса кривошипа  $r$  (рис. 5) и частоты его вращения  $\omega$  (рис.6).

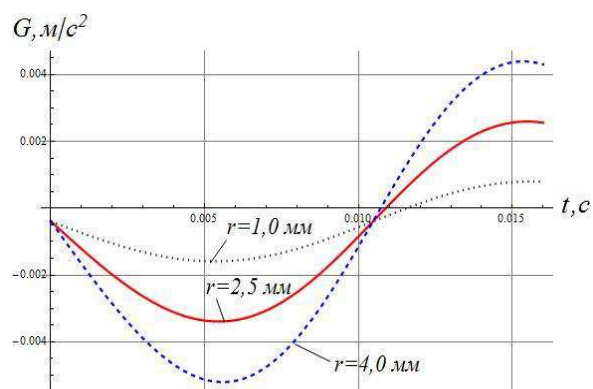


Рис. 5. Зависимость точки отрыва от времени пребывания зернины на колеблющейся поверхности при различных значениях радиуса кривошипа

Fig. 5. Dependence points clear of the time spent on grain surfaces oscillating at different values of the radius of the crank

Отрыв зерна от колеблющейся плоскости состоится в точке пересечения соответствующей кривой оси абсцисс при перемещении плоскости вниз.

В результате анализа полученных графиков определим факторы, которые не существенно или вообще не влияют на начало отрыва зернины от поверхности конвейера.

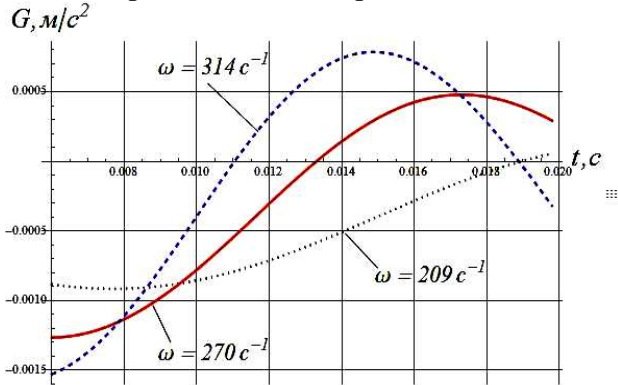


Рис. 6. Зависимость точки отрыва от времени пребывания зерна на колеблющейся поверхности при различных значениях угловой скорости  
Fig. 6. Dependence points clear of the time spent on grain surfaces oscillating at different values of the angular velocity

Анализ выражения (11) и приведенных графиков показывает, что наиболее существенно на начало отрыва зерна от поверхности вибrolотка влияет частота вращения кривошипа и по сравнению с ней все остальные факторы можно считать незначимыми. После их отсеивания, составим уравнение зависимости начала отрыва зернины от поверхности конвейера при изменении частоты вращения кривошипа:

$$t_g = 2,6293 \cdot 10^{-2} - 4,3 \cdot 10^{-5} \cdot \omega$$

Уравнение перемещения поверхности конвейера относительно оси абсцисс имеет вид:

$$-m \cdot x'' - k \cdot x' = 0 \quad (13)$$

Решением данного уравнения будет координата точки отрыва зернины:

$$x_g = -\frac{e^{\frac{k \cdot t}{m}} \cdot m \cdot C_1}{k} + C_2 \quad (14)$$

$$x_g = x_1 \cdot \cos(\alpha + \theta) + \left( e^{\frac{k(t_g-t)}{m}} \cdot \left( 1 - e^{\frac{k(t_g-t)}{m}} \right) \times \right. \\ \left. \times m \cdot R \cdot \omega \cdot x_1 \cdot \frac{(R + L \cdot \cos \omega t) \cdot \sin(\alpha + \theta)}{k \cdot (L^2 + R^2 + 2 \cdot L \cdot R \cdot \cos \omega t)} \right) \quad (15)$$

где  $C_3$  и  $C_4$  – постоянные интегрирования, которые находим из начальных условий.

Подставив значения постоянных интегрирования в уравнение (17), получим координату точки отрыва зерна относительно оси ординат

$$y_g = -\frac{m \cdot g \cdot t}{k} + \frac{m \cdot R \cdot \omega \cdot x_1 \cdot (R + L \cdot \cos(\omega t_g)) \cdot \cos(\alpha + \theta)}{k \cdot (L^2 + R^2 + 2 \cdot L \cdot R \cdot \cos(\omega t_g))} + \left( \frac{e^{\frac{k(t_g-t)}{m}} \cdot m \cdot \left( -\frac{m \cdot g}{k} - \frac{R \cdot \omega \cdot x_1 \cdot (R + L \cdot \cos(\omega t)) \cdot \cos(\alpha + \theta)}{L^2 + R^2 + 2 \cdot L \cdot R \cdot \cos(\omega t)} \right)}{k} \right) + \frac{g \cdot m \cdot (k \cdot t_g + m) + k^2 \cdot x_1 \cdot \sin(\alpha + \theta)}{k^2} \quad (18)$$

Если построить график перемещения зерна относительно оси абсцисс (рис. 7), то увидим, что величина перемещения значительно меньше размеров зерна, поэтому при данных параметрах транспортера невозможно обеспечить необходимую подачу.

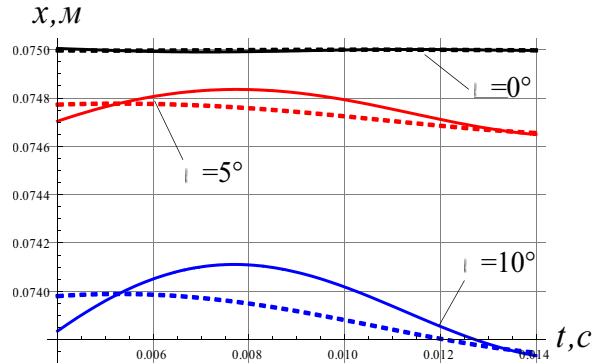


Рис. 7. Перемещение зерна на поверхности вибrolотка по оси абсцисс в зависимости от угла наклона конвейера (сплошной линией показано перемещение зерна, штриховой - плоскости колебаний)  
Fig. 7. Moving grain surface vibrations feeder

on the horizontal axis, depending on the angle of the conveyor (solid line is shown in the movement of grain, dashed - plane vibrations)

Дифференциальное уравнение перемещения зерновой массы по поверхности

вибродотка относительно оси  $X$  можно записать в виде:

$$\begin{aligned} -m \cdot x'' + m \cdot g \cdot \sin(\alpha + \theta) - \\ -m \cdot g \cdot f_T \cdot k \cdot \sin(\alpha + \theta) = 0, \end{aligned} \quad (19)$$

где  $m$  – масса зернины, кг;  
 $\alpha$  – угол наклона вибродотка, град.;  
 $g$  – ускорение свободного падения;  
 $f_T$  – коэффициент трения ( $f_T = 0,52$  при трении зерен по стали);  
 $k$  – коэффициент, который учитывает кинематический режим работы вибродотка.

Решение уравнения (19) имеет вид:

$$x = C_5 + t \cdot C_6 + \frac{g \cdot t^2}{2} \cdot \sin(\alpha + \theta) \cdot [1 - f_T \cdot k], \quad (20)$$

где  $C_5$  и  $C_6$  – постоянные интегрирования, которые находим из начальных условий.

После определения постоянных интегрирования и соответствующих преобразований решение уравнения (20) примет вид:

$$k = b/\omega, \quad (22)$$

где  $b$  – показатель кинематического режима (определяется экспериментально);

$\omega$  – частота вращения кривошипа,  $c^{-1}$ .

Скорость прохождения зернины по поверхности вибродотка:

Проанализируем подачу зернового материала, которая обеспечивается при заданных пределах изменения параметров вибродотка. Для этого принимаем, что подача зерна осуществляется в один слой и все зерна ориентированы длинной стороной вдоль направления движения. Исходя из принятой ширины вибродотка  $b_l$  и среднего диаметра зерна  $d_s$ , с учетом выражения (23) определяем подачу зернового материала в камеру измельчения [1-5]:

где  $q_l$  – подача зернового материала в измельчительную камеру,  $кг/с$ ;

$m'$  – масса зернины, которая находится в загрузочном окне,  $кг$ ;

$v_0$  – скорость перемещения зерна по поверхности вибродотка,  $м/с$ ;

$\rho_{3l}$  – плотность зерновой массы при перемещении в один слой,  $кг/м^3$ ;

$b_l$  – ширина лотка,  $м$ ;

$h_l$  – высота слоя зерна,  $м$ ;

Подставив заданные параметры в уравнение (23) установим, что скорость прохождения зерна по вибродотку находится в пределах  $v_0 = 0,07...0,17$   $м/с$  при угле наклона вибродотка к горизонту  $\alpha = 2,5^\circ$  в сторону камеры измель-

чения (рис. 8). В этом случае, подача зерна в один слой будет колебаться в пределах 15...35  $кг/ч$ , что явно недостаточно.

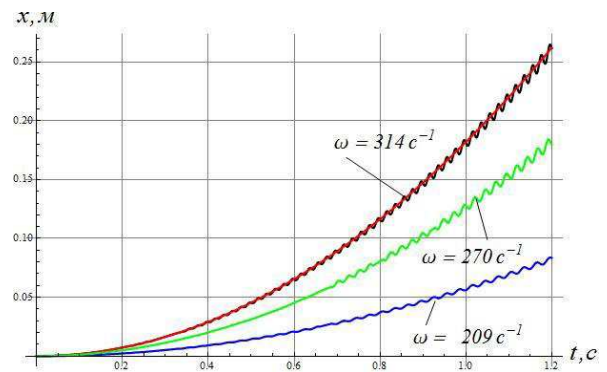


Рис. 8. Перемещение слоя зерна по вибродотку при различной частоте вращения вала кривошипа

Fig. 8. Moving a layer of grain on surface that vibrates at different frequency shaft crank

Из проведенного анализа видно, что для того чтобы обеспечить подачу в пределах 100  $кг/ч$  нужно подавать зерновой материал в 3...4 слоя. При таких условиях сложно обеспечить стабильное дозирование, но для того чтобы уменьшить количество слоев зернового материала при соблюдении необходимой стабильности подачи целесообразно увеличить угол наклона вибродотка с 2,5° до 5...10°.

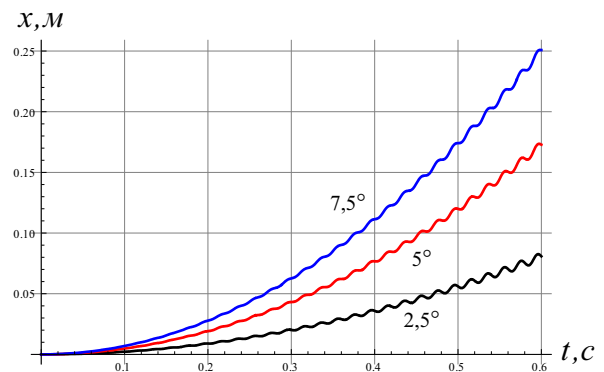


Рис. 9. Перемещение зернового слоя в зависимости от угла наклона вибродотка

Fig. 9. Moving grain layer, depending on the angle surface vibrates

Поверхность отклика, изображена на рис. 10, отражает зависимость подачи

зернового материала от параметров и режимов работы вибротка.

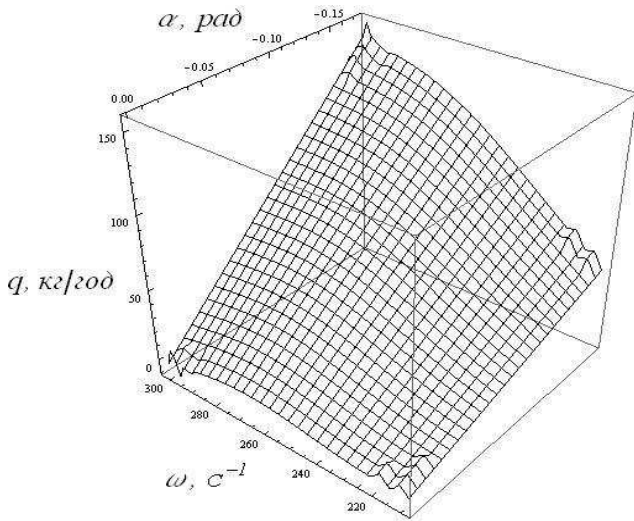


Рис. 10. Зависимость подачи зернового материала от угла наклона вибротка и частоты вращения кривошипа

Fig. 10. Dependence feed grain material from surface that vibrates angle and speed crank

Анализ этой поверхности и ее сечений позволят установить влияние угла наклона вибротка и частоты вращения кривошипа на изменение подачи зерна в камеру измельчения. На рис. 11 и 12 приведены соответствующие графики зависимости подачи зерна от режимов работы вибротка питателя.

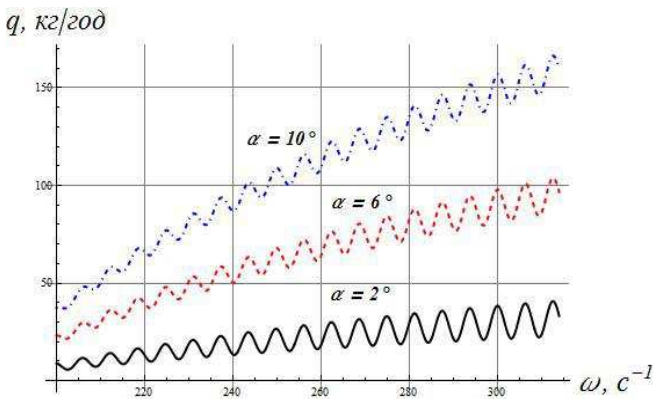


Рис.11. Зависимость подачи зерна от частоты вращения кривошипа вибротка

Fig.11. Dependence of grain feeding speed crank surface that vibrates

Анализ приведенных графических зависимостей показывает, что наиболее эффективно регулировать подачу зернового материала можно путем изменения угла наклона поверхности

вибротка  $\alpha$  (рис. 12), а от изменения радиуса кривошипа она практически не зависит.

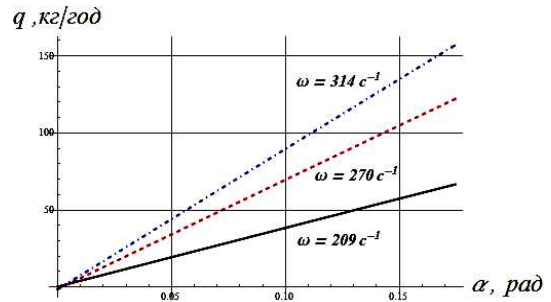


Рис. 12. Зависимость подачи зерна от угла наклона вибрационной поверхности

Fig. 12. Dependence feed grain from the angle surface vibrates

Другие параметры и режимы работы дозирующего устройства указанного выше типа или существенно не влияют на изменение подачи зернового материала, или их сложно менять с технической точки зрения.

## ВЫВОДЫ

Наиболее целесообразным типом дозирующего устройства для обеспечения гарантированной подачи зерновой массы в рабочую камеру измельчителя малой производительности следует считать вибрационный, который характеризуется простотой конструкции и высокой надежностью работы.

Анализ движения зерна по колеблющейся плоскости позволил определить влияние основных факторов на конструктивно-кинематические параметры, которые обеспечивают гарантированную дозированную подачу зерновой массы в измельчитель малой производительности.

Проведенные аналитические исследования являются основой для расчета числовых значений подачи зерновой массы в измельчитель в зависимости от параметров процесса.

При определении характера движения зерновой массы по колеблющейся плоскости необходимо также учитывать эффект псевдосжиженного слоя, который яв-

ляется предметом дополнительных исследований.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. В.Я. Борщев. Оборудование для измельчения материалов: дробилки и мельницы / Борщев В.Я. – Тамбов: изд. ТГТУ, 2004. – 75с.
2. Фабрикант П.Ф. Кормодробилки. В кн. Теория, конструирование и производство сельскохозяйственных машин. т.4. – М.-Л.: Сельхозгиз, – 1936. – С. 445–461.
3. Ревенко І.І. Принципи розробки та вибору кормоприготувальних машин для малих ферм / Ревенко І.І., Потапова С.Є., Ревенко Ю.І. // Техніка АПК. – 1999. – №3. – С. 26–27.
4. Ревенко І.І. Проектування механізованих технологічних процесів тваринницьких підприємств. [І.І. Ревенко, В.Д. Роговий, В.І. Кравчук та ін.]; за ред І.І. Ревенко. – К.: Урожай, 1999. – 190 с.
5. Ревенко І.І. Механізація виробництва продукції тваринництва / І.І.Ревенко, Г.М. Кукта, В.М. Манько та ін.; За ред. І.І. Ревенко. – К.: Урожай. 1994. – 264 с.
6. Борисов В.Н. Состояние и перспективы развития техники для переработки кормов в индивидуальных хозяйствах / В.Н.Борисов, А.Н.Пилипенко, С.Г. Залецкий. Сборник докладов научно-технической конференции: Проблемы прогнозирования научно-технического прогресса в машиностроении для животноводства и кормопроизводства. – К., 1989. – С.62.
7. Пилипенко О.М. Аналіз і вибір принципів технічних рішень для застосування в конструкціях зернових дробарок малих ферм / О.М. Пилипенко Л.М. Павліченко Л.М., С.М. Чибис / Вісник ХДТУСГ. – Харків: 2001. Вип. 8, т. 2. – С. 295–299.
8. Повидайло В.А. Расчет и конструирование вибрационных питателей. – М.: Машгиз, 1962. – 152 с.
9. А.О. Спиваковский, В.К. Дьячков. Транспортирующие машины. – М.: Машиностроение, 1983. – 487 с.
10. Ткачук В.С. Обґрунтування вібраційного сепаратора картоплезиральних машин / В.С. Ткачук // Техніка АПК. Науково-технічний журнал № 1-2. – К., 2001. – С. 24–26.
11. Искович-Лотоцкий Р.В.: 1982. Машины вибрационного и виброударного действия. – К.: Технология. 1982. – 168 с.
12. Вибрация в технике. Справочник. 6т. Колебания нелинейных механических систем. // Под ред. И.И. Блехмана, М.:1979. – 296 с.
13. Конвейеры: справочник /Р.А. Волков, А.Н. Гнутов, В.К. Дьячков, Ю.А. Пертен, Р.Л. Зенков // под общ. ред. Ю.А. Пертена. – Л.: Машиностроение, Ленингр. отд-ние, 1984. – 367с.
14. И.М. Разумов. Псевдоожижение и пневмотранспорт сыпучих материалов / Разумов И.М. – М.: Химия. – 1972. – 240 с.
15. Г. Корн, Т. Корн. Справочник по математике. Для научных работников и инженеров. – М.: Наука, 1973. – 832 с.
16. Г.С. Ходаков. Физика измельчения. / Ходаков Г.С. – М.: Наука. – 1972. – 308с.
17. Морозов А.Д. Научные основы создания пневмомеханических разгрузочно-транспортных машин. – учебное пособие для ВУЗов. Рекомендовано МОН Украины от 27.03.02 г. №14/18.2-651, г. Симферополь. РИО КАПКС, 2002 г. – 256 с.
18. Дробот І. М., Гошко М. О. 2011. Шляхи зменшення енергоспоживання електроприводів на прикладі технологічного процесу кормоподрібнення // MOTROL Motoryzacja i energetyka rolnictwa. – Lublin. – №13D. – Р. 50–56.
19. Сиротюк В. М., Хімка С. М. 2011. Експериментальне дослідження режимів роботи енергоощадного вібраційного дозатора сипучих кормів // MOTROL Motoryzacja i energetyka rolnictwa. – Lublin, – №13D. – Р. 62–67.
20. Соломка О.В. Аналіз переміщення зернини по поверхні, що вібрує/О.В. Соломка, В.П. Ковбаса// Збірник наукових статей: Сільськогосподарські машини.- Луцьк: Ред.-видавн. відділ ЛДТУ, 2011. – Вип. 21. – Т. 1. – С. 187–194.
21. Чередниченко И. 2009. Эффективность работы пневмотранспортирующих машин при вибрационном воздействии на аэроднище смесительных камер // MOTROL Motoryzacja i energetyka rolnictwa.-Simferopol - Lublin, – №11В. – Р. 156–163.
22. Бондаренко О., Ракул О. 2008. Обоснование кинематических параметров початкоотделительного аппарата пассив-

ного вибрационного действия // MOTROL  
Motoryzacja i energetyka rolnictwa. – Lublin, –  
№10B. – P. 124–132.

ANALYSIS OF SUBMITTING TO GRAIN  
SHREDDING CAMS

**Summary.** The paper type for reasonably-shipment  
crush device camera, analyzes neither the process  
of feeding grain to the mill low productivity and  
determined nor its main technological parameters.

**Key words:** oscillating conveyor, vibrating con-  
veyor, uniform feed grains, amplitude, frequency  
fluctuations, surface that vibrates, structural param-  
eters, kinematical parameters.

## ОПТИМИЗАЦИЯ РЕЖИМА ПУСКА КОВШОВОГО ЭЛЕВАТОРА ПО КИНЕМАТИЧЕСКОМУ КРИТЕРИЮ С УЧЕТОМ СИЛЫ СОПРОТИВЛЕНИЯ ПРИ ЗАЧЕРПЫВАНИИ

Вячеслав Ловейкин, Виталий Бортун

Национальный университет биоресурсов и природопользования Украины  
Украина, г. Киев, ул. Героев Обороны, 15

**Аннотация.** Приведен способ уменьшения колебаний элементов ленточных ковшовых элеваторов во время переходных процессов путем оптимизации режима пуска приводного механизма по кинематическому критерию с учетом сил сопротивления, которые возникают при зачерпывании транспортируемого материала.

**Ключевые слова:** динамическая модель, математическая модель, ковшовый элеватор, конвейер, оптимизация.

### ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМЫ

Во время работы ковшового элеватора, особенно на участках переходных процессов (пуск, торможение или стопорение), в элементах конвейера возникают колебания, которые приводят к повышению динамических нагрузок в элементах приводного механизма и тягового органа. Это приводит к накоплению утомительных напряжений в конструкции элеватора и, как следствие, преждевременному его разрушению, усложняет технологический процесс перегрузки сыпучих материалов (осыпание, повреждение и т.п.), а также отрицательно влияет на безопасную эксплуатацию конвейера в целом.

Решить эту проблему возможно путем оптимизации режима движения ковшового элеватора на участках переходных процессов. Это позволит минимизировать колебания элементов конструкции.

### АНАЛИЗ РЕЗУЛЬТАТОВ ПОСЛЕДНИХ ИССЛЕДОВАНИЙ

Для оптимизации режимов движения механических систем используют разные математические методы: динамического программирования [1], принципа максимума [2], вариационного исчисления [5-8, 14] и ряда других [9, 20].

Принцип максимума Л.С. Понтрягина особенно важен в системах управления с максимальным быстродействием и минимальной затратой энергии, где применяется управление релейного типа, принимающее крайние, а не промежуточные значения на допустимом интервале управления [2, 3]. Использование такого метода более характерно для грузоподъемных машин при перегрузочных операциях, нежели для конвейерных систем. Основным недостатком принципа является релейный характер изменения управляющего усилия, который может вызывать значительные динамические нагрузки в элементах приводного механизма и конструкции [10].

В работе [11] задача оптимизация пусковых режимов сводится к нахождению минимального времени пуска конвейера при разных ограничениях (по прочности ленты; по отсутствию пробуксовки ленты по барабану; по максимальному моменту электродвигателя). Однако в расчете использованы статические показатели конвейера, что неизбежно ведет к увеличению времени пуска. Поэтому наиболее приемлемым методом для устранения колебаний в элементах ковшового элеватора есть вариационное исчисление [6], так как при решении задачи в конечном результате получим плавные



функции изменения кинематических характеристик.

### ЦЕЛЬ РАБОТЫ

Цель работы заключается в уменьшении колебаний элементов ковшового элеватора путем оптимизации режима пуска приводного механизма по кинематическому критерию среднеквадратического отклонения ускорений центров масс с учетом сил сопротивления, возникающих при зачерпывании.

### РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЙ

Для оптимизации режима пуска ковшового элеватора использована трехмассовая динамическая модель (рис. 1).

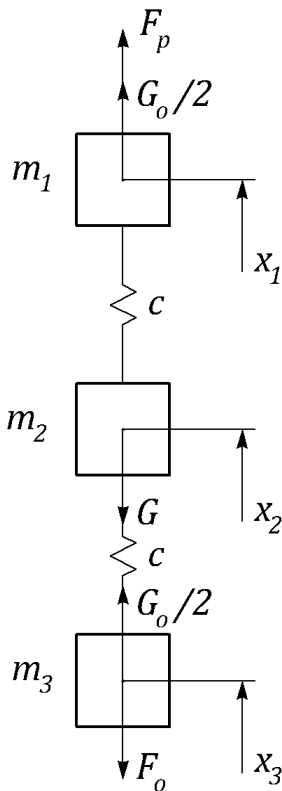


Рис. 1. Расчетная модель ковшового элеватора

На этом рисунке приняты такие обозначения:  $m_1$  – приведенная к оси тягового органа на рабочей ветви конвейера масса приводного механизма, половина незагруженных ковшей с частью ленты и приводного барабана;  $m_2$  – приведенная к

оси тягового органа масса загруженных ковшей с частью ленты;  $m_3$  – приведенная к оси тягового органа на рабочей ветви конвейера масса второй половины незагруженных ковшей с частью ленты и натяжного барабана;  $x_1, x_2, x_3$  – координаты центров масс соответственно  $m_1, m_2, m_3$ , которые приняты за обобщенные координаты;  $F_\delta$  – движущая сила приводного механизма, приведенная к оси тягового органа на рабочей ветви конвейера;  $F_c$  – сила сопротивления зачерпыванию груза, приведенная к оси тягового органа рабочей ветви;  $G_0$  – вес незагруженных ковшей с частью ленты;  $G$  – вес загруженных ковшей с частью ленты;  $c$  – жесткость половины ленты рабочей ветви.

Используя для данной динамической модели принцип Д'Аламбера, получим систему дифференциальных уравнений движения ковшового элеватора:

$$m_1 \ddot{x}_1 = F_\delta + \frac{G_0}{2} - c(x_1 - x_2);$$

$$m_2 \ddot{x}_2 = c(x_1 - x_2) - c(x_2 - x_3) - G; \quad (1)$$

$$m_3 \ddot{x}_3 = c(x_2 - x_3) + \frac{G_0}{2} - F_n.$$

Здесь сила сопротивления определяется зависимостью [19]:

$$F_n = f m_{\text{кл}} \frac{\dot{x}_3}{R_2} R_3, \quad (2)$$

где  $f$  – коэффициент, который учитывает потери на трение,  $m_{\text{кл}}$  – масса клина, который возникает перед ковшем при зачерпывании материала.

С третьего уравнения системы (1) выразим координату центра масс приведенных масс ковшей с грузом через координату  $x_3$ :

$$x_2 = x_3 + \frac{m_3}{c} \ddot{x}_3 + f \frac{m_{\text{кл}} R_3}{c R_2} \dot{x}_3 - \frac{G_0}{2c}. \quad (3)$$

Возьмем первую и вторую производные по времени из выражения (2), в результате чего будем иметь:

$$\dot{x}_2 = \dot{x}_3 + \frac{m_3}{c} \ddot{x}_3 + f \frac{m_{\text{кл}} R_3}{c R_2} \ddot{x}_3;$$

$$\ddot{x}_2 = \ddot{x}_3 + \frac{m_3}{c} \dddot{x}_3 + f \frac{m_{\text{кл}} R_3}{c R_2} \ddot{x}_3. \quad (4)$$

В качестве критерия оптимальности используем среднеквадратическое отклонение ускорений центров масс приведенных масс  $m_2$  и  $m_3$  на протяжении пуска конвейера.

$$I_{23} = \left[ \frac{1}{t_1} \int_0^{t_1} (\ddot{x}_2 - \ddot{x}_3)^2 dt \right]^{\frac{1}{2}}, \quad (5)$$

где  $t_1$  – продолжительность процесса пуска,  $(\ddot{x}_2 - \ddot{x}_3)^2$  – среднеквадратическое отклонение ускорений.

Используя вторую зависимость системы (4), получим конечное выражение критерия (5):

$$I_{23} = \left[ \frac{1}{c^2 t_1} \int_0^{t_1} \left[ m_3 x_3 + f m_{\ddot{e}\ddot{e}} \frac{R_3}{R_2} \ddot{x}_3 \right]^2 dt \right]^{\frac{1}{2}}. \quad (6)$$

Минимизировать критерий (6) можно только путем минимизации его интегральной части, поскольку параметры  $m_3$ ,  $c$  и  $t_1$  за период пуска остаются постоянными величинами.

Условием минимума интегральной части критерия (6) служит уравнение Эйлера-Пуассона [12-14], решение которого

$$\begin{aligned} x_3 = & (e^{-kt} (-120e^{k(2t+t_1)} t_1^2 (-3 + kt_1) - 120e^{kt_1} t_1^2 (3 + kt_1) + e^{k(t+2t_1)} (12k^3 t^5 - \\ & - 12k^3 t^4 (5 + kt)t_1 + 3(-120 + kt(120 + kt(-60 + kt(20 + kt(15 + \\ & + kt))))t_1^2 - 10k(-24 + kt(24 + kt(-2 + kt)(6 + kt)))t_1^3 + 10k^2 \times \\ & \times (-6 + kt(6 + kt(-3 + kt)))t_1^4) + e^{kt} (12k^3 t^5 + 12k^3 t^4 (-5 + kt)t_1 + \\ & + 3(120 + kt(120 + kt(60 + kt(20 + kt(-15 + kt))))t_1^2 + 10k(24 + \\ & + kt(24 - kt(-6 + kt)(2 + kt)))t_1^3 + 10k^2 (6 + kt(6 + kt(3 + kt)))t_1^4) + \\ & + 60e^{2kt_1} t_1^2 (6 + kt_1 (-4 + kt_1)) - 60e^{2kt} t_1^2 (6 + kt_1 (4 + kt_1)) + 2e^{k(t+t_1)} k \times \\ & \times (k^4 t^4 (3t - 5t_1)t_1^2 + 120t_1^2 (-3t + t_1) - 12k^2 t^2 (t^3 - 5t^2 t_1 + 5tt_1^2 - \\ & - 5t_1^3)))v) / (5kt_1^2 (12 + kt_1 (6 + kt_1) - e^{kt_1} (12 + kt_1 (-6 + kt_1))))^2). \end{aligned} \quad (10)$$

Найденная функция  $x_3$  описывает оптимальный закон движения третьей приведенной массы конвейера, который отвечает минимуму среднеквадратического отклонения ускорений центров масс второй и третьей приведенной масс.

представляется дифференциальным уравнением восьмого порядка:

$$x_3 - f^2 \frac{m_{\ddot{e}\ddot{e}}^2 R_3^2}{m_3^2 R_2^2} x_3 = 0. \quad (7)$$

Решать такое уравнение удобно в программе Mathematica 8.0, которая позволяет искать символьные решения дифференциальных уравнений [15-18]. Для нахождения необходимой функции зададим начальные и конечные условия движения:

$$\begin{cases} x_2 = x_3 = 0; \dot{x}_2 = \dot{x}_3 = 0, & \text{ï ðè } t = 0; \\ x_2 = x_3; \dot{x}_2 = \dot{x}_3 = v; \ddot{x}_2 = \ddot{x}_3, & \text{ï ðè } t = t_1; \end{cases} \quad (8)$$

где  $v$  – линейная скорость движения ленты на участке устойчивого движения.

Используя зависимости (3) и (4), сведем систему краевых условий (8) к координате  $x_3$  и ее производных, в результате чего получим:

$$\begin{cases} x_3 = 0; \dot{x}_3 = 0; \ddot{x}_3 = 0; \ddot{x}_3 = 0, & \text{ï ðè } t = 0; \\ \dot{x}_3 = v; \ddot{x}_3 = 0; \ddot{x}_3 = 0; x_3 = 0, & \text{ï ðè } t = t_1. \end{cases} \quad (9)$$

Опустим промежуточные преобразования и запишем функцию, которая является решением уравнения (7) при краевых условиях (9):

Используя зависимость (3) и взяв необходимые производные по времени из выражения (10), найдем закон движения второй приведенной массы, который отвечает оптимальному режиму пуска

конвейера соответственно принятому выше критерию:

$$\begin{aligned}
 x_2 = & (12e^{-kt} km_3(-2e^{k(2t+t_1)} t_1^2(-3 + kt_1) - 2e^{kt} t_1^2(3 + kt_1) + e^{k(t+2t_1)} \times \\
 & \times (4kt^3 - 4kt^2(3 + kt)t_1 + (-6 + kt(6 + kt(9 + kt)))t_1^2 - 2k(-2 + kt(2 + \\
 & + kt))t_1^3 + k^2(-1 + kt)t_1^4) + e^{kt} (4kt^3 + 4kt^2(-3 + kt)t_1 + (6 + kt(6 + \\
 & + kt(-9 + kt)))t_1^2 + 2k(2 + kt(2 - kt))t_1^3 + k^2(1 + kt)t_1^4) + e^{2kt_1} t_1^2 (6 + \\
 & + kt_1(-4 + kt_1)) - e^{2kt} t_1^2 (6 + kt_1(4 + kt_1)) + 2e^{k(t+t_1)} k(-6tt_1^2 + 2t_1^3 + \\
 & + t^2 t_1(12 - k^2 t_1^2) + t^3(-4 + k^2 t_1^2)))v) / (ct_1^2(12 + kt_1(6 + kt_1) - e^{kt_1} \times \\
 & \times (12 + kt_1(-6 + kt_1)))^2) + (e^{-kt} (-120e^{k(2t+t_1)} t_1^2(-3 + kt_1) - 120e^{kt_1} \times \\
 & \times t_1^2(3 + kt_1) + e^{k(t+2t_1)} (12k^3 t^5 - 12k^3 t^4(5 + kt)t_1 + 3(-120 + kt(120 + \\
 & + kt(-60 + kt(20 + kt(15 + kt))))t_1^2 - 10k(-24 + kt(24 + kt(-2 + kt) \times \\
 & \times (6 + kt)))t_1^3 + 10k^2(-6 + kt(6 + kt(-3 + kt)))t_1^4) + e^{kt} (12k^3 t^5 + 12k^3 \times \\
 & \times t^4(-5 + kt)t_1 + 3(120 + kt(120 + kt(60 + kt(20 + kt(-15 + kt))))t_1^2 + \\
 & + 10k(24 + kt(24 - kt(-6 + kt)(2 + kt)))t_1^3 + 10k^2(6 + kt(6 + kt(3 + \\
 & + kt)))t_1^4) + 60e^{2kt_1} t_1^2 (6 + kt_1(-4 + kt_1)) - 60e^{2kt} t_1^2 (6 + kt_1(4 + kt_1)) + \\
 & + 2e^{k(t+t_1)} k(k^4 t^4(3t - 5t_1)t_1^2 + 120t_1^2(-3t + t_1) - 12k^2 t^2(t^3 - 5t^2 t_1 + 5t \times \\
 & \times t_1^2 - 5t_1^3)))v) / (5kt_1^2(12 + kt_1(6 + kt_1) - e^{kt_1} (12 + kt_1(-6 + kt_1)))^2) + \\
 & + \frac{1}{2cR_2^2 t_1^{12}} 2fm_{\ddot{e}e} R_3 t^6 (10t^3 - 36t^2 t_1 + 45tt_1^2 - 20t_1^3)^2 v^2 - G_o R_2^2 t_1^{12}.
 \end{aligned} \tag{11}$$

Со второго уравнения системы производные, определим (1) с учетом зависимостей (10) и (11), оптимальный режим движения первой при этом найдя необходимые приведенной массы:

$$\begin{aligned}
 x_1 = & \frac{1}{c} (G + (e^{-kt} (c^2 v R_2^2 t_1^{10} (-120e^{k(2t+t_1)} t_1^2(-3 + kt_1) - 120e^{kt_1} t_1^2(3 + \\
 & + kt_1) + e^{k(t+2t_1)} (12k^3 t^5 - 12k^3 t^4(5 + kt)t_1 + 3(-120 + kt(120 + kt \times \\
 & \times (-60 + kt(20 + kt(15 + kt))))t_1^2 - 10k(-24 + kt(24 + kt(-2 + kt) \times \\
 & \times (6 + kt)))t_1^3 + 10k^2(-6 + kt(6 + kt(-3 + kt)))t_1^4) + e^{kt} (12k^3 t^5 + 12 \times \\
 & \times k^3 t^4(-5 + kt)t_1 + 3(120 + kt(120 + kt(60 + kt(20 + kt(-15 + kt)))) \times \\
 & \times t_1^2 + 10k(24 + kt(24 - kt(-6 + kt)(2 + kt)))t_1^3 + 10k^2(6 + kt(6 + kt \times \\
 & \times (3 + kt)))t_1^4) + 60e^{2kt_1} t_1^2 (6 + kt_1(-4 + kt_1)) - 60e^{2kt} t_1^2 (6 + kt_1(4 + kt_1)) + \\
 & + 2e^{k(t+t_1)} k(k^4 t^4(3t - 5t_1)t_1^2 + 120t_1^2(-3t + t_1) - 12k^2 t^2(t^3 - 5t^2 t_1 + 5tt_1^2 - \\
 & - 5t_1^3))) + 5ck(-24e^{k(2t+t_1)} kv(m_2 + 2m_3)R_2^2 t_1^{12}(-3 + kt_1) - 24e^{kt_1} kv(m_2 +
 \end{aligned} \tag{12}$$

$$\begin{aligned}
 & +2m_3)R_2^2t_1^{12}(3+kt_1)+12e^{2kt_1}kv(m_2+2m_3)R_2^2t_1^{12}(6+kt_1(-4+kt_1))- \\
 & -12e^{2kt_1}kv(m_2+2m_3)R_2^2t_1^{12}(6+kt_1(4+kt_1))+2e^{k(t+t_1)}(G_0R_2^2t_1^{12}(144- \\
 & -12k^2t_1^2+k^4t_1^4)+2v(6k^2(m_2+2m_3)R_2^2t_1^{10}(-4t^3+12t^2t_1+t(-6+k^2\times \\
 & \times t^2)t_1^2+(2-k^2t^2)t_1^3)-fRt^6vm_{\ddot{e}\ddot{e}}(10t^3-36t^2t_1+45tt_1^2-20t_1^3)^2(144- \\
 & -12k^2t_1^2+k^4t_1^4))) + e^{k(t+2t_1)}(-G_0R_2^2t_1^{12}(12+kt_1(-6+kt_1))^2+2v(6k(m_2+ \\
 & +2m_3)R_2^2t_1^{10}(4kt^3-4kt^2(3+kt)t_1+(-6+kt(6+kt(9+kt)))t_1^2-2k(-2+ \\
 & +kt(2+kt))t_1^3+k^2(-1+kt)t_1^4)+fRt^6vm_{\ddot{e}\ddot{e}}(10t^3-36t^2t_1+45tt_1^2- \\
 & -20t_1^3)^2(12+kt_1(-6+kt_1))^2)) + e^{kt}(-G_0R_2^2t_1^{12}(12+kt_1(6+kt_1))^2+ \\
 & +2v(6k(m_2+2m_3)R_2^2t_1^{10}(4kt^3+4kt^2(-3+kt)t_1+(6+kt(6+kt(-9+ \\
 & +kt)))t_1^2+2k(2+kt(2-kt))t_1^3+k^2(1+kt)t_1^4)+fRt^6vm_{\ddot{e}\ddot{e}}(10t^3- \\
 & -36t^2t_1+45tt_1^2-20t_1^3)^2(12+kt_1(6+kt_1))^2))) + 60kvm_2(-2e^{k(2t+t_1)}\times \\
 & \times k^3m_3R_2^2t_1^{12}(-3+kt_1)-2e^{kt_1}k^3m_3R_2^2t_1^{12}(3+kt_1)+e^{2kt_1}k^3m_3R_2^2t_1^{12}(6+ \\
 & +kt_1(-4+kt_1))-e^{2kt}k^3m_3R_2^2t_1^{12}(6+kt_1(4+kt_1))-4e^{k(t+t_1)}(k^2m_3R_2^2\times \\
 & \times t_1^{10}(12t-12t_1-3k^2tt_1^2+k^2t_1^3)+5fRt^4vm_{\ddot{e}\ddot{e}}(t-t_1)^2(110t^4-440t^3\times \\
 & \times t_1+657t^2t_1^2-430tt_1^3+100t_1^4)(144-12k^2t_1^2+k^4t_1^4))+2e^{k(t+2t_1)}(5f\times \\
 & \times Rt^4vm_{\ddot{e}\ddot{e}}(t-t_1)^2(110t^4-440t^3t_1+657t^2t_1^2-430tt_1^3+100t_1^4)(12+ \\
 & +kt_1(-6+kt_1))^2+k^2m_3R_2^2t_1^{10}(3t(-2+kt_1)^2+t_1(-12+kt_1(9-2kt_1)))) + \\
 & +2e^{kt}(5fRt^4vm_{\ddot{e}\ddot{e}}(t-t_1)^2(110t^4-440t^3t_1+657t^2t_1^2-430tt_1^3+100t_1^4)\times \\
 & \times (12+kt_1(6+kt_1))^2+k^2m_3R_2^2t_1^{10}(3t(2+kt_1)^2-t_1(12+kt_1(9+ \\
 & +2kt_1)))))) / (5ckR_2^2t_1^{12}(12+kt_1(6+kt_1))-e^{kt_1}(12+kt_1(-6+kt_1))^2)).
 \end{aligned}$$

С первого уравнения системы (1) запишем выражение для движущего усилия приводного механизма:

$$F_p = m_1\ddot{x}_1 - \frac{G_0}{2} + c(x_1 - x_2). \quad (13)$$

С учетом зависимостей (11) и (12) и производной от выражения (11), определим желаемый закон изменения движущего усилия приводного механизма в процессе пуска, который обеспечивает оптимальный режим движения конвейера.

Имея закон изменения движущего усилия, можно определить необходимый движущий момент на валу электродвигателя приводного механизма:

$$M_p = \frac{F_p \cdot R_l}{u \cdot \eta}, \quad (14)$$

где  $R_l$  – радиус приводного барабана;  $u$  – передаточное число редуктора;  $\eta$  – к.п.д. приводного механизма.

Для ковшового элеватора Scandia SEI 35/14 при таких условиях:  $v=3,1$  м/с;  $m_1=13,0791$  кг;  $m_2=20,9$  кг;  $m_3=8$  кг;  $m_{кл}=2$  кг;  $G_{\sigma}=117,67$  Н;  $G=204,94$  Н;  $c=20000$  Н/м;  $f=1,1$ ,  $t_1=1$  с – построены графики скоростей (рис. 2) и ускорений (рис.3) центров масс первой, второй и третьей приведенных масс, а также движущего момента на валу электродвигателя (рис. 4).

С анализа графических зависимостей представленных на рисунках 2 – 4 видно, что проследить изменение скорости всех масс

при выходе на устойчивое движение довольно сложно (рис. 2, а). Однако график разности скоростей первой и второй масс, а также второй и третьей (рис. 2, б) четко показывает малую разность в скоростях этих масс, что положительно влияет на движение конвейера. Такое расхождение связано, прежде всего, с упругими свойствами тягового элемента конвейера.

Аналогичные отличия можно наблюдать и на графике разности ускорений (рис. 3, б). Движущее усилие на валу электродвигателя имеет плавный характер изменения, но при этом значительно превышает силу сопротивления, которая возникает во время пуска элеватора.

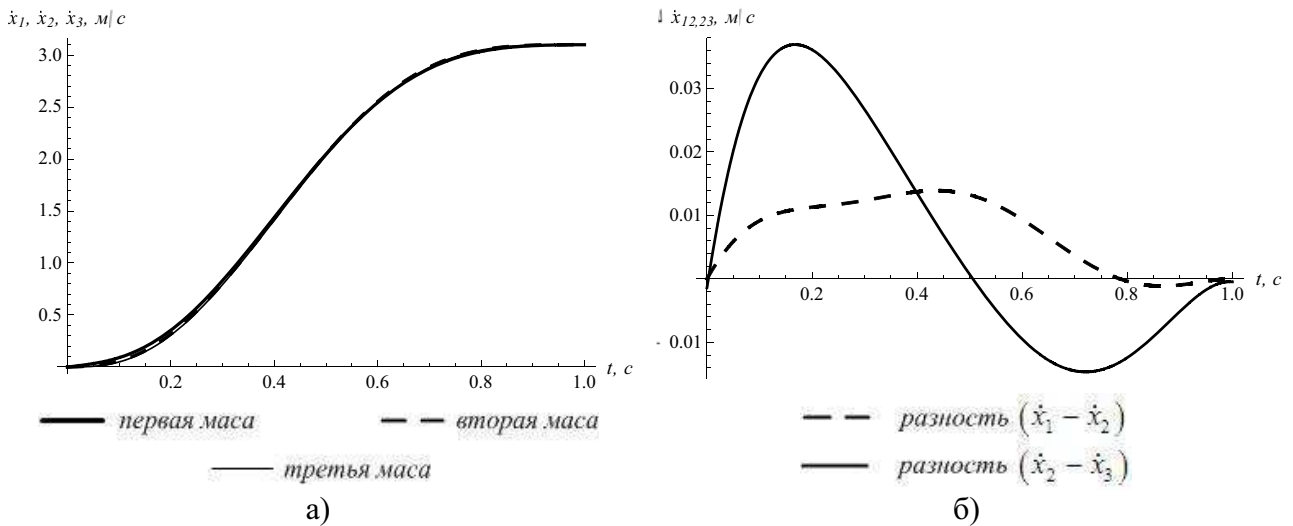


Рис. 2. Графики: а) скоростей первой, второй и третьей масс на протяжении пуска, б) разности скоростей  $(\dot{x}_1 - \dot{x}_2)$  и  $(\dot{x}_2 - \dot{x}_3)$

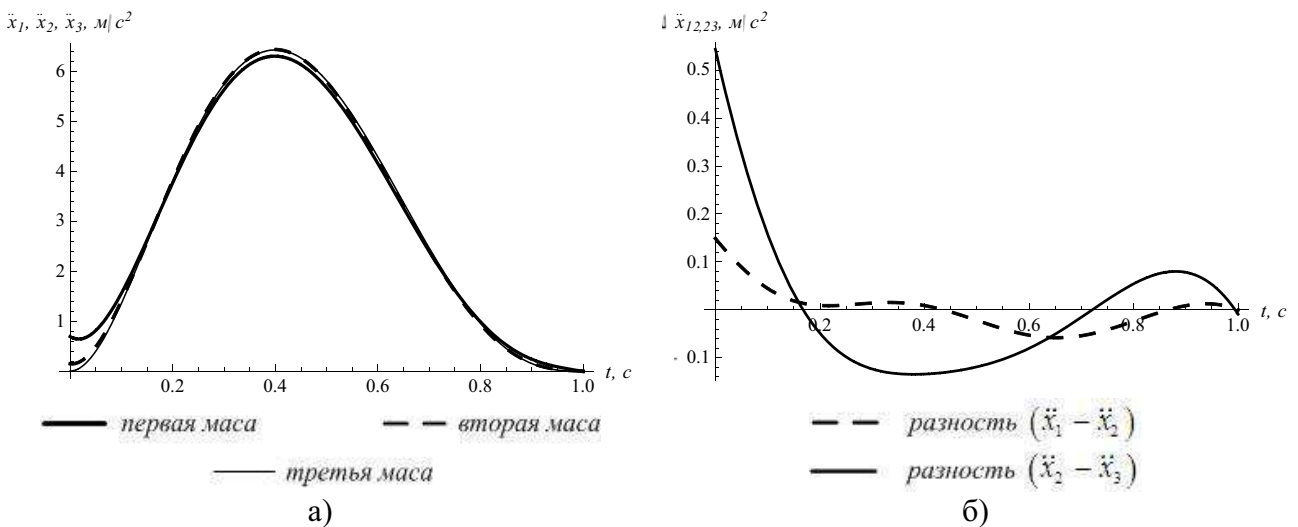


Рис. 3. Графики: а) ускорений первой, второй и третьей масс на протяжении пуска, б) разности ускорений  $(\ddot{x}_1 - \ddot{x}_2)$  и  $(\ddot{x}_2 - \ddot{x}_3)$

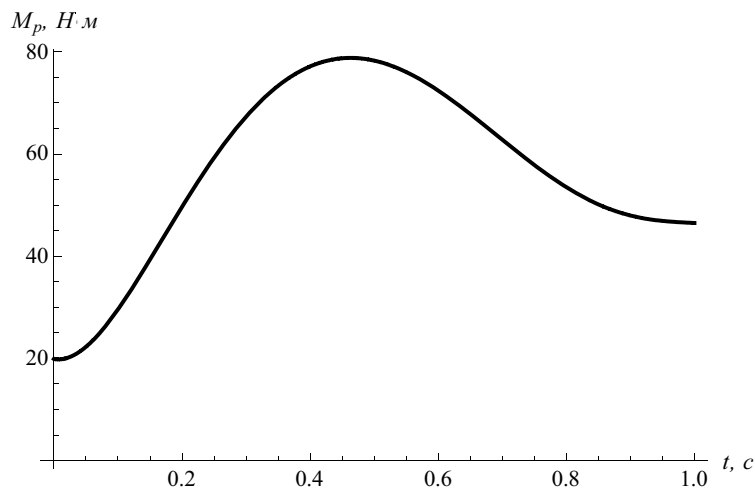


Рис. 4. Движущий момент на валу электродвигателя на протяжении пуска

Вместе с тем полученные законы управления пуском ковшового элеватора имеют и определенные недостатки, а именно ненулевые ускорения первой и второй масс в начале движения, которое приводит к дополнительным нагрузкам в элементах приводного механизма. Также необходимо отметить, что при увеличении времени выхода на устойчивый режим движения  $t_1$  в три раза – ускорение первой и второй масс приближаются к нулю.

### ВЫВОД

С помощью вариационных методов оптимизации синтезирован закон изменения приводного усилия, при котором колебания подвижных элементов ковшового элеватора с загруженной рабочей ветвью устраняются до конца периода разгона. Наряду с этим установлено, что полученные законы имеют недостатки, которые при дальнейшем исследовании, возможно, устранить путем использования других краевых условий и оптимизационных критериев более высокого порядка.

### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Беллман Р. Динамическое программирование / Беллман Р. [под. ред. Воробьева Н.Н.] – М.: Издательство иностранной литературы, 1960. – 400 с.
2. Математическая теория оптимальных процессов / [Понтрягин Л.С., Болтнянский

В.Г., Гамкрелидзе Р.В., Мищенко Е.Ф.]. – М.: Наука, 1989. – 392 с.

3. Смахов А.А. Оптимальное управление подъемно-транспортными машинами / А.А. Смахов, Н.И. Ерофеев. – М.: Машиностроение, 1975. – 239 с.

4. Петров Ю.П. Вариационные методы теории оптимального управления / Петров Ю.П. – Л.: Энергия, 1977. – 280 с

5. Ловейкин В.С. Расчеты оптимальных режимов движения механизмов строительных машин / Ловейкин В. С. – К.: УМК ВО, 1990. – 168 с.

6. Ловейкин В.С. Застосування методів варіаційного числення в задачах оптимального управління вантажопідйомними машинами сільсько-господарського призначення / Ловейкин В.С., Човнюк Ю.В., Ромасевич Ю.О. // Підйомно-транспортна техніка. – 2010. – №2(34). – С. 3–7.

7. <http://reference.wolfram.com/mathematica/VariationalMethods/tutorial/VariationalMethod s.html>.

8. Ferguson J. (2004) Brief Survey of the History of the Calculus of Variations and its Applications. arXiv: arXiv:math/0402357.

9. Ralph W. Pike. (2001) Optimization for Engineering Systems. <http://www.mpri.lsu.edu/bookindex.html>.

10. Ловейкин В.С., Ромасевич Ю.О. 2010. Оптимізація керування рухом одно масових механічних систем. Motrol - Motoryzacja i Energetyka Rolnictwa, Tom 12B, – С. 91–96.

11. Спиваковский, А.О. Теория ленточных конвейеров / А.О. Спиваковский, В.Г. Дмитриев. – М., 1982. – 192 с.
12. Эльсгольц Л.Э. Дифференциальные уравнения и вариационное исчисление / Эльсгольц Л.Э. – М.: Наука, 1969. – 424 с.
13. Courant R. and Hilbert D. (1989) *Methods of Mathematical Physics. Vol. I.* Wiley-VCH.
14. B. van Brunt. (2004) *The Calculus of Variations.* Springer.
15. Wolfram S. (2003) *The Mathematica Book, 5th ed.* Wolfram Media.
16. Bhatti M.A. (2000) *Practical Optimization Methods With Mathematica Applications.* New York: Springer-Verlag.
17. <http://reference.wolfram.com/mathematica/VariationalMethods/tutorial/VariationalMethod s.html>.
18. Дьяконов В.П. *Mathematica 4.1/4.2/5.0 в математических и научно-технических расчетах* / Дьяконов В.П. – М.: СОЛОН-Пресс, 2004. – 696 с.
19. Турчин В.С. Обоснование конструктивно-режимных параметров элеваторов ковшового типа для транспортировки сыпучих материалов: Дис. ... канд. техн. наук: 05.20.01/ Турчин Вячеслав Семёнович. – Оренбург, 2005. – 187 с.
20. Oleg Litvinov. К динамическому расчету машин / Oleg Litvinov, Wojciech Tanas // *Motrol. Tom 2 A.* 2006. – Lublin. – С. 210–223.

THE CONVEYOR START-UP MODE  
OPTIMIZATION BY A DYNAMIC  
CRITERION TACKING INTO  
CONSIDERATION RESISTANCE FORCES

**Summary.** The way of reducing oscillations of the belt bucket elevators elements, during the transients, has been resulted by optimizing the start-up mode of the drive mechanism for the kinematic criteria. On calculation the resistance forces at scooping the material have also been taken into consideration.

**Key words:** dynamic model, mathematical model, bucket elevator, conveyor, optimization.

## ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ И ТЕХНИЧЕСКИЕ ПРЕДПОСЫЛКИ ПОВЫШЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ РАБОТЫ ЗЕРНОУБОРОЧНОГО КОМБАЙНА

Станислав Смолинский

Национальный университет биоресурсов и природопользования Украины  
Украина, г. Киев, ул. Героев Оборона, 15

**Аннотация.** Приведен анализ вопроса повышения эффективности работы зерноуборочного комбайна. Определено, что одним из перспективных путей повышения эффективности функционирования комбайна является срезание только верхней части стеблей, где содержится зерно, что приведет к уменьшению содержания соломы в хлебной массе. Приведены технологические и технические принципы его реализации.

**Ключевые слова:** зерноуборочный комбайн, дифференцированный метод уборки, показатели эффективности, производительность комбайна, потери зерна, высота среза.

### ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМЫ

Основными машинами для уборки зерновых культур на сегодняшний день являются конструктивно сложные и энергонасыщенные самоходные зерноуборочные комбайны, которые отличаются как технической характеристикой, так и показателями эффективности работы. Производственный опыт подсказывает, что для уборки зерновых культур в сжатые сроки и минимальными потерями урожая следует использовать высокопроизводительную технику высокого уровня технического состояния и при соответствующей ее подготовке к условиям работы. Сегодня в Украине для уборки урожая зерновых культур используются преимущественно комбайны производства зарубежных фирм таких как CLAAS, MASSEY FERGUESON, CNH, FENDT, SAMPO, DEUTZ-FAHR, JOHN DEERE, LAVERDA, ГОМСЕЛЬМАШ, РОССЕЛЬМАШ и другие, которые имеют близкие по значениям показатели технической характеристики, но отличаются качественными показателями работы.

Анализ существующих подходов относительно повышения эффективности машин для уборки зерновых культур показывает, что увеличение пропускной способности самоходных зерноуборочных комбайнов яв-

ляется на современном уровне развития сельскохозяйственной техники нецелесообразно, поскольку наиболее эффективно применять комбайн при настройке параметров на некоторое рациональное значение пропускной способности, при которой возможно достичь необходимые качественные и энергетические показатели работы.

### ЦЕЛЬ РАБОТЫ

Цель работы – на основании анализа рабочего процесса зерноуборочного комбайна обосновать принципы повышения эффективности функционирования зерноуборочного комбайна.

Исследованиями технологий уборки зерновых культур занимались многие ученые Кленин Н.И., Жалнин Э.В., Л. Шпокас и другие [С.А.Алферов 1981, Д.Г. Войтюк и др. 2011, Н.И.Кленин 2004, А.Кушнарев и др. 2010, А.Н.Леженкин 2008, А.П.Ловчиков 2004, 2005, В.И.Недовесов и др. 2011, А.Н.Погорелец, Г.И.Живолуп 2003, Л.Шпокас 2008, Т.Beck 1990, /Z.Kelemen, I.Komlodi 2003], в результате которых были разработаны различные технологические схемы уборки зерновых культур и технические средства для их реализации.

Для решения задачи повышения эффективности зерноуборочного комбайна рассмотрим их технологические и технические



предпосылки. Следует учитывать системный подход при решении таких задач, поскольку рабочий процесс зерноуборочного комбайна является взаимодействием рабочих органов машины (их характеристика – параметры и режимы работы) с технологическим материалом с соответствующими характеристиками.

## РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЙ

Как известно, на производительность комбайна  $W$  (га/час) влияют ширина захвата жатки  $B$  (м) и рабочая скорость уборочной машины  $V$  (км/час). Поэтому с увеличением этих параметров будет увеличиваться и производительность комбайна.

На основе проведенного анализа установлено, что увеличение ширины захвата жатки комбайна приведет к увеличению мощности двигателя, массы машины в целом и энергоемкости процесса [1-3]. Увеличение скорости движения комбайна возможно достичь при увеличении пропускной способности МСУ комбайна, что является нецелесообразным. Другая возможность реализации увеличения скорости движения комбайна достигается уменьшением массовой подачи материала в молотильно-сепарирующее устройство (МСУ) комбайна путем отдельной (дифференцированной) уборки зерновых культур. Проведем краткий анализ возможных способов дифференцированной уборки.

Наиболее известным и научно обоснованным способом дифференцированной уборки является очес зерна на корню. При этом первой операцией в технологическом процессе является очес зерна, который выполняет полевая мобильная уборочная машина. При этом может применяться универсальный зерноуборочный комбайн, который оборудован очесывающей жаткой (рис. 1).

После очеса, следующими операциями технологического процесса уборки зерновых культур является доработка очесанного вороха на технологических линиях послеуборочной обработки, а также уборка с поля растительной массы или ее измельчение для последующей заделки в почву в качестве удобрения. Но опыт применения метода очеса при уборке зерновых культур показывает определенную его ограниченность при

уборке колосовых культур вследствие их характеристик (например, силы связи зерна с колосом).



Рис. 1. Зерноуборочный комбайн CASE, оборудованный очесывающей жаткой  
Fig. 1. Harvester by CASE with stripper.

Одной из важных биологических особенностей зерновых культур, которая подтверждает возможность применения уборки только верхней, содержащей зерно, части растения и позволяющей увеличить продолжительность уборки на протяжении рабочего дня, является существенная разница влажности отдельных частей растений. Для колосовых культур влажность верхней зерносодержащей части составляет 15...25%, а нижней (соломистой) - 21...48% [4-6]. Кроме того, анализ рабочего процесса комбайна позволяет сделать вывод о уменьшении силового воздействия рабочих органов жатки на стеблестой зерновых культур, что приводит к уменьшению потерь зерна за жаткой.

Альтернативой методу очеса можно считать срезание верхней зерносодержащей части зерновых культур универсальным зерноуборочным комбайном с навесной жаткой. Этот способ уборки (который может быть применен и при уборке колосовых зерновых культур) заключается в высоком срезании стеблей зерновых культур на высоте 5...10 см ниже первого соцветия [7-10]. При этом достигается повышение производительности работы комбайна и снижения потерь зерна, в силу того, что обмолачивается лишь колосковая часть растений. Высокая стерня, что образуется при этом, аналогично методу очеса, может измельчаться и заделываться в почву почвообрабатывающими агрегатами.

Недостатком навесных обычных жаток зерноуборочных комбайнов является то, что они качественно срезают стебли колосовых растений лишь на небольшом расстоянии от поверхности поля, поскольку при увеличенные высоты среза, например до  $2/3$  длины стебля и больше, значительно уменьшается жесткость стеблей, что приводит к отклонению стеблей вперед режущего аппарата и значительных потерь зерна вследствие не-срезания зерносодержащей массы [14-20]. При этом совместное действие мотовила и режущего аппарата не оказывает существенное влияние на протекание процесса, так как мотовило во время работы действует лишь менее чем на половину стеблей, а остальные стебли срезаются на основании жесткости и подпора другими растениями. Поэтому, возникает необходимость обосновать параметры жатки комбайна (прежде всего, рабочую скорость и высоту срезания), при которых для определенных условий будет выполняться качественный срез зерносодержащей части растений зерновых культур. Без решения указанной проблемы стебли зерновых культур будут срезаться достаточно большой длины и подача зерна в молотилку комбайна будет составлять до 40% общей подачи хлебной массы.

Этот способ может быть реализован в конструкции двухъярусной жатки (рис. 2), верхний ярус которой предназначен для срезания зерносодержащей части стеблей, а нижний – соломы.

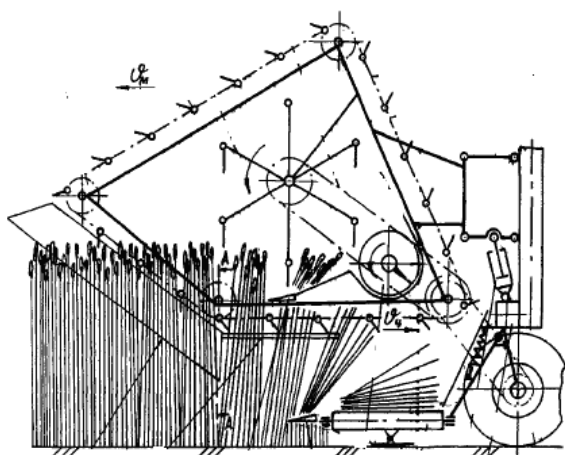


Рис. 2. Двухъярусная жатка для уборки зерновых культур

Fig. 2. Double-deck header for harvesting of grain-crops

При этом способе может также применяться зерноуборочный агрегат, который включает жатку с режущим аппаратом. На раме жатки размещено устройство для прессования рулонов из скошенной хлебной массы. За счет одновременного выполнения процесса скашивания зерносодержащей части растений режущим аппаратом и прессования ее в рулоны механизмом прессования обеспечивается сокращение энергозатрат технологических процессов и сроков уборки, при этом будет наблюдаться также снижение потерь зерна. Одним из недостатков этого способа следует считать существенные затраты на последующую доработку полученной массы, хотя сам процесс уборки зерносодержащей части – достаточно эффективен.

Для проверки рабочей гипотезы о возможности уменьшения потерь зерна и увеличения производительности комбайна путем срезания верхней зерносодержащей части стеблей зерновых культур (зоны расположения колосков) были проведены пробные эксперименты с применением стандартной методики согласно ГОСТ 28301-89. Результаты исследований подтвердили гипотезу о возможности применения этого метода уборки с целью повышения эффективности работы комбайна. Установлено, что при срезании стеблей пшеницы на высоте приблизительно 50 см от поверхности поля величина потерь уменьшается на 30...35% при увеличении производительности до 65% (средняя высота стеблей составляла 87,7 см).

Уборочный процесс зерновых культур является сложной многопараметрической системой, которая имеет на входе множество параметров условия функционирования  $\{X\}$  и на выходе показатели эффективности работы  $\{Y\}$ .

Сам технологический процесс представляется в виде последовательности операций: 1 – срезания зерносодержащей части стебля, 2 – обмолота массы, 3 – очистки зерна от примесей, 4 – транспортировки зерна, 5 – послеуборочной обработка зерна, 6 – срезания соломы, 7 – прессования срезанной соломы, 8 – измельчения соломы, 9 – заделки измельченной соломы в почву, которые в зависимости от условий могут претерпевать некоторые изменения.

Функционирование технологического

процесса дифференцированной уборки зерновых культур путем срезания зерносодержащей части стебля можно представить в виде модели, которая включает отдельных операций и их взаимосвязи (рис. 3).



Рис. 3. Функциональная модель дифференцированной уборки зерновых культур  
Fig. 3. Functional model of differential harvesting of grain-crops

При реализации дифференцированной уборки зерновых культур на эффективность работы уборочного агрегата будут влиять факторы – характеристики биосреды (хлебостоя)  $X_{11}, X_{12}, \dots, X_{1F}$  и режимы работы уборочной машины  $X_{21}, X_{22}, \dots, X_{2P}$ . Тогда множество параметров условия функционирования  $\{X\}$  будет представлено

$$\{X\} = \{X_{11}(x, y, t), X_{12}(x, y, t), \dots, X_{1F}(x, y, t), X_{21}(t), X_{22}(t), \dots, X_{2P}(t)\}. \quad (1)$$

При этом допустим, что факторы – характеристики хлебостоя (урожайность культуры, соломистость, высота хлебостоя, характеристики неровностей поверхности поля и т.д.)  $X_{11}, X_{12}, \dots, X_{1F}$  будут функцией координат и времени, а факторы - режимы работы уборочной машины (рабочая скорость движения, высота срезания и т.д.)  $X_{21}, X_{22}, \dots, X_{2P}$  - только функцией времени.

Показателями эффективности работы  $\{Y\}$  при этом будет множество качественных, энергетических и других функциональных параметров системы (например, производительность комбайна, потери зерна и т.д.), которые будут функцией множества параметров условия функционирования  $\{X\}$ , времени  $t$  и множества случайных возмущений  $\{\xi\}$

$$\{Y\} = \{Y_1(X, \xi, t), Y_2(X, \xi, t), \dots, Y_R(X, \xi, t)\}. \quad (2)$$

Тогда модель процесса будет иметь вид

$$\left. \begin{aligned} \{Y\} &= \{Y_1(X, \xi, t), Y_2(X, \xi, t), \dots, Y_R(X, \xi, t)\}, \\ \{X\} &= \{X_{11}(x, y, t), X_{12}(x, y, t), \dots, X_{1F}(x, y, t), X_{21}(t), X_{22}(t), \dots, X_{2P}(t)\}. \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

При подстановке в модель (3) моделей отдельных ее составляющих, можно получить выражение для определения оптимальных значений параметров уборочной машины  $X_{21}, X_{22}, \dots, X_{2P}$  при известных характеристиках биосреды  $X_{11}, X_{12}, \dots, X_{1F}$ , а при необходимости - прогнозировать показатели эффективности работы  $\{Y\}$ .

Кроме того, на основании записанной модели может создаваться модель оптимальных управляющих действий с реализации ее в устройстве оперативного управления работой уборочной машины в целом и отдельных ее агрегатов.

Для реализации дифференцированного метода уборки необходимо зерноуборочный комбайн оборудовать блоком контроля и оперативного управления жаткой, которое представим в виде структурной схемы (рис. 4). Устройство состоит из рабочего органа РО (жатки), изменение положение которой над поверхностью почвы определяется изменением высоты  $\Delta H$  при помощи исполнительного механизма ИМ и контролируется датчиками контроля ДК (датчики контроля высоты стеблестоя, высоты срезания, неровностей поверхности поля и т.д.). Стабильность положения обеспечивается стабилизатором, который встроен в исполнительный механизм ИМ. Работой исполнительного механизма управляют блоком управления БУ управляющим сигналом  $U$  сформированным на основании информации от датчиков контроля ДК и загруженной оптимальной величины подачи хлебной массы  $q$ .

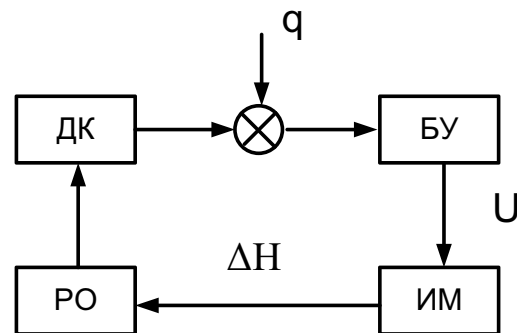


Рис. 4. Структурная схема устройства оперативного управления жатки.  
Fig. 4. Block diagram of equipment for operating control of header.

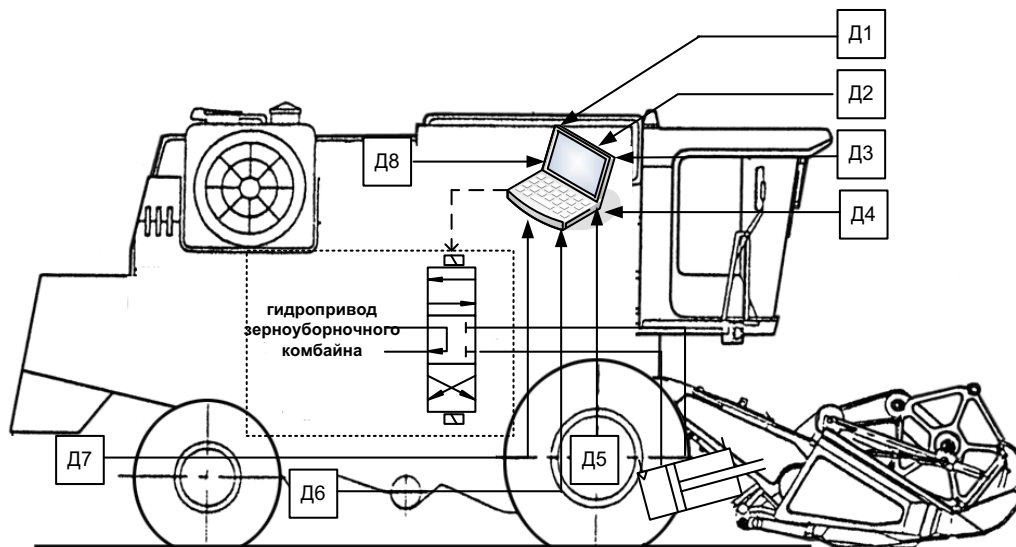


Рис. 5. Схема зерноуборочного комбайна с блоком контроля и оперативного управления  
 Fig. 5. Harvester with equipment for operating control

Исследованиями [21] установлено, что применение в составе зерноуборочного комбайна системы автоматического контроля и оперативного управления может обеспечить увеличение производительности более чем на 20%, уменьшение удельной затраты топлива до 8% и потерь зерна не менее чем на 0,5%.

### ВЫВОДЫ

1. В результате проведенного анализа способов уборки зерновых культур и рабочего процесса зерноуборочного комбайна установлено, что одним из перспективных путей повышения эффективности функционирования зерноуборочного комбайна является применения дифференцированного метода уборки, который основывается на срезании верхней зерносодержащей части стеблей зерновых культур. Применение этого метода позволит уменьшить подачу соломы в МСУ зерноуборочного комбайна, что приведет к увеличению скорости движения, а следовательно, и производительности комбайна.

2. На основании анализа результатов проведенных опытов можно сделать вывод о перспективности последующих исследований по изучению уборки зерновых культур путем срезании зерносодержащей части стеблей.

3. Изложены технические и технологические предпосылки по применению универсального зерноуборочного комбайна при работе согласно дифференцированного метода уборки зерновых культур.

### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Алферов С.А. Как работает зерноуборочный комбайн /С.А.Алферов, А.И.Калошин, А.Д.Угаров // - М.: Машиностроения, 1981. – 190 с.
2. Войтюк, Д.Г. Сравнительный анализ показателей эффективности работы зерноуборочных комбайнов /Д.Г. Войтюк, С.В. Смолинский, А.В. Ямков // Сб. науч. трудов "Технико-технологические аспекты развития и испытания новой техники и технологий для сельского хозяйства Украины" – Вып. 15 (29). – Дослідницьке, 2011. – С. 100–107 (на укр. языке).
3. Горбулин А.И. Исследование влияния высоты среза зерновых культур на качественные и энергетические показатели уборочных агрегатов. /А.И.Горбулин // Автореферат дисс. к.т.н. – Саратов, 1969. – 28 с.
4. ГОСТ 28301-89. Комбайны зерноуборочные. Методы испытаний. – М.: Издательство стандартов, 1990. – 19 с.
5. Дунай Н.Ф., Сельскохозяйственные машины / Н.Ф. Дунай, В.Е. Комаристов. – М.: Колос, 1984. – 478 с.

6. Кленин Н. И. Вчера и сегодня российского комбайна. // Сельский механизатор. 2004, № 2. – С. 29.
7. Кушнарев А. Проблемы совершенствования технологии уборки зерновых /А.Кушнарев, В.Кравчук, А.Леженкин // Ж. Техніка і технології АПК. – 2010. – №2. – С. 6.
8. Леженкин А.Н. Методология формирования энерго- и ресурсосберегающей технологии уборки зерновых культур в условиях фермерских хозяйств (на примере Украины) / А.Н. Леженкин // Автореферат дисс. д.т.н. М., 2008. – 35 с.
9. Ловчиков А.П. Технологическое совершенство систем уборки зерновых культур /А.П.Ловчиков // Тракторы и с. х. машины. М. 2004, № 11. – С. 26–27.
10. Ловчиков А.П. Повышение качества зерна в период уборки урожая комбайнами. /А.П.Ловчиков // Известия ОГАУ 3(7), Оренбург, 2005. – С. 139–141.
11. Мироненко, В.Г. Разработка средств механизации с управляемым качеством выполнения технологических процессов в растениеводстве. / В.Г. Мироненко // Дисс. ... докт. техн. наук: 05.05.11 / В.Г. Мироненко; НАУ. – К., 2005. – 400 с. (на укр. языке).
12. Недовесов В.И. Анализ экономичности технологического процесса зерноуборочного комбайна / В.И. Недовесов, Г.А. Хайлис, Н.Д. Занько // Тракторы и сельхозмашины. – 2011. – № 1. – С. 27–29.
13. Патент KG № 0207 МПК А 01 D 91/04 опубл. 01.10.97 Бюл. № 1, 1998
14. Патент RU №0002244397 Зерноуборочный агрегат. А01D43/00;А01F15/07.
15. Патент UA №30206А Жатка для скашивания зерновых колосовых культур. МПК А01D75/02 Публ. 15.11.2000, Бюл. № 6, 2000 р.
16. Погорелец А.Н. Зерноуборочные комбайны / А.Н. Погорелец, Г.И. Живолуп. – К., Украинский Центр духовной культуры, 2003. – 204 с. (на укр. языке).
17. Смолинский С.В. Анализ взаимосвязи между базовыми параметрами современных зерноуборочных комбайнов /С.В. Смолинский // Вестник Харьковского национального технического университета сельского хозяйства им. П. Василенка. – Харьков, 2010. – Вып. 93 Т.1. – С. 182–186.
18. Теория, конструкция и расчет сельскохозяйственных машин / Под. ред. Е.С. Босого // – М.: Машиностроение, 1977. – 568 с.
19. Шпокас Л. Оценка работы высокопроизводительных зерноуборочных комбайнов /Л.Шпокас // Доклад на Международной научно-практической конференции «Аграрная инженерия в условиях глобализации», Киев, 4-5 ноября 2008 г.
20. Beck T. Messung und der Beurteilung von Mahdreschern / T.Beck, H.-D.Kutzbach// Landtechnik. – 45. Jg. (1990). – Heft 6. – S.218-220.
21. Kelemen Z. Möglichkeiten der Verlustsenkung bei Mähreschern /Z.Kelemen, I.Komlodi// Landtechnik in den Ackerbaugebieten in Ungarn, Slowakei und Österreich. - Bükfürdo, 2003. – S. 73–75.

#### TECHNOLOGICAL AND TECHNICAL PRINCIPLES FOR RISE OF HARVESTER EFFICIENCY

**Summary.** There is analyzed the problem of rise of harvester efficiency . It is definite, the perspective way for rise of harvester efficiency is harvesting only top of stems with the corn for reduction of straw content. There are given the technological and technical principles for this way realization

**Key words:** harvester, differential method of harvesting, efficiency, harvester capacity, corn loss, cutting height.

## ПРАКТИЧЕСКИЕ МЕТОДЫ ОЦЕНКИ ЭФФЕКТИВНОСТИ ФУНКЦИОНИРОВАНИЯ И НЕОБХОДИМОСТИ В РАЗВИТИИ СЕТИ АВТОМОБИЛЬНЫХ ДОРОГ

Владимир Полищук, Александр Лановой

Национальный транспортный университет  
Украина, г. Киев, ул. Суворова, 1

**Аннотация.** В статье предложены научно обоснованные примеры оценок составляющих критериев определения условий непрерывного, безопасного и удобного движения, качества управления системой, а также пример расчета возможного ресурсного обеспечения ее работы на основе разработанной методологии оценки эффективности функционирования и потребности в развитии сети автомобильных дорог общего пользования.

**Ключевые слова:** методы оценки, эффективность функционирования, сети автомобильных дорог.

### ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМЫ

Автомобильные дороги общего пользования являются одним из важнейших элементов транспортной системы страны. Они должны удовлетворять потребности населения и экономики в пассажирских и грузовых перевозках. Проблема, решаемая в исследовании – обеспечение непрерывных, безопасных и удобных условий движения путем научного обоснования повышения эффективности функционирования и развития сети автомобильных дорог общего пользования. В качестве показателя эффективности транспортной системы региона «Автомобильные дороги государственного и местного значения – Национальные и международные транспортные потоки» (АДГМ-НМТП) был избран максимум объема и скорости движения, с которыми справляется система при условии, что уровень безопасности и удобства движения не ниже, а дорожные затраты на обеспечение достижения показателя эффективности не выше заданной величины.

### ЦЕЛЬ РАБОТЫ

В статье предложены примеры научно

обоснованных оценок составляющих критериев определения условий непрерывного, безопасного и удобного движения, качества управления системой, а также пример расчета возможного ресурсного обеспечения ее работы.

### РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЙ

Учитывая социально-экономическую значимость сети автомобильных дорог, предлагается использовать показателем эффективности производительность работы дороги [1-20], что наилучшим образом соответствует движению больших по объемам транспортных потоков с достаточными высокими скоростями движения при условии достижения необходимого уровня безопасности дорожного движения. Главным достоинством этого показателя является учет скорости движения транспортного потока наряду с учетом его интенсивности. Производительность работы дороги определяется как произведение скорости движения потока на его объем:

$$P = \bar{V} \times N, \quad (1)$$

где  $P$  – производительность работы дороги;

$\bar{V}$  – средняя скорость движения транспортного потока;

$N$  – объем потока.

Для практического применения определим составляющие параметры показателя эффективности функционирования транспортной системы АДГМ-НМТП. Определение составляющих параметров непрерывности движения на автомобильных дорогах общего пользования базируется на следующем.

Непрерывность движения достигается почти всегда за исключением нескольких случаев.

Случай первый. Транспортно-эксплуатационное состояние автомобильной дороги удовлетворяет требованиям движения транспортных потоков. Но по каким-то причинам дорожное движение отсутствует, т.е.  $N$  – объем (интенсивность движения) потока равна нулю:  $N=0$ . При этом условии и скорости движения, естественно, нет ( $V=0$ ), следовательно, производительность дороги равна нулю, т.е.  $\Pi=0$ .

Случай второй. Автомобильная дорога разрушена полностью или частично. Таким образом ее транспортно-эксплуатационное состояние является неудовлетворительным, она не может функционировать, то есть, обеспечивать движение транспортных средств в связи с чрезвычайной ситуацией. Опять-таки  $N=0$ ,  $V=0$  и  $\Pi=0$ .

Случай третий. Транспортно-эксплуатационное состояние дороги вроде удовлетворяет требованиям движения транспортных потоков. Но существующая при этом интенсивность движения достигает максимума, что приводит к полной остановке всех транспортных средств. Транспортно-эксплуатационное состояние дороги становится неудовлетворительным, она не может обеспечивать движение транспортных средств по причине образования заторов. При этом:  $N=\max$ ,  $V=0$  и  $\Pi=0$ .

Вывод. Непрерывность движения автомобильной дорогой обеспечивается в случаях, когда скорость движения отлична от нуля. При этом производительность работы дороги определяется в зависимости от имеющихся значений интенсивности и

скорости движения. Таким образом, становится понятным, что зависимость между производительностью работы дороги и интенсивностью движения имеет параболический характер и достигает значений нуля при двух значениях интенсивности движения:  $\Pi=0$  при  $N=0$  или  $N=\max$ .

Как пример, для автомобильной дороги I категории одного из регионов Украины, получена такая зависимость «Производительность работы дороги – Интенсивность движения»:

$$\Pi = -2175,72 N^2 + 97485 N - 176561 \quad (2)$$

$(R^2 = 0,9993)$ .

Кроме того, для применения в моделях показателя «Производительность работы дороги» в качестве аргумента полученная зависимость «Интенсивность движения - Производительность дороги»:

$$N = 5E - 13\Pi^2 + 1000\Pi + 6E - 11 \quad (R^2 = 1). \quad (3)$$

Эта зависимость в виде прямой позволяет применять показатель «Производительность работы 1 км дороги» в качестве аргумента для других зависимостей вместо показателя «Интенсивность движения».

Далее рассмотрим определение составляющих параметров уровней безопасности движения на автомобильных дорогах.

Методология оценки уровня безопасности дорожного движения достаточно подробно рассмотрена в [2]. Здесь определим главные параметры для оценки производительности работы автомобильной дороги. Такими следует считать:

- существующие показатели аварийности;
- приведенную стоимость ДТП, грн.;
- интенсивность движения, авт./сутки;
- все виды дорожных затрат на обеспечение функционирования дороги или ее участка;
- макропоказатели анализа функционирования сети автомобильных дорог и экономической системы общества.

На основании исходных данных в соответствии с представленной методологией определяются уровни безопасности движения. Приведенная

стоимость ДТП определяется в соответствии с среднегодовой суточной интенсивностью движения за последний год периода наблюдения с использованием распределения ДТП на участке дороги, авт/сутки (по каждой области отдельно в зависимости от макропоказателей анализа функционирования сети дорог и экономической системы общества). Определяются все виды затрат по обеспечению работы дороги или ее участка. Далее определяются уровни безопасности движения в зависимости от состояния аварийности, характеристик транспортного потока, дорожных условий и ресурсного обеспечения выполнения запланированных дорожных работ. Для оценки уровня безопасности движения необходимо выполнение следующих этапов:

- определение среднегодовой суточной интенсивности движения за последний год периода наблюдения на участке дороги, авт/сутки;
- определение приведенной стоимости ДТП, произошедших на автомобильной дороге (ее участке);
- определение всех видов дорожных затрат и планирование мероприятий по повышению безопасности движения;
- определение уровней безопасности движения в зависимости от аварийности, характеристик транспортного потока, дорожных условий и ресурсного обеспечения выполнения дорожных работ;
- прогнозирование снижения рисков совершения ДТП и принятие решения по внедрению мероприятий;
- процесс оценки уровня безопасности движения с принятием решения о возможности или невозможности внедрения мероприятий по повышению безопасности дорожного движения.

В качестве примера определены уровни безопасности движения для дороги III категории в ценах 2003 г. Первый уровень оценивается значениями предельных затрат по обеспечению безопасности движения на 1 авт-км в 0,010 грн. для объема движения 1515 авт/сут и называется достаточным уровнем безопасности движения, второй уровень оценивается значениями средних переменных дорожных затрат на 1 авт-км в

0,024 грн. для объема движения 2320 авт/сут и называется удовлетворительным уровнем безопасности движения, третий уровень оценивается значениями средних общих дорожных затрат на 1 авт-км в 0,062 грн. для объема движения 2564 авт/сут и называется недостаточным уровнем безопасности движения, четвертый уровень оценивается значениями средних общих дорожных затрат на 1 авт-км больше чем 0,062 грн. для объема движения более 2564 авт/сут и называется неудовлетворительным уровнем безопасности движения. В данном примере кривая приведенной стоимости ДТП находится в зоне третьего, то есть, недостаточного уровня безопасности движения.

Определим составляющие параметров уровней удобства движения на автомобильных дорогах.

Обычно под уровнем удобства понимают максимальное количество автомобилей, которое может пропустить участок дороги в единицу времени и называют это пропускной способностью дороги. Оценка пропускной способности выполняют по методике проф. Сильянова В.В. [3] в соответствии с уровнями удобства движения: А, Б, В, Г-а и Г-б. Так, уровень удобства А соответствует условиям, при которых отсутствует взаимовлияние режимов движения автомобилей. Уровень удобства Б – в потоке образуются отдельные группы автомобилей. Число обгонов растет. Уровень удобства В характерен появлением колонн автомобилей и сокращением числа обгонов. Уровень Г-а – движение колонн с небольшими разрывами. Обгоны отсутствуют. При уровне удобства Г-б автомобили движутся непрерывной колонной с частыми остановками. Такое движение наблюдается на участках дорог с высокой интенсивностью при неблагоприятных условиях погоды.

Так оцениваются качественные характеристики транспортных потоков, движущихся автомобильными дорогами. Кроме того, действительно, значительное влияние на характеристики транспортного потока оказывают дорожные условия, которые, с одной стороны, формируют



состояние потоков, а с другой, должны соответствовать требованиям транспортных потоков по обеспечению соответствующего качества своих транспортно-эксплуатационных характеристик.

Потребность применения понятия «уровни удобства движения автомобильными дорогами» в новом качестве возникает благодаря системному подходу к рассмотрению работы дороги по обеспечению непрерывности, безопасности и удобства дорожного движения с определением необходимого для этого ресурсного обеспечения.

Для получения уровней удобства, соответствующих разному ресурсному обеспечению, используется Методология определения транспортной ценности обеспечения дорожного движения как критерия эффективности работы автомобильной дороги [5].

Отдельными шагами по определению уровней удобства в новом качестве является получение таких зависимостей:

- скорость движения – интенсивность движения для разного (по признаку доли легкового движения) состава транспортного потока;

- производительность автомобильной дороги – интенсивность движения для разного (по признаку доли легкового движения) состава транспортного потока;

- транспортная ценность движения (спрос национальных и международных транспортных потоков) – производительность работы автомобильной дороги для разного (по признаку доли легкового движения) состава транспортного потока (предложение соответствующего качества дорожных условий со стороны автомобильных дорог государственного и местного значения);

- постоянные общественные затраты – производительность работы автомобильной дороги;

- переменные общественные затраты – производительность работы автомобильной дороги;

- общие общественные затраты – производительность работы автомобильной дороги;

- средние постоянные общественные

затраты – производительность работы автомобильной дороги;

- средние переменные общественные

затраты – производительность работы автомобильной дороги;

- средние общие общественные

затраты – производительность работы автомобильной дороги;

- граничные общественные затраты –

производительность работы автомобильной дороги;

- суммарная общественная выгода от работы автомобильной дороги

государственного или местного значения для разного (по признаку доли легкового движения) состава транспортного потока – производительность работы автомобильной дороги.

В качестве примера далее приведены полученные зависимости для одного из регионов Украины в ценах 2004 г. для автомобильных дорог I категории:

1) скорость движения – интенсивность движения для разного (по признаку доли легкового движения) состава транспортного потока:

- при доле 20% легковых в транспортном потоке:

$$V_{20} = -0,0018N + 78,10; \quad (4)$$

- при доле 40% легковых в транспортном потоке:

$$V_{40} = -0,0019N + 82,29; \quad (5)$$

- при доле 60% легковых в транспортном потоке:

$$V_{60} = -0,0022N + 89,84; \quad (6)$$

- при доле 80% легковых в транспортном потоке:

$$V_{80} = -0,0025N + 96,20. \quad (7)$$

2) производительность работы автомобильной дороги – интенсивность движения для разного (по признаку доли легкового движения) состава транспортного потока для I категории:

- при доле 20% легковых в транспортном потоке:

$$П_{20} = - 0,0017 N^2 + 78,1 N - 1E-09; \quad (8)$$

- при доле 40% легковых в транспортном потоке:

$$П_{40} = - 0,0019 N^2 + 82,298 N + 1E-09; \quad (9)$$

- при доле 60% легковых в транспортном потоке:

$$P_{60} = -0,0022N^2 + 89,845N + 5E-12; \quad (10)$$

- при доле 80% легковых в транспортном потоке:

$$P_{80} = -0,0025N^2 + 96,204N - 1E-09. \quad (11)$$

3) транспортная ценность движения (спрос национальных и международных транспортных потоков) – производительность работы автомобильной дороги для разного (по признаку доли легкового движения) состава транспортного потока (предложение соответствующего качества дорожных условий со стороны автомобильных дорог государственного и местного значения):

$$P_{80} = 3,1632E^{-0,10057I}; \quad (12)$$

$$P_{60} = 3,1632E^{-0,10527I}; \quad (13)$$

$$P_{40} = 3,1632E^{-0,11187I}; \quad (14)$$

$$P_{20} = 3,1632E^{-0,11437I}. \quad (15)$$

4) суммарная общественная выгода от работы автомобильной дороги государственного или местного значения для разного (по признаку доли легкового движения) состава транспортного потока – производительность работы автомобильной дороги:

$$Q_{80} = -3E-05\Pi^6 + 0,0054\Pi^5 - 0,3663\Pi^4 + 13,925\Pi^3 - ; \quad (16)$$

$$- 304,63\Pi^2 + 3124,9\Pi + 33,521 \quad (17)$$

$$Q_{60} = -4E-05\Pi^6 + 0,0061\Pi^5 - 0,4061\Pi^4 + 15,007\Pi^3 - ; \quad (18)$$

$$- 316,74\Pi^2 + 3116,6\Pi + 40,725 \quad (19)$$

$$Q_{40} = -5E-05\Pi^6 + 0,0071\Pi^5 - 0,4633\Pi^4 + 16,516\Pi^3 - ; \quad (18)$$

$$- 332,91\Pi^2 + 3103,1\Pi + 52,375 \quad (19)$$

$$Q_{20} = -5E-05\Pi^6 + 0,0075\Pi^5 - 0,4855\Pi^4 + 17,089\Pi^3 - . \quad (19)$$

$$- 338,84\Pi^2 + 3097,4\Pi + 57,326$$

5) постоянные общественные затраты (TFC) – производительность работы (I) 1 км дороги в сутки, грн.:

$$TFC = -2E-13I + 1947,7; \quad (20)$$

6) переменные общественные затраты (TVC) – производительность работы (I) 1 км дороги в сутки, грн.:

$$TVC = 7E-05\Pi^6 - 0,0061\Pi^5 + 0,1907\Pi^4 - 2,2246\Pi^3 - \quad (21)$$

$$- 0,6849\Pi^2 + 232,97\Pi - 135,56;$$

7) суммарные общественные затраты (ТС) – производительность работы (I) 1 км дороги в сутки, грн.:

$$ТС = 7E-05\Pi^6 - 0,0061\Pi^5 + 0,1907\Pi^4 - 2,2246\Pi^3 - \quad (22)$$

$$- 0,6849\Pi^2 + 232,97\Pi - 1812,1;$$

8) средние постоянные общественные затраты (AFC) – производительность работы (I) 1 км дороги в сутки, грн.:

$$AFC = 1,9477I^{-1}; \quad (23)$$

9) средние переменные общественные затраты (AVC) – производительность работы (I) 1 км дороги в сутки, грн.:

$$AVC = 1E-08\Pi^6 - 1E-06\Pi^5 + 5E-05\Pi^4 - 0,0013\Pi^3 + \quad (24)$$

+ 0,0165\Pi^2 - 0,1147\Pi + 0,4746;

10) средние суммарные общественные затраты (ATC) – производительность работы (I) 1 км дороги в сутки, грн.

$$ATC = 1E-07\Pi^6 - 1E-05\Pi^5 + 0,0006\Pi^4 - 0,0144\Pi^3 + \quad (25)$$

+ 0,1814\Pi^2 - 1,1349\Pi + 3,1232;

11) граничные общественные затраты – производительность работы автомобильной дороги:

$$MC = 7E-08\Pi^6 - 7E-06\Pi^5 + 0,0003\Pi^4 - 0,0058\Pi^3 + \quad (26)$$

+ 0,0587\Pi^2 - 0,2876\Pi + 0,6104.

Были получены также зависимости для автомобильных дорог общего пользования II, III та IV категорий одного из регионов Украины в ценах 2003 г.

Что касается формализации ресурсного обеспечения для удовлетворения требований пользователей автомобильной дороги по достижению соответствующего уровня удобства движения транспортных потоков, то оно может быть представлено таким определением ресурсного обеспечения выполнения дорожных работ по видам затрат (таблица). Как пример приведены уровни удобства движения и минимально необходимые для этого потребности в ресурсном обеспечении:

- достаточный уровень удобства движения на автомобильной дороге: при уровне 6 коп. на один авт.-км за сутки уровень ресурсного обеспечения производительности дороги в 13000 авт.-км/сутки составляет 780 грн. дорожных затрат или за год 284700 грн., что является уровнем достаточной потребности в ресурсном обеспечении;

- удовлетворительный уровень удобства движения на автомобильной дороге: при уровне 10 коп. на один авт.-км за сутки уровень ресурсного обеспечения производительности дороги в 21000 авт.-км/сутки составляет 2100 грн. дорожных затрат или за год 766500 грн., что является уровнем удовлетворительной потребности в ресурсном обеспечении;

## Ресурсное обеспечение удовлетворения требований пользователей по достижению соответствующего уровня удобного движения транспортных потоков

Уровень удобства движения	Минимально допустимая потребность в ресурсном обеспечении	Необходимые дорожные работы по видам затрат (уровням ресурсного обеспечения)
достаточный	достаточная	уровень постоянных затрат
удовлетворительный	удовлетворительная	уровень граничных затрат
недостаточный	недостаточная	уровень граничных (переменных) затрат
неудовлетворительный	неудовлетворительная	уровень переменных затрат
критический	критическая	уровень суммарных затрат

- *недостаточный уровень удобства движения* на автомобильной дороге: при уровне 11 коп. на один авт.-км за сутки уровень ресурсного обеспечения производительности дороги в 24000 авт.-км/сутки составляет 2640 грн. дорожных затрат или за год 963600 грн., что является *уровнем недостаточной потребности в ресурсном обеспечении*;

- *неудовлетворительный уровень удобства движения* на автомобильной дороге: при уровне 18 коп. на один авт.-км за сутки уровень ресурсного обеспечения производительности дороги в 29000 авт.-км/добу составляет 5220 грн. дорожных затрат или за год 1905300 грн., что является *уровнем неудовлетворительной потребности в ресурсном обеспечении*;

- *критический уровень удобства движения* автомобильной дорогой при уровне более 18 коп. на один авт.-км в сутки требует увеличения уровня ресурсного обеспечения производительности дороги в более 5220 грн. дорожных расходов или за год больше 1905300 грн., что является *уровнем критической потребности в ресурсном обеспечении*.

## ВЫВОДЫ

Таким образом для практического применения предложены:

1) научно обоснованные примеры оценок составляющих критериев определения условий непрерывного, безопасного и удобного движения транспортных потоков автомобильными дорогами;

2) усовершенствованные методы

управления транспортной системой региона АДГМ-НМТП;

3) на основании проведенных исследований получены знания по установлению целей управления (оценка состояния функционирования системы АДГМ-НМТП), планирование мероприятий по совершенствованию условий движения, разработка сценариев прогнозирования работы автомобильных дорог, принятие решения по внедрению мероприятий по усовершенствованию условий движения; реализация мероприятий, мониторинг. Иными словами, можно обосновать такие последовательные шаги по достижению условий непрерывного, безопасного и удобного движения, а именно: где делать? (по месту), что делать? (по видам дорожных работ), в какой последовательности? (очередность выполнения на сети автомобильных дорог региона).

4) разработаны подходы к оценке ресурсного обеспечения, применение которых позволяет оптимизировать функционирование и определить необходимость развития сети автомобильных дорог в транспортной системе региона АДГМ-НМТП. Такие подходы позволят рационализировать запросы по обеспечению нужного ресурсного обеспечения функционирования сети автомобильных дорог общего пользования Украины с учетом ее эффективного воздействия на экономическую систему общества нашей страны.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Automotive Directory. Per. from English. -2 Ed. Reprocessing. and dopovнено. - Moscow: ZAO "ECC." Behind the wheel, 2004. - 992.
2. Anurev V.I. Reference Design Machinist: The 3t. / V. Anurev / -M.: Machinery, 1979-1982. - Vol.1. - 728., V.2. - 559.; T.3.-557.
3. E.A. Ivanov. Clutch drives. / E. Ivanov // - Moscow: Mashgiz, 1959. - 348.
3. Malashenko V.O. Mufti privodiv. Konstruktsiï is the butt of rozrahunkiv. / V.O. Malashenko / / - Lviv, OH "Lvivska politehnika", 2006. - 196, 2009. - 208.
4. Pavlishchev V.T. Bases that konstruyuvannya rozrahunku machine parts / V.T. Pavlishchev // - K. Vishcha School, 1993. - 556 .; - Lviv. Afisha, 2003. - 558.
5. Pilipenko M.N. Mechanisms of free movement. / MN Pilipenko // - M: Mechanical Engineering, 1966. - 288.
6. Polyakov V.S. Handbook of couplings. / V.S. Polyakov, I.D. Barbash, O. Ryakhovsky / / - LV: Mechanical Engineering, 1979. - 344.
7. Reshetov D.N. Parts of the machines. / DN Reshetov / / - M: Mechanical Engineering, 1989. - 496.
8. AS № 1691624 USSR, MKI F16D41/06.Obgonnaya clutch. / Malashenko V.A., Kalinin S.G., P. Petrenko B.I. № 42, 1991. - 2c.
9. AS Number 1698520, MKI F16D41/06. Overrunning clutch. / V. Malashenko, V. Ryabov, BI № 42, 1991. - 3.
10. AS 17916442AI number, IPC F16D41/06. Overrunning clutch. / Malashenko, V.A., Kalinin, S.G., P. Petrenko, BI № 4, 1993. - 2.
11. AS 1590747 USSR, MKI F16D41/06. Overrunning clutch. / Kalinin, S.G., V. Malashenko, P. Petrenko, BI № 16, 1990. - 3.
12. Pat. 28884A Ukraine, MCI F16D41/06. Kulkova clutch vilnogo go. / Malashenko, V.O., Sorokivsky O.I. // Publ. 29.123.99. Bulletin. Number 8.
13. Pat. 29068A Ukraine, MCI F16D41/06. Konichna obginna clutch. / Malashenko, V.O., P. Petrenko, Sorokivsky O.I. // Publ. 29.123.99. Bulletin. Number 8.
14. Pat. 32809A Ukraine, MCI F16D41/06. Obginna clutch. / Malashenko, V.O., P. Petrenko, Sorokivsky O.I. // Publ. 29.123.99. Bulletin. Number 8.
15. Pat. 45667A Ukraine, MCI F16D41/06. Obginna clutch. / Malashenko, V.O., Pavlishchev V.T., P. Petrenko, Sorokivsky O.I. / / Publ. 15/04/2002. Bulletin. Number 4.
16. Pat. № 30362 Ukraine, MCI F16D41/06. Obginna clutch. / V.V. Malashenko // Publ. In 2008. Bulletin. Number 4.
17. Pat. 53354A Ukraine, MCI F16D41/06. Obginna clutch. / Kunovsky G.P., Kravets I.E., Malashenko V.O., Sorokivsky O.I. // Publ. 15.01.2003. Bulletin. Number 1.
18. Pat. 56483A Ukraine, MCI F16D41/06. Obginna clutch. / Kunovsky G.P., Kravets I.E., Malashenko V.O., Sorokivsky O.I. // Publ. 15.01.2003. Bulletin. Number 5.
19. Pat. № 43260 Ukraine, MCI F16D41/06. Obginna clutch. / Malashenko, V.O., Gaschuk P.M., V.V. Malashenko, Sorokivsky O.I. // Publ. , 2009. Bulletin. Number 15.
20. Gaschuk P.M. Zastosuvannya Kulkova obginnih couplings in the agriculture zasobah. / P.M.Gaschuk, V. Malashenko, O.I. Sorokivsky / / Tezi dopovidi. Naukova seminar "The problem is the prospect rozvitku pidymno - transport vehicles." - Ternopil, 2007. - S. 13.
21. Gaschuk P.M. Vpliv geometric parametriv an hour vmikannya Kulkova obginnih couplings starteriv zasobiv the agriculture. / P.M. Gaschuk, V. Malashenko, G.G. Sahra // Dnipropetrovsk. Naukova tehnicny-magazine "Pidymno Transportation tehnika", № 2, 2006. - S. 6-11.
22. Gomishin J. 2001. Volnobezna gulekova spojka. / J. Gomishin, V.O Malashenko, O.I. Sorokivsky / / Journal "Strojarstvo Strojirenstvi", № 12.
23. Kravets I.E. 2007. Pokraschennya efektyvnosti Sistemi Zahist vid perevantazhen that intensivnogo spratsyuvannya mliniv drive drum type. / I.E Kravets / / Dis. Candidate. Technical. Science - 2/5/02., Lviv, OH "Lvivska politehnika", - 143.
24. Malaschtchenko V. 2001. Vol "nobezna ulbekova spojka. / V. Malaschtchenko, J. Homuschin, O. Sorokivskiy / / Strojarstvo Srojirenstvi, № 12,- 56-58 (Slovinsko).
25. Malaschtchenko V. The Selection of Parameters of a Coaster Ball clutch and Recommendation for its Construction. / V. Malaschtchenko, O. Sorokivskiy / Transactions of the Universities of Kosicel, № 2, 2002. - S. 1 - 6 (Slovinsko). - S. 200.

PRACTICAL METHODS FOR EVALUATING PERFORMANCE AND NEED FOR DEVELOPMENT ROAD NETWORK.

**Summary.** The paper offered examples of evidence-based assessment criteria for determining the components of the conditions of continuous, safe and convenient traffic, the quality control system and an example calculation of the possible resource to ensure its work on the basis of the developed methodology for evaluating the performance and development needs of the road network.

**Key words:** practical methods for evaluating, development road network.

## ОБОСНОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ ВИБРАЦИОННОГО ШЕЛУШИТЕЛЯ ЗЕРНА

Елена Дениско, Анатолий Ткачук

Национальный университет биоресурсов и природопользования Украины  
Украина, г. Киев, ул. Героев Оборона, 15

**Аннотация.** Приведена методика и результаты расчета параметров шелушительной машины с учетом реологических характеристик зерна и скорости приводного диска.

**Ключевые слова:** шелушительная машина вибрационного воздействия, математическая модель, оптимизация.

### ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМЫ

Усовершенствование способов и машин для шелушения зерна осуществляется в направлении создания ресурсосберегающих технологий переработки пленчатых культур на крупы, применение которых позволит более рационально использовать зерновые ресурсы, расширить ассортимент продукции непосредственно в регионах производства сырья. Решением является улучшение существующих, разработка новых способов и машин, выбор рациональных режимов обработки зерна [1-7].

Особое внимание уделяется совершенствованию способов и машин для шелушения зерна с использованием динамического воздействия на зерно ударом, воздушным потоком высокой скорости, комбинированном сочетании аэродинамического и ударного воздействия, вибрациями [1, 4].

### АНАЛИЗ РЕЗУЛЬТАТОВ ПОСЛЕДНИХ ИССЛЕДОВАНИЙ

В исследованиях традиционных центробежных и комбинированных шелушителей ударного действия основное внимание уделялось определению влияния кинематических параметров и механических характеристик перерабатываемого материала на разрушительные нагрузки при ударе.

Разработаны инженерные методы расчета таких машин. Недостатком шелушителей ударного действия является повышенный выход дробленого ядра и узкая специализация. Аэродинамические шелушители обладают высокими технологическими свойствами, однако имеют неоправданно высокую энергоемкость. Пневмомеханические шелушители ударного действия имеют удовлетворительные показатели технологической эффективности, но пока не нашли широкого применения.

Перспективными для малых крупяных цехов могут быть шелушители вибрационного типа (рис. 1, 2) [6, 7].

Шелушитель (рис.2) способный перерабатывать зерно на крупу с различными связями цветочных пленок с ядром и легко может быть настроен на производство муки [7]. Теория шелушителей вибрационного типа разработана недостаточно, поэтому развитие научных представлений о механизмах вибрационного шелушения, создание на их основе методик обоснования рациональных конструктивных параметров целесообразно и актуально.

### ЦЕЛЬ РАБОТЫ

В статье обоснована методика расчета основных параметров дискового шелушителя вибрационного типа на базе математической модели процесса шелушения зерна. При

построении расчетной схемы (рис. 3) приняты упрощения [8]: вибрационный диск моделируется абсолютно твердым симметричным относительно центральных осей инерции телом с центром инерции, совпадающим с центром масс и центром жесткости колеба-

тельной системы, колебания диска малы; точное совмещение центров достигается регулировкой положения деталей на упругих опорах.

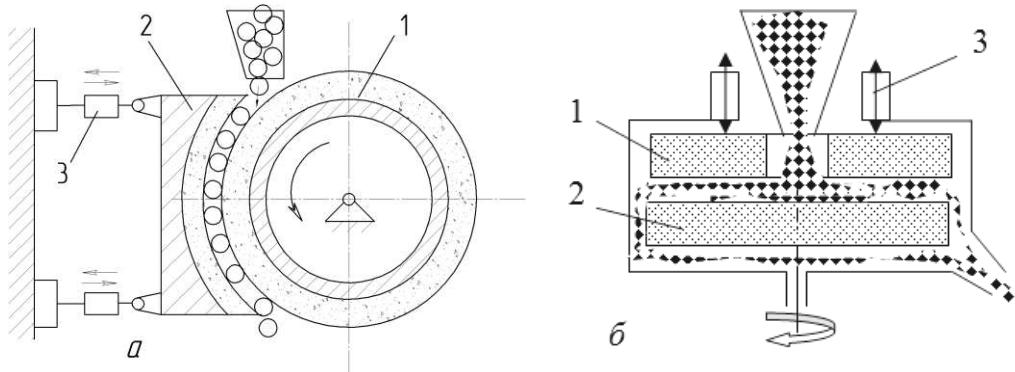


Рис. 1. Схемы вибрационных шелушителей: а – вальцедековый станок; б – шелушильный постав; 1, 2 – рабочие органы; 3 – вибраторы

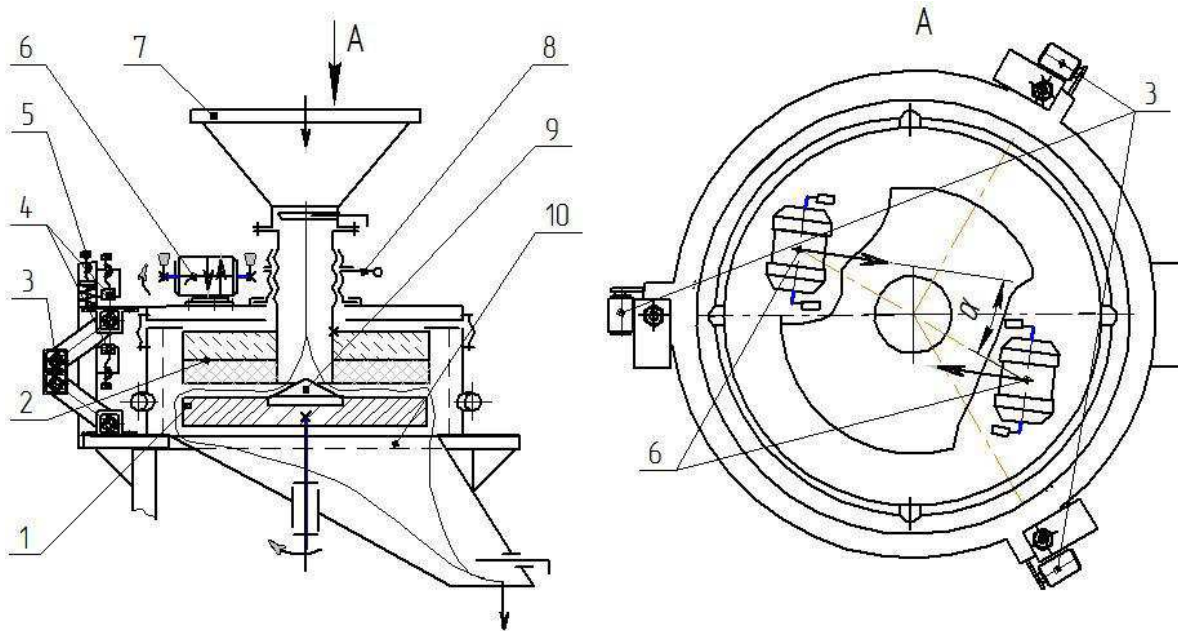


Рис. 2. Универсальный дисковый шелушитель вибрационного действия: 1, 2 – вращательный и вибрационный диски; 3 – упругие опоры; 4 – ограничитель колебаний; 5 – натяжной механизм; 6 – вибраторы; 7 – питательный бункер; 8 – механизм регулировки зазора; 9 – распределительная тарелка, 10 – основа.

Реакции упругих опор описаны кусочно-линейными характеристиками, которые учитывают упругие и диссипативные свойства; симметричное размещение упругих опор и вибраторов на осциллирующей части машины преимущественно обуславливает рабочие вертикальные и угловые колебания диска относительно вертикальной оси; загрузка машины малая и равномерная, подается в

машину калиброванное зерно одним слоем, зерновки не сталкиваются между собой, влиянием массы зерна на инерционные характеристики дисков пренебрегаем. Шелушитель (рис.2) способный перерабатывать зерно на крупу с различными связями цветочных пленок с ядром и легко может быть настроен на производство муки [7].

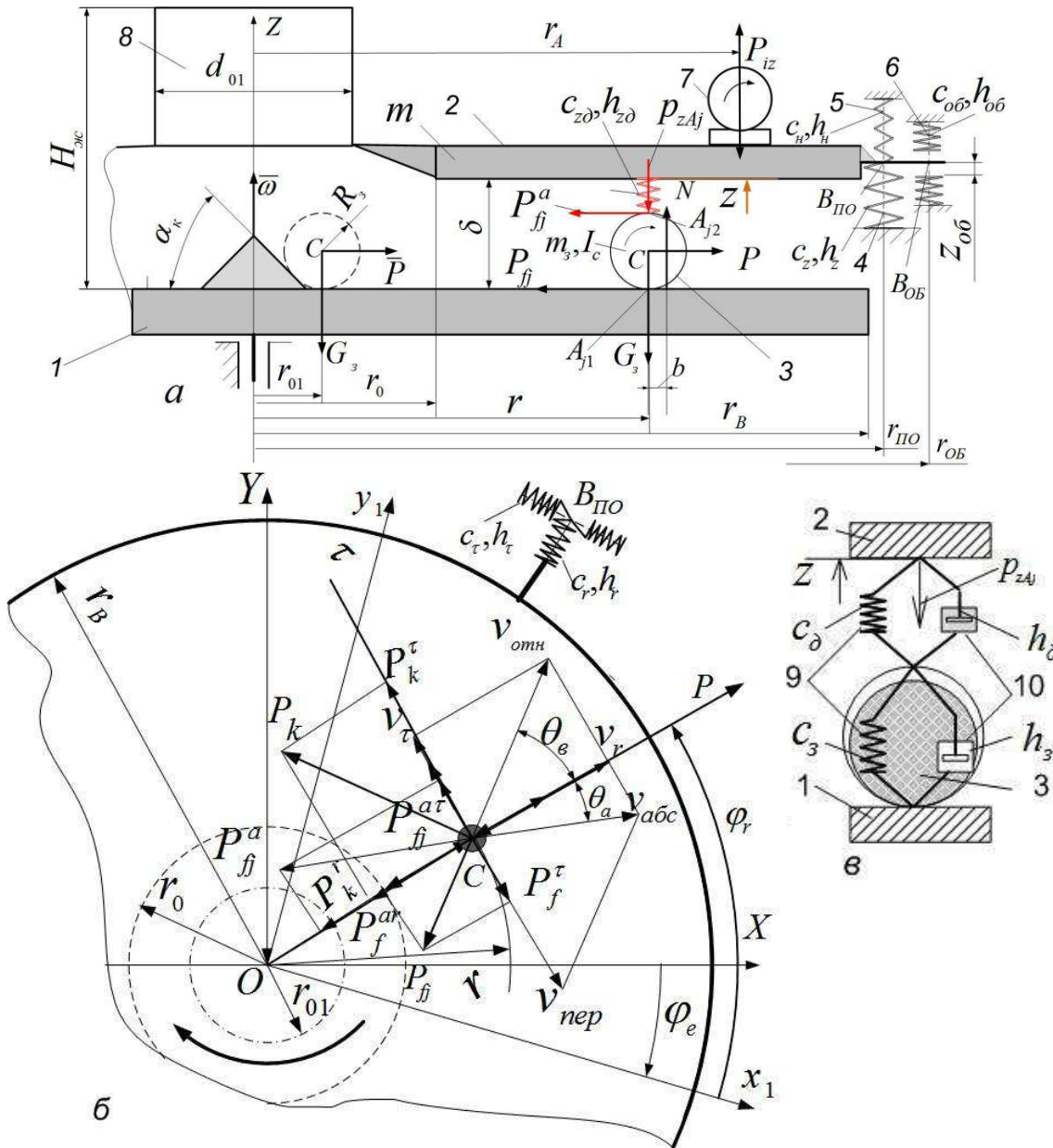


Рис. 3. Детализированная схема взаимодействия зерна с дисками:

1 – вращающийся диск; 2 – осциллирующий диск; 3 – зерновка; 4 – упругая опора; 5 – натяжная пружина; 6 – пружина ограничителя; 7 – вибратор; 8 – загрузочный патрубок; 9, 10 – пружины и демпферы, учитывающие упругие и диссипативные свойства зерновки и диска 2.

### РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЙ

Теория шелушителей вибрационного типа разработана недостаточно, поэтому развитие научных представлений о механизмах вибрационного шелушения, создание на их основе методик обоснования рациональных конструктивных параметров целесообразно и актуально.

В статье обоснована методика расчета основных параметров дискового шелушителя вибрационного типа на базе математической модели процесса шелушения зерна. При построении расчетной схемы (рис. 3) приняты упрощения [8]: вибрационный диск моделируется абсолютно твердым симметричным относительно центральных осей инерции телом с центром инерции, совпадающим с



центром масс и центром жесткости колебательной системы, колебания диска малы; точное совмещение центров достигается регулировкой положения деталей на упругих опорах. Реакции упругих опор описаны кусочно-линейными характеристиками, которые учитывают упругие и диссипативные свойства; симметричное размещение упругих опор и вибраторов на осциллирующей части машины преимущественно обуславливает рабочие вертикальные и угловые колебания диска относительно вертикальной оси; загрузка машины малая и равномерная, подается в машину калиброванное зерно одним слоем, зерновки не сталкиваются между собой, влиянием массы зерна на инерционные характеристики дисков пренебрегаем.

Применены электродинамические вибраторы; проекции сил инерции неуравновешенных масс вибратора на оси координат описаны выражениями:

$$\begin{aligned} P_{iz} &= A_p P_m \sin(\omega_1 t + \beta_i), \\ P_{ix} &= A_p P_m \cos(\omega_1 t + \beta_i) \cos \alpha, \\ P_{iy} &= A_p P_m \cos(\omega_1 t + \beta_i) \sin \alpha, \end{aligned} \quad (1)$$

где  $A_p = \Delta / \pi$  – безразмерная амплитуда возмущающей силы;  $\Delta$  – угол установки регулировочного диска вибратора (изменяется в пределах  $\Delta = 0 - \pi$ );  $P_m, \omega_1$  – максимальна величина возмущающей силы ( $H$ ) и круговая частота ( $c^{-1}$ ) вибратора;  $\beta_i, \alpha$  – начальные фаза и угол действия возмущающей силы.

Расчетная схема взаимодействия зерновки с дисками описана с учетом свойств материала составляющих частей (оболочки и ядра) и рабочих дисков. Зерновка представлена в виде двух твердых тел – сферической оболочки и шаровидного ядра, разделенных воздушной прослойкой [5] с различными механическими характеристиками, существенно зависящими от режимов гидротермической обработки и их влажности перед шелушением [5, 9, 10]; материал оболочки хрупкий, а ядра – эластичный; оболочка имеет механические дефекты термического происхождения; разрушительная сила сжатия ядра при одноосной нагрузке больше разрушительной силы сжатия оболочки, их разница

увеличивается с увеличением влажности ядра и уменьшением влажности оболочки. Реологические свойства оболочки и ядра моделируются упругими элементами и демпферами (рис. 3, б);

Реакция зерновки  $P_{zAj}$ , в общем виде описана в рамках видоизмененной гипотезы контактного взаимодействия Герца:

$$P_{zAj} = \begin{cases} k_{z0} z^\chi + h_{z0} \dot{z}, & z > 0 \\ 0, & z \leq 0 \end{cases}, \quad (2)$$

где  $k_{z0}$  – постоянная, зависящая от свойств материала тел,  $H / M^\chi$ ;

$\chi$  – безразмерный коэффициент, который находится в пределах 1–3/2;

$h_{z0}$  – приведенный коэффициент вязкого трения зерновки и диска,  $H \cdot c / M$  ( $k_{z0}, \chi, h_{z0}$  определяются экспериментально);  $z$  – линейное перемещение центра масс вибрационного диска относительно положения статического равновесия,  $M$ ;

$\dot{z}$  – скорость диска,  $M / c$ .

Разрушение оболочки происходит при условии:

$$P_{\max} = k_d P_r, \quad (3)$$

где  $P_{\max}$  – максимальная величина динамической реакции  $P_{zAj}$ ;

$P_r$  – разрушительное для оболочки усилие сжатия при одноосной статической нагрузке;  $k_d$  – поправочный коэффициент, учитывает влияние местных касательных напряжений в области контакта и скорость приложения динамической нагрузки ( $P_r, k_d$  определяются экспериментально).

В первом приближении математическая модель взаимодействия зерна с дисками при вертикальных и угловых колебаниях вибрационного диска в системе координат  $OZXY$  (рис. 3) описывается уравнениями:

$$\begin{cases} m \ddot{z} + R_z + P_{12z} + R_{o0} + R_u = K A_p P_m \sin(\omega_1 t + \beta); \\ I_z \ddot{\Phi} + T_\Phi + T_{12\Phi} = K A_p P_m r_A \cos(\omega_1 t + \beta) \sin \alpha; \\ t_0 = 0, \quad z(0) = z_0; \quad \dot{z}(0) = \dot{z}_0; \\ \Phi(0) = \dot{\Phi}(0) = 0. \end{cases} \quad (4)$$

$$\begin{cases} \dot{v}_r = \bar{c}(\omega^2 \cdot r + \frac{v_\tau^2}{r} - 2 \cdot \omega \cdot v_\tau); \\ \dot{v}_\tau = 2\bar{c} \cdot v_r \cdot (\omega - \frac{v_\tau}{r}); \\ v_r - \dot{\phi}_C^r \cdot R_3 = 0; \quad v_\tau - \dot{\phi}_C^\tau \cdot R_3 = 0; \\ t \in [0, t_1]; \quad r(0) = r_{01}; \quad r(t_1) = r_0; \\ v_\tau(0) = r_{01} \cdot \omega; \\ v_r(0) = K_y \cdot \sqrt{2gH_{\text{жс}}} \cos^2 \alpha_k. \end{cases} \quad (5)$$

$$\begin{cases} \dot{v}_r = \bar{c}(\omega^2 \cdot r + \frac{v_\tau^2}{r} - 2 \cdot \omega \cdot v_\tau) - \frac{2R_3^2}{I_A} p_{zAj} f_2 \cos \theta_a; \\ \dot{v}_\tau = 2\bar{c} \cdot v_r \cdot (\omega - \frac{v_\tau}{r}) - \frac{2R_3^2}{I_A} p_{zAj} f_2 \sin \theta_a; \\ v_r - \dot{\phi}_C^r \cdot R_3 = 0; \quad v_\tau - \dot{\phi}_C^\tau \cdot R_3 = 0 \\ t \in [t_1, t_B]; \quad r(t_1) = r_0; \quad \dot{r}(t_1) = v_r(t_1); \quad v_\tau(t_1 + 0) = v_\tau(t_1). \end{cases} \quad (6)$$

Дифференциальные уравнения (4) описывают вертикальные и угловые колебания вибрационного диска, (5) – качение зерновки по поверхности вращательного диска в зоне загрузки от действия сил инерции, (6) – движение зерновки в зоне шелушения  $r_0 \leq r \leq r_B$  без скольжения в точке  $A_{j1}$  и скольжением в точке контакта  $A_{j2}$  с вибрационным диском.

Режим качения по вращательному диску имеет место при условиях: – для зоны загрузки:

$$P_{fj} = f_1 mg \geq |P \cos \theta_B|, \quad (7)$$

– зоны шелушения:

$$P_{fj} = f_1 (mg + p_{zAj}) \geq \left| \frac{P \cos \theta_B}{p_{zAj} f_2 \cos(\theta_a + \theta_B) v_{abc} |v_{abc}|} \right|. \quad (8)$$

Режим скольжения:

$$P_{fj} = f_1 (mg + p_{zAj}) < \left| \frac{P \cos \theta_B}{p_{zAj} f_2 \cos(\theta_a + \theta_B) v_{abc} |v_{abc}|} \right|. \quad (9)$$

На расчетной схеме (рис.3) и выражениях (3)-(9) приняты обозначения:  $OXY$  и  $O x_1 y_1$  – неподвижная и подвижная с началом на оси вращательного диска системы координат;  $m, m$  – масса вибрационного диска и зерновки, кг;  $I_z, I_C$  – центральные моменты инерции вибрационного диска и зерновки, кгм<sup>2</sup>;  $\varphi_e, \omega$  – угол поворота (рад) и угловая скорость вращательно-

го диска (рад/с);  $\varphi_e = \omega t$ ;  $v_{отн}, v_{абс}$  – относительная и абсолютная скорости движения центра зерновки, м/с;  $v_\tau, v_r$  – проекции относительной скорости зерновки на нормаль к вектору  $\vec{r}$  и на вектор  $\vec{r}$  (рис.3, б);  $R_3$  – радиус зерновки;  $r_{01}$  – радиус питающего патрубка;  $r_0$  – начальный радиус зоны шелушения;  $r_A$  – радиус диска;  $r_{ПО}, r_{0Б}, r_A$  – расстояния от центра диска до точек крепления упругих опор, ограничителей колебаний и вибраторов, м;  $\alpha_k$  – угол наклона образующей распределительной тарелки диска, рад;  $H_{\text{жс}}$  – высота питателя, м;  $K_y$  – коэффициент восстановления, который учитывает уменьшение скорости зерна после удара о распределительную тарелку (определяется экспериментально);  $f_1, f_2$  – коэффициенты трения скольжения зерна с вращательным и вибрационным дисками ( $f_1 = 065 - 0,70$ ;  $f_2 = 045 - 0,52$ );

$P = m_3 \omega^2 r$  – центробежная сила инерции;

$P_k^r = -2m_3 \omega v_\tau, P_k^\tau = -2m_3 v_\tau v_r / 2$  – составляющие кориолисовой силы  $P_k$ ;

$\bar{c} = m_3 R_3^2 / (I_C + m_3 R_3^2) = 5 / 7$ ;

$P_{fj} = f_1 (mg + p_{zAj})$  – сила трения скольжения в точке контакта  $A_{j1}$  зерновки с приводным диском, направлена в противоположную сторону вектора относительной скорости  $v_{отн}$  центра зерновки;

$P_{fj}^a = -p_{zAj} f_2 v_{abc} / |v_{abc}|$  – сила трения скольжения в точке контакта  $A_{2j}$  зерновки с вибрационным диском, направлена в противоположную сторону вектора абсолютной скорости центра зерновки;

$R_z$  – реакция (H) и реактивный момент  $T_\Phi$  (HM) упругих опор подвески:

$$R_z = 3(h_z \dot{z} + c_z z), \quad T_\Phi = 3h_\tau r_{B1}^2 \dot{\Phi} + 3c_\tau r_{B1}^2 \Phi, \quad (10)$$

где  $c_z, c_\tau, h_z, h_\tau$  – нормальные и тангенциальные коэффициенты жесткости и диссипативных сопротивлений упругих опор;  $\Phi, \dot{\Phi}$  – угловое перемещение (рад) и скорость ( $c^{-1}$ ) вибрационного диска;

$R_n, R_{об}$  – суммарные реакции натяжных пружин и ограничителя колебаний;

$$R_H = 3c_H z + 3h_H \dot{z},$$

$$R_{o\delta} = \begin{cases} 4(c_{o\delta} z + h_{o\delta} \dot{z}), & |z| > z_{o\delta} \\ 0, & |z| \leq z_{o\delta} \end{cases}, \quad (11)$$

где  $c_H, c_{o\delta}, h_H, h_{o\delta}$  – коэффициенты жесткости и диссипативных сопротивлений натяжных пружин и ограничителей колебаний;  $\delta = 2R_3 - z_{cm} + z$  – зазор между дисками,  $i$

;  $z_{cm}$  – статическое перемещение диска:  $z_{cm} = (mg + 3c_H z_H) / (3c_z + nk_{z\delta})$

;  $k_{z\delta} = c_3 c_\delta / (c_3 + c_\delta)$ ,  $c_3, c_\delta$  – приведенные до точки контакта коэффициенты жесткости зерновки и диска, найденные линеаризацией зависимости (2),  $H/M$ ;  $z_H$  – начальная деформация натяжных пружин,  $i$ ;  $n$  – число зерен в зоне шелушения;

$P_{12z}, T_{12\Phi}$  – приведены вертикальная реакция ( $H$ ) и реактивный момент ( $Hm$ ), учитывающих взаимодействие зерна с вибрационным диском:

$$P_{12z} = \sum_j^n p_{zAj} = np_{zAj},$$

$$T_{12\Phi} = \frac{P_{12z} f_2}{T} \int_{\tau=t_1}^{t_2} r(t-\tau) \sin \theta_a(t-\tau) d\tau, \quad (12)$$

где  $T = t_B - t_1$  – время пребывания зерна в зоне шелушения,  $c$ ;  $t_B, t_1$  – определяются условиями:  $r(t_1) = r_0, r(t_B) = r_B$ .

Пропускная способность машины  $Q$ , кг/с:

$$Q = 2\pi r_0 \delta v_r(t_1) \gamma K_3, \quad (13)$$

где  $v_r(t_1)$  – радиальная составляющая относительной скорости зерна при входе в зону шелушения, м/с;  $\gamma$  – насыпная масса зерна, кг/м<sup>3</sup>;  $K_3$  – коэффициент загрузки, который выбирают по технологическим требованиям в пределах  $0,1 \leq K_3 \leq 0,5$ .

Задача оптимизации луцильной машины сформулирована в виде минимаксной задачи с параметрическими и критериальными ограничениями [11]:

$$\max_{t \in [0, t_B]} P \rightarrow \min_{\bar{r}, A_p, \alpha, \omega_1, P_m, c_j, K_j, \omega, N_C, Q, v_B}, \quad (14)$$

где  $P$  – функция цели,  $H$ :

$$P = |P_{\max} - k_d P_r|. \quad (15)$$

Параметрические ограничения:

- геометрические:  $\bar{r}_H \leq \bar{r} \leq \bar{r}_B$ ;
- параметры вибраторов:  $0 \leq A_p \leq 1$ ;
- $0 \leq \alpha \leq \pi/2$ ;  $\omega_{1H} \leq \omega_1 \leq \omega_{1B}$ ;
- $P_{mH} \leq P_m \leq P_{mB}$ ;
- коэффициенты жесткости опор вибрационного диска:
- $c_{jH} \leq c_j \leq c_{jB}$ , ( $j$  – индекс оси);
- инерционные характеристики:
- $m_H \leq m \leq m_B$ ,  $J_{jH} \leq J_j \leq J_{jB}$ , ( $j$  – индекс оси);
- скорость вращательного диска  $i$  вибратора:
- $\omega_H \leq \omega \leq \omega_B$ ;  $\omega_{1H} \leq \omega_1 \leq \omega_{1B}$ ;
- функциональные ограничения:

$$K_j = \omega_1 / \bar{\omega}_j \geq 2;$$

$$N = T \cdot \omega_1 / 2\pi \geq N_{\min}; \quad v_B \leq v_y,$$

$$Q \geq Q_H; \quad (16)$$

где  $\bar{\omega}_j$  – частоты собственных колебаний вибрационного диска на упругих опорах, с<sup>-1</sup>;  $N_{\min}$  – минимальное число циклов приложения динамической нагрузки, обеспечивающее разрушение оболочки при сохранении целостности ядра;  $v_y$  – разрушительная скорость удара для ядра ( $N_{\min}, v_y$  определяются экспериментально);  $Q_H$  – производительность серийного шелушителя, кг/с.

Произвели оптимизацию шелушителя на примере переработки гречихи. На первом этапе оптимизации определили рациональное распределение массы осциллирующей части и характеристики упругих опор из условия работы машины на холостом ходу в зарезонансной области для спектра частот динамических вибраторов 750, 1000, 1500 и 3000 об/мин. Выбрали упругие опоры швейцарской фирмы ROSTA – 07 051 001 AB 27 и геометрические параметры  $r_{A1} = 0,20$ ,

$r_{B1} = 0,25$ ,  $r_{B0} = 0,35$  м, определяющее размещение опор на машине, при котором главные оси инерции и жесткости совпадают, резонансные режимы отсутствуют. На следующих этапах задачу решали методом имитационного моделирования в режиме диалога конструктора с ЭВМ, предусматривающем на каждом шаге поиска случайный выбор управляемых параметров ( $\omega$ ,  $\omega_1$ ,  $A_p$ ,  $P_m$ ,  $\alpha$ ,  $p_r$ ) из допустимой области, численное интегрирование дифференциальных уравнений (4-6) с учетом условий (7-9),

определение функции цели (15) и функциональных ограничений (16), сравнение полученного результата с лучшим, полученным на предыдущих шагах, выбор рационального решения по решающему критерию (12).

Выполненные испытания (таблица) дали приемлемые результаты по основному критерию (12) и функциональных ограничениях (13). При выборе вибратора предпочтение отдали Итальянской фирмы Italtvibras g. Silingardi. Выбрали вибратор MVSI 15/80-590 с частотой 1500 об/мин.

Таблица.

Результаты оптимизации машины

$P \approx 2,5 - 4H$	$N \approx 4$	$Q > 100 \text{ кг} / \text{ч}$	$v_B < 6 \text{ м} / \text{с}$	$K_j > 1,8$
$\omega_1 = 157 \text{ с}^{-1}$	$\omega = 45 \text{ с}^{-1}$	$A_p = 0,8$	$P_m = 760 \text{ Н}$	$\alpha = 1,1$
$T \approx 4$	$k_d = 0,65$	$p_r = 8 - 12 \text{ Н}$	$z_n = 0,02 \text{ м}$	$r_0 = 015$
$r_B = 025 \text{ м}$	$r_{01} = 0,045 \text{ м}$	$H_{xc} = 0,045 \text{ м}$	$J_z = 6,51 \text{ кг} \text{ м}^2$	$m = 87 \text{ кг}$

Зависимость производительности машины  $Q$ ,  $\text{кг} / \text{ч}$  и числа циклов динамического воздействия  $N$  от частоты приводного

диска  $\omega$  при прочих фиксированных параметрах иллюстрируются рис. 4.

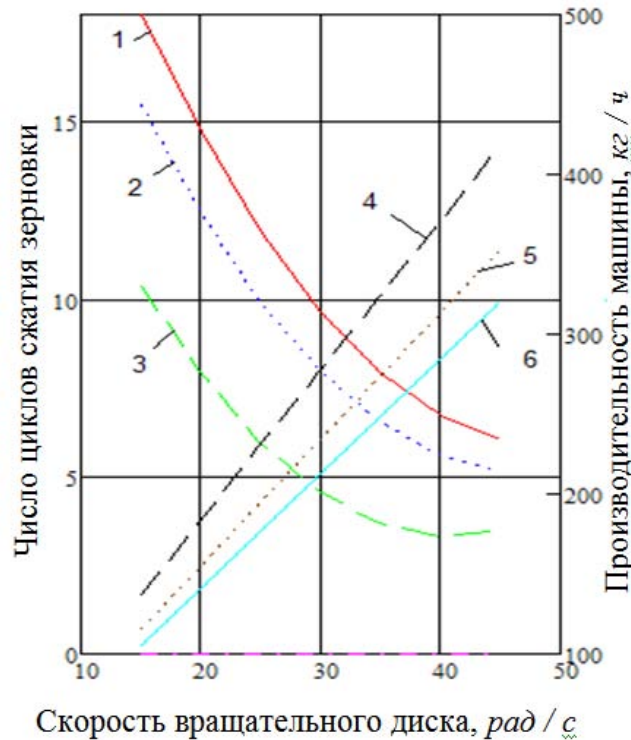


Рис. 4. Зависимость числа циклов нагружения (поз. 1-3) и производительности машины (поз. 4 - 6) от скорости вращательного диска при различных значениях радиуса питателя: 1, 6 –  $r_{01} = 0,015$ ; 2, 5 –  $r_{01} = 0,025$ ; 3, 4 –  $r_{01} = 0,045$  м.

Из приведенных закономерностей (поз. 1-3) видно, что число циклов  $N$  монотонно уменьшается с увеличением частоты вращения диска и радиуса питательного патрубка, а производительность (поз. 4-6) возрастает. Минимальное количество циклов  $N_{\min} \approx 4$  при частоте вибратора  $\omega_1 = 157$  имеет место при  $\omega = 45 \text{ рад/с}$  и  $r_{01} = 0,045 \text{ м}$ .

Производительность машины в пределах  $100 \leq Q \leq 450 \text{ кг/ч}$  обеспечивается при скорости вращения диска  $20 \leq \omega \leq 45 \text{ рад/с}$ .

### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Дацишин О.В. Вибір пріоритетних напрямків дослідження для обґрунтування ресурсозберігаючого процесу переробки круп'яних культур/ О.В. Дацишин, А.І. Ткачук, О. А. Ткачук // Праці Таврійського державного агротехнічного університету. – Мелітополь: ТДАТУ, 2009. – 9, т.1. – С75-86.
2. Дацишин О.В. Огляд технологій та обладнання луцильних відділень сільськогосподарських зернопереробних підприємств / О.В. Дацишин, І.В. Єременок // Зб. наук. пр. "Науковий вісник Національного аграрного університету". – Вип. 34. – К.: НАУ, – 2001. – С. 185–190.
3. Каминский В.Д. Производство крупы / В.Д. Каминский, Н.В. Остапчук. – К.: Урожай, 1992. – 135 с.
4. Нуруллин, Э.Г. Переработка зерна гречихи на новой технологической основе /Э.Г. Нуруллин //Техника в сельском хозяйстве. – 2003. – №6. – С. 31–32.
5. Нуруллин, Э.Г. Разработка основ теории и машин пневмомеханического шелушения зерна крупяных культур. – дисс... доктора техн. наук: 05.20.01 / Нуруллин Эльмас Габбасович. – Казань, 2005. – 391 с.
6. Пристрій для лушення зерна: Патент на винахід №37276 UA / Дацишин О.В., Ткачук А.І., Єременок І.В.; Заявлено 16.12.97; Опубл. 15.05.2001, Бюл.№4, 2001р.
7. Універсальний луцильний постав. Патент на корисну модель №41495 UA / Дацишин О.В., Ткачук О.А. Ткачук А.І.; Заявлено 17.12.2008, Опубл. 25.05.2009, Бюл.№10, 2009р.
8. Ганиев Р.Ф. Колебания твердых тел / Р.Ф. Ганиев, В.О. Кононенко. – М.: Изд-во Наука, Главная редакция физико-математической литературы, 1976. – 432 с.
9. Нуруллин, Э.Г. Определение механических характеристик зерна гречихи / Э.Г.Нуруллин // Хранение и переработка сельхозсырья. – 2003, №5. – С. 24–25.
10. Дениско О.А. Експериментальні дослідження технологічної ефективності вібраційного лушення зерна / О.А. Дениско, А.І. Ткачук //Сборник научных трудов SWorld. Материалы международной научно-практической конференции «Научные исследования и их практическое применение. Современное состояние и пути развития '2012». – Выпуск 3. Том 12. – Одесса: Куприенко, 2012. – С. 62–66.
11. Соболев И.И. Выбор оптимальных параметров в задачах со многими критериями / И.И. Соболев., Р.Б. Статников. – М.: Наука, 1981. – 109 с.
12. Automotive Directory. Per. from English. - 2 Ed. Reprocessing. and dopovнено. – Moscow: ZAO "ECC." Behind the wheel, 2004. – 992.
13. Anurev V.I. Reference Design Machinist: The 3t. / V. Anurev. – М.: Machinery, 1979-1982. – Vol.1. – 728., V.2. – 559.; Т.3. – Р. 557.
14. Е.А. Ivanov. Clutch drives. / Е. Ivanov. – Moscow: Mashgiz, 1959. – 348.
15. Malashenko V.O. Mufti privodiv. Konstruktsiï is the butt of rozrahunkiv. / V.O. Malashenko / / - Lviv, ОН "Lvivska politehnika", 2006. – 196, 2009. – 208.
16. Pavlishchev V.T. Bases that konstruyuvannya rozrahunku machine parts / V.T. Pavlishchev // – K. Vishcha School, 1993. – 556 .; – Lviv. Afisha, 2003. – 558.
6. Pilipenko M.N. Mechanisms of free movement / MN Pilipenko // – М: Mechanical Engineering, 1966. – 288.
17. Polyakov V.S. Handbook of couplings. / V.S. Polyakov, I.D. Barbash, O. Ryakhovsky // – LV: Mechanical Engineering, 1979. – 344.
8. Reshetov D.N. Parts of the machines. / DN Reshetov / / – М: Mechanical Engineering, 1989. – 496.
18. AS № 1691624 USSR, МКІ F16D41/06.Obgonnaya clutch. / Malashenko V.A., Kalinin S.G., P. Petrenko B.I. № 42, 1991. – 2с.

19. AS Number 1698520, MKI F16D41/06. Overrunning clutch. / V. Malashenko, V. Ryabov, BI № 42, 1991. – 3.

20. AS 17916442AI number, IPC F16D41/06. Overrunning clutch. / Malashenko, V.A., Kalinin, S.G., P. Petrenko, BI № 4, 1993. – 2.

MAKING PARAMETERS VIBRATING  
HUSKED GRAIN

**Summary.** The method and the results of calculation of parameters peeler considering rheology of grain and the speed of the drive disk.

**Key words:** peeler vibration exposure, mathematical model, optimization.

## УТОЧНЕННАЯ МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ДИНАМИКИ ДВИЖЕНИЯ КОВШОВОГО ЭЛЕВАТОРА

Вячеслав Ловейкин, Виталий Бортун

Национальный университет биоресурсов и природопользования Украины  
Украина, г. Киев, ул. Героев Оборона, 15

**Аннотация.** На основе разработанной математической модели исследованы динамические нагрузки, которые возникают в поводе и тяговом органе во время работы ковшového элеватора с учетом его упругих и диссипативных свойств. Проведен анализ полученных результатов с учетом и без учета диссипативных свойств элементов конвейера.

**Ключевые слова:** динамическая модель, математическая модель, ковшовой элеватор, конвейер, диссипация.

### ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМЫ

При работе вертикального ленточного ковшového элеватора, в его элементах, и в первую очередь в тяговом органе, возникают значительные динамические нагрузки, которые во время неустановившихся процессов могут превышать статические. Такие нагрузки возникают вследствие особенностей внешних активных и внутренних реактивных сил и связей, которые определяют и вместе с тем ограничивают движение конвейера [1 – 4]. Кроме того, величина динамических нагрузок зависит от инерционных, жесткостных и диссипативных свойств элементов ковшového элеватора. Для установления причин возникновения, а также снижение динамических нагрузок необходимо исследовать динамику движения ковшového элеватора в наиболее нагруженном состоянии [4, 18], а именно при загруженных ковшах рабочей ветви в режиме пуска. Решение такой задачи обеспечит получение на этапе проектирования достоверных исходных данных для дальнейшего расчетов элементов конструкции элеватора, что позволит повысить его технический уровень.

### АНАЛИЗ РЕЗУЛЬТАТОВ ПОСЛЕДНИХ ИССЛЕДОВАНИЙ

Вопросом моделирования рабочего процесса конвейеров, многомассовых систем с замкнутым контуром посвящены работы [2 – 9, 20]. В этих работах рассмотрены математические модели ленточных и цепных конвейеров большой длины, которые преимущественно применяются в тяжелой промышленности. Также в математических моделях, представленных в этих работах, не учтены крутильные колебания масс, которые имеют место в ковшových элеваторах. Таким образом, большинство из разработанных математических моделей не в полной мере отображают динамические процессы вертикальных ленточных ковшových элеваторов, которые применяются в сельском хозяйстве.

Цель исследования состоит в разработке математической модели, пригодной для исследования нагрузок и динамики движения вертикального ленточного ковшového элеватора с загруженной рабочей ветвью в процессе его пуска с учетом упругих и диссипативных свойств.

### РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЙ

Для динамических технических систем, то есть систем, которые меняют

свое состояние со временем, необходимо разработать динамическую модель. Известно, что при переходе от реальной механической системы (машины) к ее динамической модели пренебрегают теми физическими факторами, которые не существенны для данного исследования [10]. Итак, при разработке использованы такие предположения:

- ковшовый элеватор представлен как детерминированная динамическая система с голономными связями;
- ковши считаются абсолютно твердыми телами и имеют возможность с помощью упругих элементов крепления с коэффициентами жесткости  $c_a$  возвращаться вокруг осей  $O_{p1}, O_{p2}, \dots, O_{pn}, O_{x1}, O_{x2}, \dots, O_{xk}$ , которые принято за точки крепления ковшей к ленте;
- вес ленты конвейера распределен между ковшами на этой ленте;
- лента разделена между точками крепления ковшей на отдельные упруго-диссипативные элементы с коэффициентом жесткости  $c$  и коэффициентом демпфирования  $\beta$ ;
- принимаем, что поперечные перемещения ленты являются незначительными, поэтому их не учитываем;
- приводной механизм имеет упругие и диссипативные свойства, которые представлены коэффициентом жесткости  $c_0$  и коэффициентом демпфирования  $\beta_0$ ;
- корпуса электродвигателя, редуктора и оси приводного и натяжного барабанов закреплены абсолютно жестко.

Динамическая модель для общего случая с произвольным количеством масс ( $n_p$  и  $n_x$  рабочей и холостой ветвей соответственно) и с учетом принятых предположений показана на рис. 1. На схеме приняты следующие обозначения:  $J_0$  – приведенный к оси вращения барабана момент инерции электродвигателя, редуктора, муфты;  $J_1$  – момент инерции приводного барабана;  $J_2$  – момент инерции натяжного барабана;  $J_p$  – момент инерции загруженного ковша относительно его центра масс;  $J_x$  – момент инерции разгруженного ковша относительно его центра масс;  $M_p$  – приведенный к оси обращения приводного барабана движущий момент приводного механизма;  $M_o$  – приведенный к оси обращения натяжного барабана момент сил сопротивления перемещению ленты с ковшами и грузом;  $m_p, m_x$  – приведенные к тяговому органу массы ковша с грузом и без груза соответственно с учетом массы ленты между ковшами;  $c_0, \beta_0$  – коэффициенты жесткости и демпфирования приводного механизма;  $c, \beta$  – коэффициенты жесткости и демпфирования ленты, длиной равной шагу между ковшами;  $c_a$  – крутильная жесткость поворота ковшей;  $R_1, R_2$  – радиусы приводного и натяжного барабана соответственно;  $a_p, a_x$  – расстояния от точек крепления загруженного и пустого ковшей к их центрам масс соответственно;  $g$  – ускорение свободного падения.

За обобщенные координаты такой механической системы приняты:

$\varphi_0, \varphi_1, \varphi_2$  – угловые координаты поворота приведенной массы приводного механизма, приводного и натяжного барабанов соответственно;

$x_{p1}, x_{p2}, \dots, x_{pn}, x_{x1}, x_{x2}, \dots, x_{xk}$  – вертикальные координаты перемещения точек крепления ковшей к ленте  $O_{p1}, O_{p2}, \dots, O_{pn}, O_{x1}, O_{x2}, \dots, O_{xk}$  на рабочей и холостой ветвях конвейера;

$\alpha_{p1}, \alpha_{p2}, \dots, \alpha_{pn}, \alpha_{x1}, \alpha_{x2}, \dots, \alpha_{xk}$  – угловые координаты поворота загруженных и разгруженных ковшей относительно точек их крепления  $O_{p1}, O_{p2}, \dots, O_{pn}, O_{x1}, O_{x2}, \dots, O_{xk}$ .



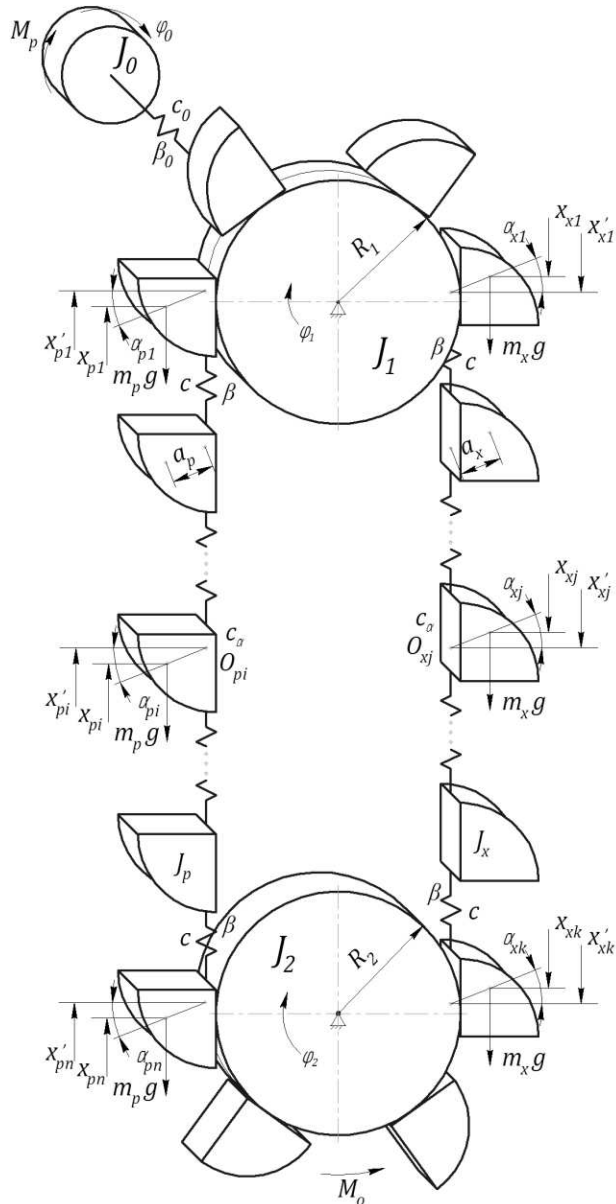


Рис. 1. Динамическая модель вертикального ленточного ковшового элеватора

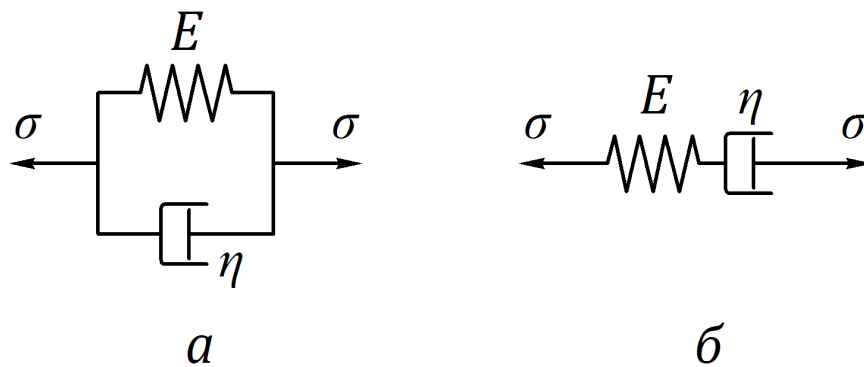


Рис. 2. Реологические модели:  
а – Кельвина-Фохта, б – Максвелла

Лента конвейера может быть представлена разными расчетными

моделями, которые рассматриваются в работах [8, 9]. Одной из наиболее



$$\begin{aligned}
 m_p(\ddot{x}_{pn-1} - a_p \ddot{\alpha}_{pn-1}) &= c(x_{pn-2} - x_{pn-1}) + \beta(\dot{x}_{pn-2} - \dot{x}_{pn-1}) - c(x_{pn-1} - x_{pn}) - \\
 &- \beta(\dot{x}_{pn-1} - \dot{x}_{pn}) - m_p g; \\
 -m_p \ddot{x}_{pn-1} a_p + (J_p + m_p a_p^2) \ddot{\alpha}_{pn-1} &= m_p g a_p - c_\alpha \alpha_{pn-1}; \\
 m_p(\ddot{x}_{pn} - a_p \ddot{\alpha}_{pn}) &= c(x_{pn-1} - x_{pn}) + \beta(\dot{x}_{pn-1} - \dot{x}_{pn}) - c(x_{pn} - x_{pn+1}) - \\
 &- \beta(\dot{x}_{pn} - \dot{x}_{pn+1}) - m_p g; \\
 -m_p \ddot{x}_{pn} a_p + (J_p + m_p a_p^2) \ddot{\alpha}_{pn} &= m_p g a_p - c_\alpha \alpha_{pn}; \\
 J_2 \ddot{\phi}_2 &= c(x_{pn} - \phi_2 R_2) R_2 + \beta(\dot{x}_{pn} - \dot{\phi}_2 R_2) R_2 - c(\phi_2 R_2 - x_{xk}) R_2 - \\
 &- \beta(\dot{\phi}_2 R_2 - \dot{x}_{xk}) R_2 - M_o(\dot{\phi}_2); \\
 m_x(\ddot{x}_{xk} - a_x \ddot{\alpha}_{xk}) &= c(\phi_2 R_2 - x_{xk}) R_2 + \beta(\dot{\phi}_2 R_2 - \dot{x}_{xk}) R_2 - c(x_{xk} - x_{xk-1}) - \\
 &- \beta(\dot{x}_{xk} - \dot{x}_{xk-1}) + m_x g; \\
 -m_x \ddot{x}_{xk} a_x + (J_x + m_x a_x^2) \ddot{\alpha}_{xk} &= m_x g a_x - c_\alpha \alpha_{xk}; \\
 m_x(\ddot{x}_{xk-1} - a_x \ddot{\alpha}_{xk-1}) &= c(x_{xk} - x_{xk-1}) + \beta(\dot{x}_{xk} - \dot{x}_{xk-1}) - c(x_{xk-1} - x_{xk-2}) - \\
 &- \beta(\dot{x}_{xk-1} - \dot{x}_{xk-2}) + m_x g; \\
 -m_x \ddot{x}_{xk-1} a_x + (J_x + m_x a_x^2) \ddot{\alpha}_{xk-1} &= m_x g a_x - c_\alpha \alpha_{xk-1}; \\
 \dots\dots\dots \\
 m_x(\ddot{x}_{xj} - a_x \ddot{\alpha}_{xj}) &= c(x_{xj+1} - x_{xj}) R_2 + \beta(\dot{x}_{xj+1} - \dot{x}_{xj}) R_2 - c(x_{xj} - x_{xj-1}) - \\
 &- \beta(\dot{x}_{xj} - \dot{x}_{xj-1}) + m_x g; \\
 -m_x \ddot{x}_{xj} a_x + (J_x + m_x a_x^2) \ddot{\alpha}_{xj} &= m_x g a_x - c_\alpha \alpha_{xj}; \\
 \dots\dots\dots \\
 m_x(\ddot{x}_{x1} - a_x \ddot{\alpha}_{x1}) &= c(x_{x2} - x_{x1}) R_2 + \beta(\dot{x}_{x2} - \dot{x}_{x1}) R_2 - c(x_{x1} - \phi_1 R_1) - \\
 &- \beta(\dot{x}_{x1} - \dot{\phi}_1 R_1) + m_x g; \\
 -m_x \ddot{x}_{x1} a_x + (J_x + m_x a_x^2) \ddot{\alpha}_{x1} &= m_x g a_x - c_\alpha \alpha_{x1}.
 \end{aligned}$$

Нелинейность системы вызвана нелинейностью механической характеристики приводного асинхронного двигателя, которая зависит от угловой скорости приводного вала и определяется с помощью уравнения Клосса [12, 13].

Учитывая уравнение Клосса, движущий момент приводного механизма, приведенный к оси поворота приводного барабана, имеет вид:

$$M_p = \frac{2M_{max}}{\frac{1 - \dot{\phi}_0 \cdot u / \omega_0}{s_{кр}} + \frac{s_{кр}}{1 - \dot{\phi}_0 \cdot u / \omega_0}} \cdot u \cdot \eta, \tag{3}$$

где  $M_{max}$  – максимальный момент на валу двигателя (берется из каталога на электродвигатели);  $\dot{\phi}_0$  – угловая скорость приводного барабана;  $\omega_0$  – угловая скорость идеального холостого хода

электродвигателя;  $s_{кр}$  – критическое скольжение электродвигателя, которое отвечает максимальному моменту;  $u$  – передаточное число приводного механизма от двигателя к барабану;  $\eta$  – к.п.д. приводного механизма.

Момент сил сопротивления перемещению ленты с ковшами и грузом определяется зависимостью:

$$M_o = F_{i\zeta} R_3, \quad (4)$$

где  $R_3$  – расстояние от оси поворота барабана к кромке ковша, которая погружается в сыпучий материал;  $F_{o3}(\dot{\phi}_2)$  – сила сопротивления зечерпыванию сыпучего материала, которая зависит от угловой скорости натяжного барабана и согласно [17] определяется зависимостью:

$$F_{o3} = 1,1 \cdot m_{зв} \cdot \dot{\phi}_2^2 \cdot R_2. \quad (5)$$

Здесь  $m_{зв}$  – масса зоны выпирания, которая возникает перед ковшом при зечерпывании груза.

На основе системы дифференциальных уравнений (2) с учетом зависимостей (3) – (5), выполнено моделирование процесса пуска норрии с загруженной рабочей ветвью. В качестве примера принят ленточный ковшовый элеватор – Scandia SEI 35/14 012020-4.

Графики процесса пуска загруженного ковшового элеватора с учетом диссипативных свойств системы и без, приведенные на рис. 3-8.

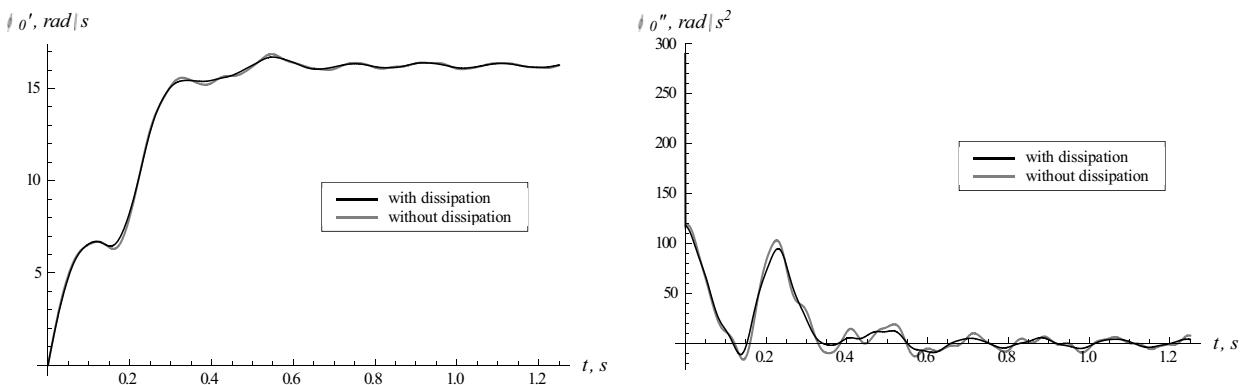


Рис. 3. Графики изменения угловой скорости и углового ускорения приводного механизма.

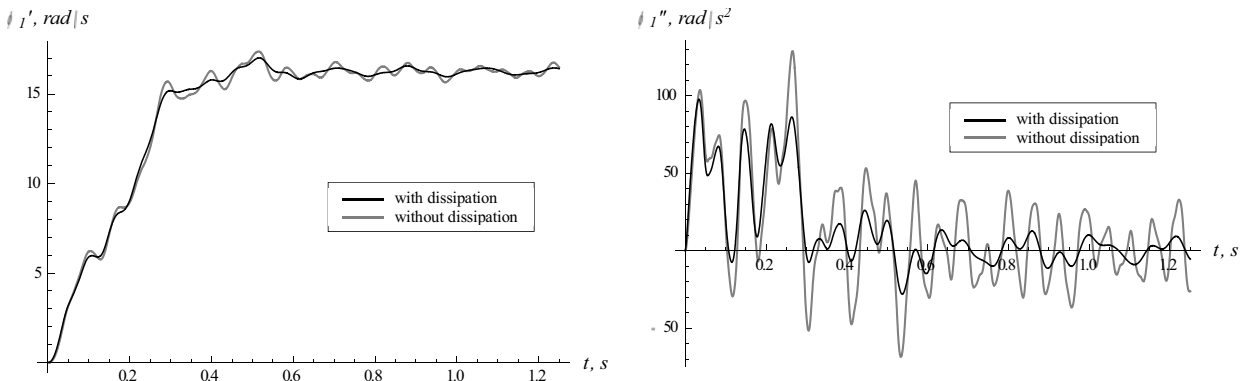


Рис. 4. Графики изменения угловой скорости и углового ускорения приводного барабана.

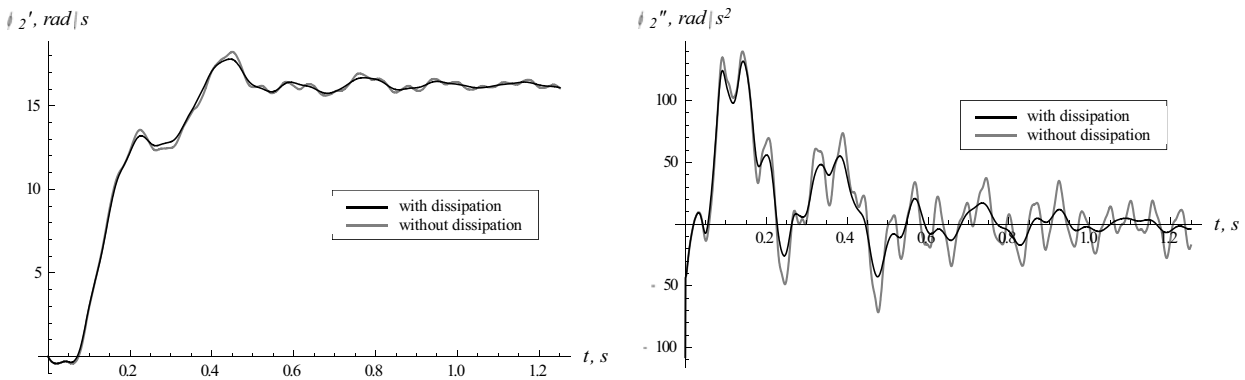


Рис. 5. Графики изменения угловой скорости и углового ускорения натяжного барабана.

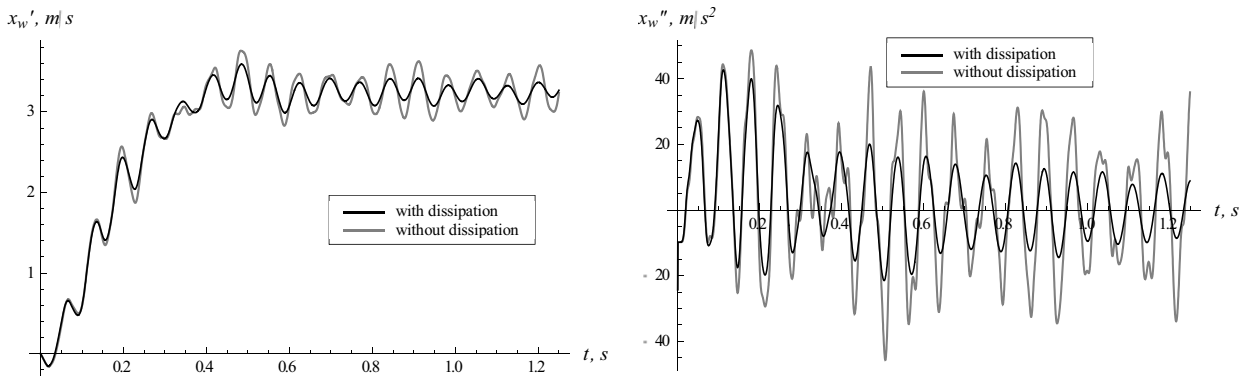


Рис. 6. Графики изменения скорости и ускорение пятой массы на рабочей ветви.

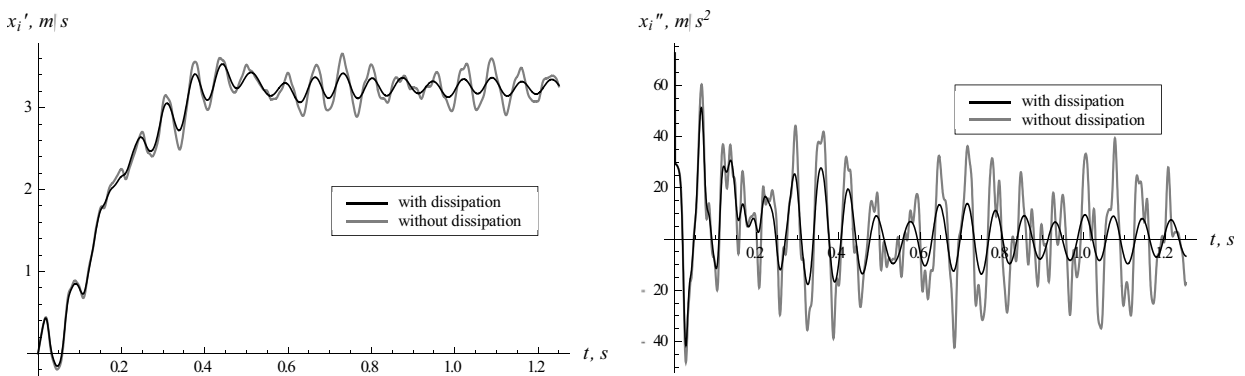


Рис. 7. Графики изменения скорости и ускорение пятой массы на холостой ветви.

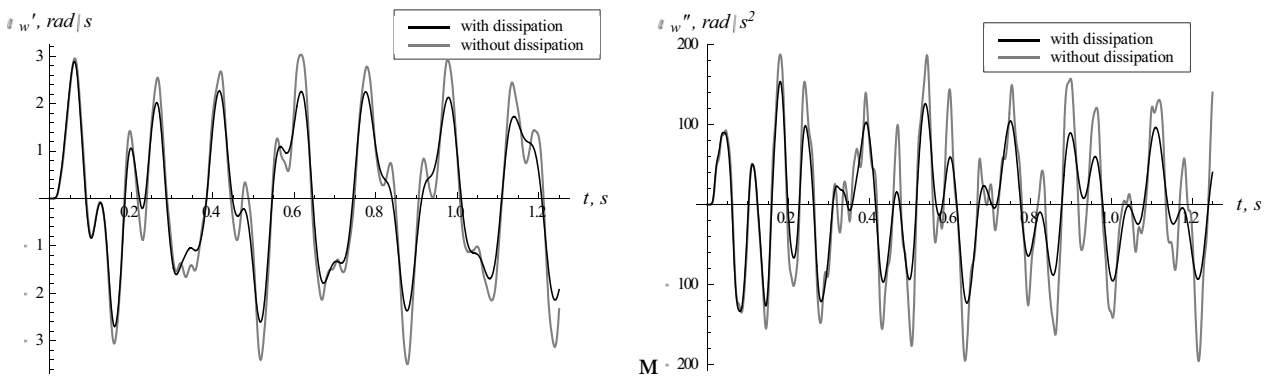


Рис. 8. Графики изменения угловой скорости и углового ускорения пятой массы на рабочей ветви.

Из полученных графических зависимостей видно, что во время пуска элеватора, в его подвижных элементах возникают значительные колебательные процессы. Такие колебания являются следствием нелинейной характеристики электродвигателя и упругих свойств элементов конвейера. Графики на рис. 3-7 показывают, что скорости и ускорение подвижных элементов ковшового элеватора довольно резко возрастают к определенному номинальному значению

на протяжении 0,8 с и имеют ярко выраженный колебательный характер. Также, вследствие того, что лента является упругим элементом, заметно отличие в нарастании скорости натяжного и приводного барабанов. Из приведенных результатов можно увидеть, что колебание масс (для примера приведена лишь пятая масса) и ленты, на рабочей ветви имеют большую амплитуду, чем массы на холостой ветви.

Из графиков на рис. 8 установлено, что угловая скорость ковшей имеет значительную интенсивность изменения как по величине, так и по направлению действия. Кроме того крутильные колебания ковшей, в отличие от них линейных колебаний, практически не затухают на протяжении всего периода работы ковшового элеватора.

Необходимо отметить, что влияние диссипативных свойств элементов ковшового элеватора имеет четко выраженный характер. Из графиков видно, что при сохранении частоты колебаний подвижных элементов конвейера, наблюдается значительное уменьшение их амплитуды, сравнительно с системой, которая учитывает только упругие свойства.

### ВЫВОДЫ

1. Построена математическая модель динамики движения ковшового элеватора, которая учитывает упругие и диссипативные свойства его элементов. Такая модель может быть использована для исследования характеристик движения как на участках переходных процессов (пуск и торможение), так и на участке устойчивого движения.
2. Полученные с помощью разработанной модели зависимости кинематических характеристик звеньев для конкретного элеватора показывают, что имеют место значительные колебательные процессы как в элементах приводного механизма, так и в ленте, к которой прикреплены ковши. Особенно эти процессы проявляются при рассмотрении зависимостей ускорений этих звеньев, которые являются причиной возникновения динамических нагрузок. В дальнейшем на основе полученной модели можно разрабатывать математические модели, которые бы позволяли провести дальнейшую оптимизацию [19] пуска конвейера, а следовательно, и снижения динамических нагрузок на элементы его конструкции.

3. Проведенные расчеты математической модели ковшового элеватора с учетом и без учета их диссипативных свойств показывают, что практически для всех подвижных элементов наблюдаются затухания колебаний с учетом диссипации. Однако крутильные колебания ковшей относительно точек крепления к ленте имеют незначительный характер затухания колебаний. Вместе с тем, амплитуды колебаний звеньев с учетом диссипации на 25 – 30% меньше в сравнении с колебаниями без учета таковой.

### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. A. Harrison. (1991) Dynamic sag instabilities in long underground belt conveyors, International Mechanical Engineering Congress, Sydney, Australia, 8-12 July 1991, pp 24-30.
2. Спиваковский А.О. Теория ленточных конвейеров / А.О. Спиваковский, В.Г. Дмитриев. – М., 1982. – 192 с.
3. Хорольський І.М. Динаміка ланцюгових систем і замкнутих контурів машин неперервного транспорту / Хорольський І.М. – Л.: Вид-во держ. ун-ту «Львівська політехніка», 1999. – 194 с.
4. M. A. Alspaugh. (2004) Latest developments in belt conveyor technology. MINExpo 2004; Las Vegas, NV, USA; 27–30 September 2004.
5. Чугреев Л.И. Динамика конвейеров с цепным тяговым органом / Чугреев Л.И. – М.: Недра, 1976.- 256 с.
6. Штокман И.Г. Динамика тяговых цепей рудничных конвейеров / Штокман И.Г. – М.: Углетехиздат, 1959. – 290 с.
7. Кондрахин В.П. Математическая модель для исследования нагрузок в двухскоростном многодвигательном приводе и тяговом органе скребкового забойного конвейера // Кондрахин В.П., Борисенко В.Ф., Мельник А.А. и др. – Наукові праці Донецького національного технічного університету, вип. 16, Серія: гірничо-електромеханічна. – Донецьк: ДонНТУ. – 2008. – С. 132–140.

8. P. Kulinowski. (2004) Dynamic start-up calculations for belt conveyors with measured torque curves of fluid couplings / Mine planning and equipment selection 2004: proceedings of the thirteenth international symposium on Mine planning and equipment selection : Wroclaw, Poland: A. A. Balkema Publishers. – pp. 443-448.
9. D. Beavers, D. Morrison, D. Rea. Non-Linear Model for Dynamic Analysis of Conveyors.  
<http://www.skmconsulting.com/Site-Documents/Technical-Papers/Non-Linear-Model-for-Dynamic-Analysis.pdf>.
10. Ловейкін В.С. Теорія технічних систем: навч. посібник. / Ловейкін В.С., Назаренко І.І., Онищенко О.Г. – Київ-Полтава: ПДТУ, 1998. – 175 с.
11. Дмитриев В. Г. Теоретические основы расчета ленточных конвейеров / В. Г. Дмитриев, А. О. Спиваковский. – М.: Наука, 1977. – 154 с.
12. Haddad Y. M. (1995) Viscoelasticity of engineering materials / Yehia M. Haddad.– London Chapman & Hall
13. Вейц В.Л. Динамика машинных агрегатов / Вейц В.Л. – Л.: Машиностроение, 1969. – 370 с.
14. Meirovich L. (1970) Methods of analytical dynamics / Leonard Meorovich. – New York: McGraw-Hill..
15. Чиликин М.Г. Общий курс электропривода: учебник [для студентов вузов] / М.Г. Чиликин, А.С. Сандлер. – [6-е изд., доп. и перераб.]. – М.: Энергоиздат, 1981. – 576 с.
16. Isermann R. (2005) Mechatronic systems: fundamentals / Isermann R. – US: Springer
17. Турчин В.С. Обоснование конструктивно-режимных параметров элеваторов ковшового типа для транспортировки сыпучих материалов: Дис. ... канд. техн. наук : 05.20.01/ Турчин Вячеслав Семёнович. – Оренбург, 2005. – 187 с.
18. Oleg Litvinov. К динамическому расчету машин / Oleg Litvinov, Wojciech Tanas // Motrol. Том 2 А. 2006. - Lublin. – С. 210–223.
19. Ловейкін В.С., Ромасевич Ю.О. 2010. Оптимізація керування рухом одно

масових механічних систем. Motrol – Motoryzacja i Energetyka Rolnictwa, tom 12B, С. 91–96.

20. A. Harrison. (1996). Simulation of conveyor dynamics, Bulk Solids Handling, vol.16, n. 1, pp. 33–36.

#### IMPROVED MATHEMATICAL MODEL OF THE BUCKET ELEVATOR'S MOVEMENT DYNAMICS

**Summary.** Dynamic stresses, which arise in drive and traction element during operation of the conveyor have been investigated on the basis of the developed mathematical model. Calculation has been conducted with regard to its elastic and dissipative properties. The analysis of the obtained results has been carried out, with and without taking into consideration dissipative properties of the conveyor's elements.

**Key words:** dynamic model, mathematical model, bucket elevator, conveyor, dissipation.

## ИНТЕНСИФИКАЦИЯ ПРОЦЕССА ПРЕОБРАЗОВАНИЯ ЖИРОВ В ДИЗЕЛЬНОЕ БИОТОПЛИВО

Михаил Муштрук, Юрий Сухенко, Владимир Сухенко

Национальный университет биоресурсов и природопользования Украины  
Украина, г. Киев, ул. Героев Оборона, 15

**Аннотация.** Доказана эффективность применения кавитационного перемешивания реагирующих компонентов в реакциях переэтерификации жиров в производстве биотоплива для дизельных двигателей.

**Ключевые слова:** биотопливо, технический животный жир, кавитация, этерификацию и переэтерификацию, перемешивание, выход топлива.

### ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМЫ

Повышенные требования к токсичности выбросов двигателей автомобилей, сельскохозяйственной техники и других энергетических установок, истощение природных энергоресурсов заставили ученых и производителей уделять особое внимание использованию альтернативного горючего для дизельных двигателей. В отличие от традиционного топлива на основе углеводородов нефтяного происхождения, биотоплива выгодно отличаются невысокой себестоимостью, экологической безопасностью, ресурсосберегающими технологиями получения и сопоставимы с традиционным топливом по эксплуатационным показателям. Сегодня для стран СНГ и Украины в частности наступило время развивать собственные мощности для производства дизельного биотоплива из возобновляемых сырьевых ресурсов [1,2].

Дизельное биотопливо - это экологически чистый вид топлива, получаемый из жиров растительного и животного происхождения, который используют для замены нефтяного топлива. С химической точки зрения биотопливо является смесью метиловых (этиловых) эфиров насыщенных и ненасыщенных жирных кислот. В процессе этерификации и переэтерификации технического животного или растительного жира жирные кислоты вступают в реакцию с метиловым

(этиловым) спиртом при наличии катализатора (щелочи или кислоты), в результате чего образуются сложные эфиры, а также глицериновая фаза. Материальный баланс реакции примерно такой [3, 18]: для получения 1000 кг (1136 л) дизельного биотоплива необходимо 50 кВт тепловой энергии и 25 кВт электроэнергии, 1040 кг (1143 л) технического животного или растительного жира, 144 кг (182 л) 99,8% метанола, 19 кг гидроксида калия (88% КОН). После очистки дизельное биотопливо может использоваться в любых дизельных двигателях (вихрокамерных и предкамерных, а также с непосредственным впрыском) как самостоятельно (в адаптированных двигателях), так и в смеси с дизельным топливом без изменений в конструкции двигателя.

Следовательно, реакции этерификации и переэтерификации являются наиболее важными операциями, которые определяют эффективность технологического процесса и качество полученного дизельного биотоплива.

### ЦЕЛЬ РАБОТЫ

Традиционные промышленные схемы приготовления дизельного биотоплива предусматривают предварительную механическую очистку сырья (растительного масла или животного жира), нейтрализацию имеющихся в нем свободных жирных кислот, которые затрудняют технологический процесс и увеличивают его



длительность [4]. Известны различные технологические усовершенствования способа получения эфиров жирных кислот технического животного или растительного жира, которые улучшают качество топлива, но не позволяют увеличить его выход и сократить время реакции [5, 17]. Таким образом, совершенствование технологии получения метиловых (этиловых) эфиров жирных кислот, в частности животных жиров, является перспективным техническим направлением, которое требует основательной научно-практической обработки.

### АНАЛИЗ РЕЗУЛЬТАТОВ ПОСЛЕДНИХ ИССЛЕДОВАНИЙ

Традиционно для получения эфиров жирных кислот животного жира (например, технического) используют топленый и очищенный жир животного происхождения, который содержит вредные примеси, в частности фосфатиды, белки, свободные жирные кислоты, воду и т.д., что ухудшает условия осуществления реакции. Для извлечения вредных примесей осуществляют предварительную обработку животных жиров с использованием серной кислоты, водных растворов щелочи, специальных сорбентов. Очищенные жиры подвергают реакции эстерификации, в процессе которой получают биотопливо и отделяют химически связанные примеси. Благодаря механическому перемешиванию реакция эстерификации осуществляется более быстро. Загрязнения эфиров (преимущественно остатками продуктов реакции) удаляют отмытием водой с дальнейшим сушением эфиров под вакуумом, или благодаря применению различных адсорбентов.

Замечено, что интенсивность перемешивания смеси компонентов является определяющим фактором, влияющим на эффективность производственного процесса. Для интенсификации смешивания реагентов можно применить известные разнообразные методы физико-механического воздействия, а именно: наложение пульсаций в потоке, электромагнитные поля, акустические колебания ультразвукового спектра частот и

т.д.. Применение ударно-волновых эффектов, сопровождающих гидродинамическую кавитацию, также позволяет эффективно воздействовать на обрабатываемую смесь, интенсифицировать реакцию, уменьшать время ее прохождения и обеспечивать надлежащее качество конечного продукта. При возбуждении кавитации в потоке технического животного или растительного жира реагентами генерируется вакуумная кавитационная каверна, которая в дальнейшем распадается и образует локализованное пузырьковое кавитационное поле по всему сечению технологического потока.

В кавитационном пузыре возрастает давление и, когда он разрушается, в смежных областях жидкости возникает интенсивное перемешивание, что ускоряет химические процессы и приводит к сокращению времени реакции, увеличению степени конверсии технического животного или растительного жира в биотопливо, уменьшению необходимой для прохождения реакции температуры, сокращению периода индукции желаемой реакции, увеличению селективности реакции, повышению эффективности катализаторов в реакции, сокращению периода начала химической реакции благодаря образованию активных свободных радикалов в реагирующей смеси.

Объемная концентрация кавитационных пузырьков доходит до  $10^{10}$  на кубометр реагирующей смеси. При коллапсе каждого пузырька (рис.1) создаются локальные давления до 1000 МПа, а температура среды, окружающей пузырек, локально повышается до 500 ... 800 °С [6, 19].

Такие высокие давления при большой удельной концентрации пузырьков способствуют тому, что удельное энергетическое на обрабатываемую среду составляет около  $10^4$  ...  $10^5$  кВт/м<sup>3</sup>. В результате такого интенсивного воздействия создаются условия для протекания гидромеханических, физических и химических процессов, которые при обычных условиях затруднены или невозможны [7, 20]. Кавитационная обработка способствует изменению молекулярной конфигурации животных и

растительных жиров и образованию новых органических соединений, которые практически полностью соответствуют свойствам и эксплуатационным характеристикам традиционных топлив. Кроме того, благодаря развитой межфазной поверхности, которая образуется при кавитационном воздействии на смесь

компонентов, в несколько раз ускоряется массообмен, что позволяет многократно повысить скорость прохождения химических реакций. Вместе с тем нужно защищать сам кавитационный аппарат от возможного разрушения, например за счет нанесения защитных покрытий.

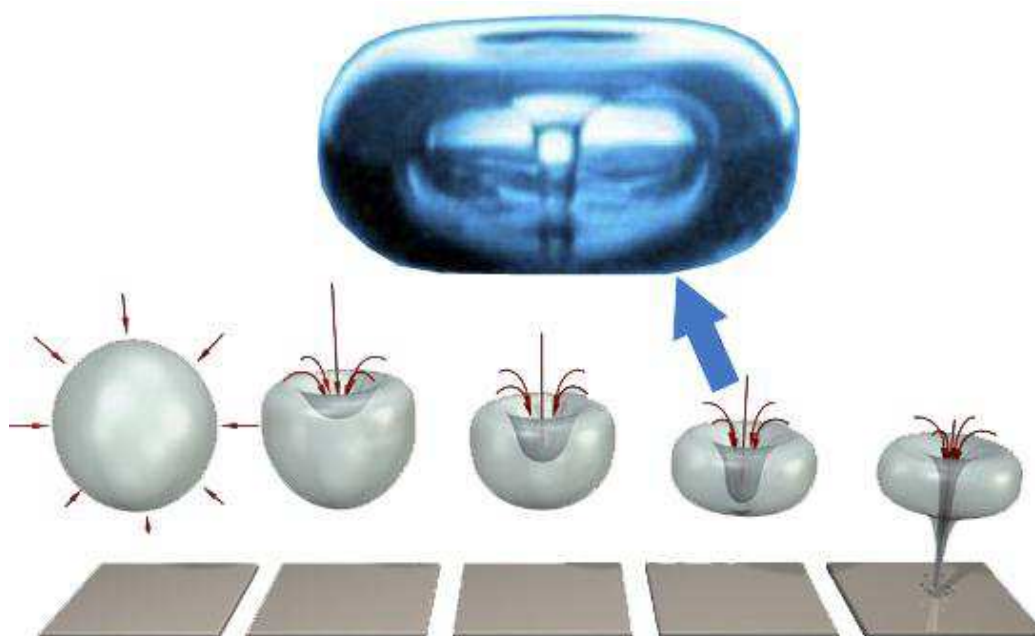


Рис. 1. Кавитационный пузырь в техническом животном жире перед коллапсом и его взаимодействие с поверхностью кавитатора.

Стоит отметить, что гидродинамическая кавитационная обработка позволяет получать качественные топливные композиции, в частности, на основе смеси традиционного дизельного топлива и технического животного или растительного жира с содержанием последнего 10...30% [8]. Поэтому исследование влияния гидродинамической кавитации на эстерификацию и переэстерификацию животных жиров является актуальной задачей.

## РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЙ

Для изучения возможности использования гидродинамической кавитации в процессе трансформации жиров в дизельное биотопливо авторами проведены экспериментальные исследования в условиях мини-завода по производству биотоплива [9]. Растительные масла и технический

животный жир отвечали требованиям, изложенным в работе [3].

Согласно действующей технологии, которая реализуется машинами и аппаратами завода, для получения эфиров жирных кислот технического животного или растительного жира осуществляли его эстерификацию серной кислотой и раствором щелочи, отделяли жир от смеси, отгоняли воду. Предварительно получали раствор катализатора в органическом растворителе (метаноле) и, смешивая его с очищенным жиром, осуществляли его эстерификацию и переэстерификацию при перемешивании [11]. При эстерификации обрабатываемая смесь подвергалась механическому и ультразвуковому перемешиванию, локализованному гидродинамическому влиянию с кратностью не менее двух для гарантированного привлечения в реакцию массообмена всех ее компонентов. Удаление остатков катализатора и высушивание полученных

эфиров жирных кислот осуществляли путем центробежного сепарирования под вакуумом. При получении эфиров жирных кислот технического животного или растительного жира серную кислоту и раствор щелочи подавали непосредственно в локализованную зону кавитационного воздействия на обрабатываемую смесь. Готовые эфиры использовали как дизельное топливо в чистом виде или в смеси с нефтяным топливом.

Нами проводился метанолиз технического животного или растительного жира с использованием катализатора КОН. Жир и метанол были взяты в соотношении 6:1[12]. Для обеспечения прохождения реакции добавляли в смесь 1% катализатора КОН от массы технического животного или растительного жира и проводили реакцию при температуре 60° С. Реакционную смесь

перемешивали в одном случае механической мешалкой с частотой вращения 15 с<sup>-1</sup>, во втором - с использованием ультразвукового генератора мощностью 15 кВт и частотой 19,7 кГц, в третьем - в условиях гидродинамической кавитации за отверстием диаметром 10 мм в диафрагме при рабочем давлении жидкости 0,7 МПа.

На рис.2 представлен выход дизельного биотоплива при применении различных методов перемешивания. Через 10 минут перемешивания ультразвуком реакция прошла полностью. При гидродинамической кавитации реакция за это же время прошла на 85% и только на 71% при механическом перемешивании. Но уже через 30 минут в условиях гидродинамической кавитации реакция прошла на 100%, а при механическом на 80%.

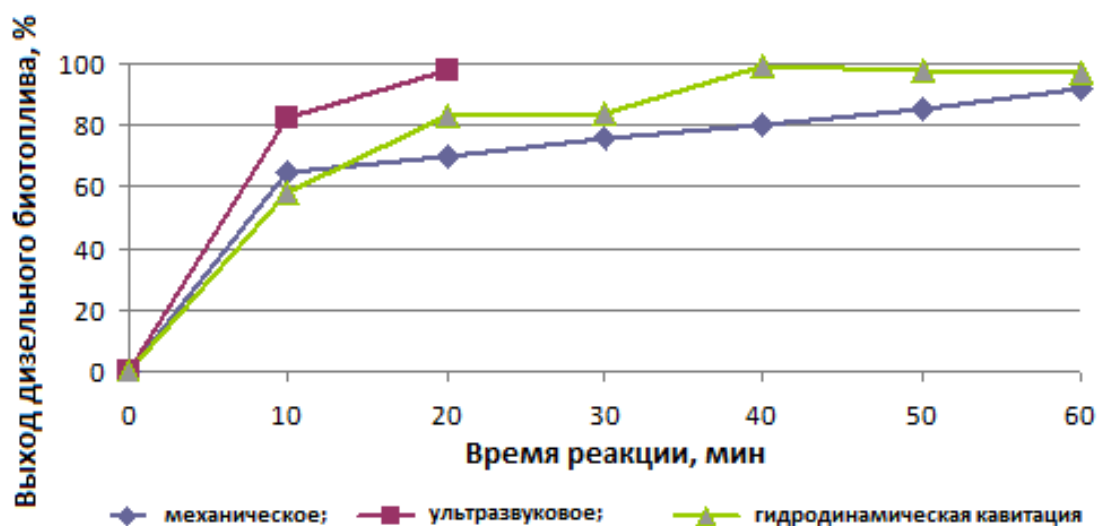


Рис. 2. Эффективность переэстерификации технического животного или растительного жира при различных условиях перемешивания.

Хотя ультразвуковая кавитация лучше интенсифицирует прохождение реакции переэстерификации, но затраты энергии на процесс также оказались наибольшими. Так, при гидродинамической кавитации потребление энергии для переэстерификации технического животного или растительного жира составило 183 Вт·ч/кг (658,8 кДж/кг), а при применении ультразвуковой кавитации потребление электроэнергии возросло до 250 Вт·ч/кг (900 кДж/кг), т.е. было на 36,6% выше. При применении механического смесителя

энергопотребление увеличилось до 500 Вт·ч /кг (1800 кДж /кг), и было на 173,2% выше, чем при гидродинамической кавитации [13].

Несмотря на то, что срок прохождения реакции в условиях гидродинамической кавитации чуть больше, чем при ультразвукового перемешивания, первый метод имеет существенно большей потенциал в промышленных производствах дизельного биотоплива.

Далее в реакциях использовали этанол (99,8%), гидроксид калия КОН (85%

чистоты) и технический животный жир. Молярное соотношение между жиром и спиртом составило 8:1. Реакцию проводили при температуре 60° С в присутствии 1% к массе технического животного или растительного жира катализатора КОН. Цель этой серии опытов - также сравнить

эффективность механического смешивания ( $15 \text{ с}^{-1}$ ), перемешивания в условиях гидродинамической кавитации, получаемой за отверстием диаметром 10 мм в диафрагме, и в условиях простого перекачивания реагентов насосом (рис. 3).

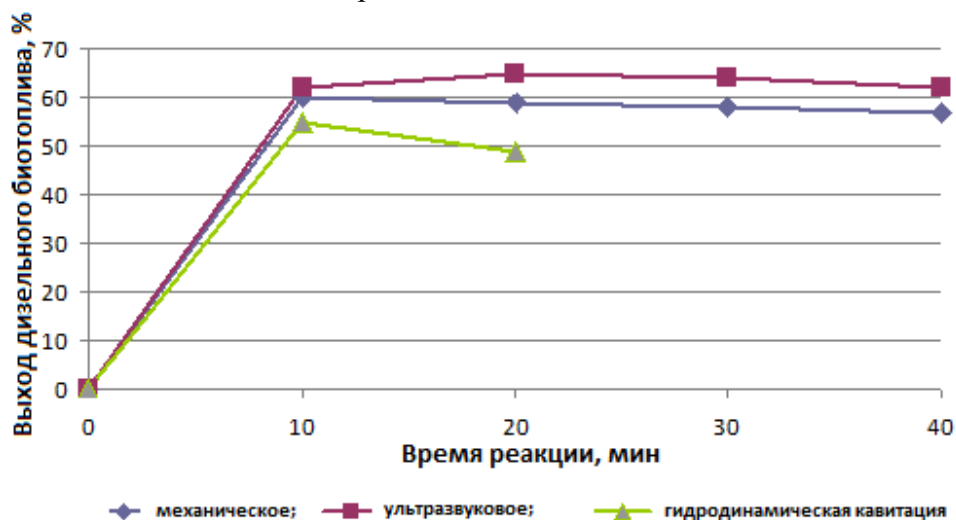


Рис. 3. Эффективность переэстерификации технического животного или растительного жира при различных условиях перемешивания.

Очевидно, что режим гидродинамической кавитации обеспечивает гораздо больший выход топлива из технического животного или растительного жира, чем простое перекачивание реагентов или перемешивание мешалкой с частотой вращения  $15 \text{ с}^{-1}$ . [16]. Максимальная конверсия жира происходила уже через 10 минут после начала опыта. За это время в условиях гидродинамической кавитации в дизельное биотопливо превратилось 65% технического животного или растительного жира, а в условиях механического смешивания - всего 60,9%.

Таким образом, гидродинамическая кавитация увеличивает выход топлива на 7,4% по сравнению с механическим перемешиванием. Вместе с тем, с увеличением времени реакции до 10 минут, выход топлива уменьшается. Одно из возможных объяснений - диглицериды и моноглицериды технического животного или растительного жира превратились сначала в этиловые эфиры, а затем снова в триглицериды, снижая тем самым уровень конверсии. Что касается потребления энергии в производстве дизельного биотоплива, то методы механического

перемешивания, гидродинамической кавитации и простого перекачивания реагентов насосом с течением времени все больше отличаются (рис. 4). Например, за время 40 минут работы механическая мешалка потребляет энергии 195,2 кДж/кг, а кавитационный смеситель 264,8 кДж/кг, что на 35,6% больше, хотя выход топлива во втором случае больше. Таким образом, для уменьшения энергозатрат, нужно постоянно контролировать степень превращения технического животного или растительного жира в этиловые эфиры и останавливать смешивание компонентов тогда, когда их количество начнет уменьшаться, что свидетельствует о начале прохождения обратных химических процессов [14].

Анализ полученных результатов свидетельствует, что гидродинамическая кавитационная обработка смеси технического животного или растительного жира с раствором катализатора в спирте имеет существенные преимущества по сравнению с базовой технологией.

Качество изготовленного биотоплива отвечало требованиям европейского (EN14214), американского (ASTM Д-6751) и отечественного (ДСТУ 6081:2009)

стандартов. Гидродинамическая кавитационная обработка позволила повысить эффективность и сократить продолжительность конверсии жиров в топливо и уменьшить расходы химических реагентов вследствие улучшения массообмена в реагирующих смесях [15].

Результаты сравнительных испытаний двигателя на традиционном и альтернативном топливе. В зарубежных публикациях содержится информация о том, что при проведении сравнительных

испытаний дизелей на традиционном и биологическом топливе не отмечено существенной разницы в поведении двигателя при смене вида топлива, что можно объяснить высоким качеством испытываемого биотоплива, которая обеспечивается жесткими требованиями к его химмотологическим показателям, заложенных в стандартах на дизельное биотопливо [10].

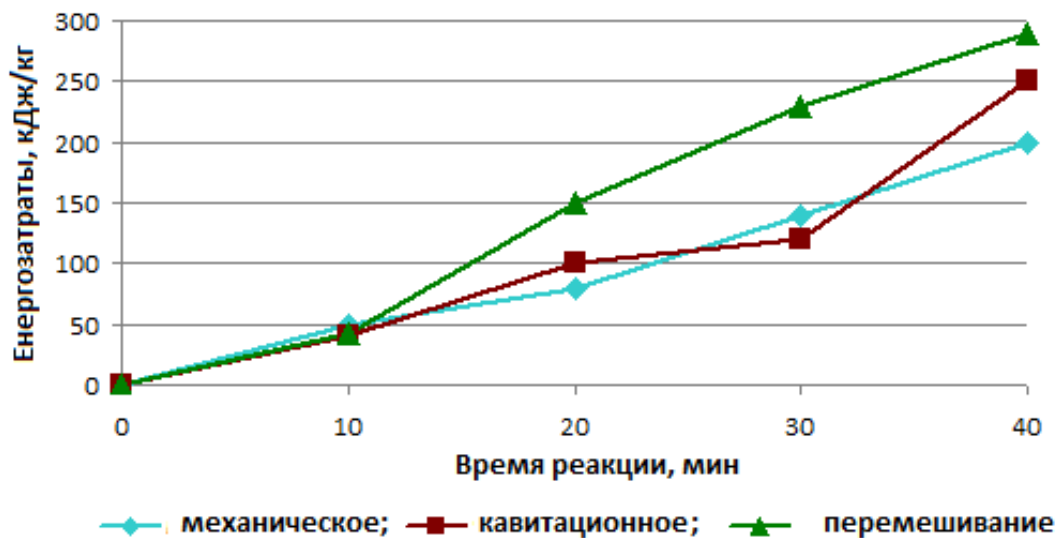


Рис. 4. Затраты энергии на процесс перемешивания жира в реакторе различными способами.

Сравнительные стендовые испытания автотракторного четырехтактного дизельного двигателя Д-240 в лаборатории НУБиП Украины показали некоторые особенности характеристик двигателя, который работал на биотопливе из животного жира.

Повышение по сравнению с дизельным топливом плотности на 10% и кинематической вязкости в 1,5 раза способствует определенному увеличению (на 14%) дальности топливного факела и диаметра капель распыленного топлива, что приводит к увеличению попадания дизельного биотоплива на стенки камеры сгорания и гильзы цилиндра. Меньшие значения коэффициента сжимаемости дизельного биотоплива приводят к увеличению реального угла опережения впрыска топлива и максимального давления в форсунке. Высокое цетановое число дизельного биотоплива (до 53) способствует

сокращению периода задержки воспламенения. Повышенная почти в 3 раза температура вспышки дизельного биотоплива в закрытом тигле (160-170° С) обеспечивает его высокую пожаробезопасность. Кислород (9-10%) в молекуле метилового эфира положительно влияет на качество сгорания. Меньшая доля углерода (около 75%) в составе дизельного биотоплива приводит к уменьшению теплоты сгорания на 11-12% и увеличение удельного расхода топлива, поэтому для сохранения номинальных параметров двигателя при переводе на дизельное биотопливо требуется регулирование топливной аппаратуры увеличение цикловой подачи топлива.

## ВЫВОД

Опытно-промышленные испытания показали, что гидродинамическая

кавитационная обработка смеси для приготовления дизельного биотоплива позволяет получать качественный продукт, отвечающий современным эксплуатационным требованиям к дизельному биотопливу, что позволяет его использовать в двигателях без существенного их переоборудования.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Винтоняк, В. Українська рапсодія [Текст] / В. Винтоняк // Агроперспектива. – 2000. – №1. – С. 10-14.
2. Фукс, И. Г. Экологические аспекты использования топлив и смазочных материалов растительного и животного происхождения [Текст] / И.Г. Фукс, А. Ю. Евдокимов, А. А. Джамалов, А. Лукаса // Химия и технология топлив и масел. – 1992. – № 6. – С. 36–40.
3. Инструкция по получению биодизеля. – Фирма Симбрия СКЕТ, Германия / Масложировая промышленность. – Научно-технический производственный журнал. – М.: Пищевая промышленность. – 2005. – № 5. – С. 17–18.
4. Дубровін, В.О. Біопалива (Технології, машини і обладнання) [Текст] / В. О. Дубровін, М. О. Корчемний, І. П. Масло та ін. – К.: ЦТІ "Енергетика та експлуатація", 2004. – С. 81–84.
5. Деклараційний патент 30417 UA, МПК С01L1/02 (2006/01) Спосіб отримання метилових ефірів жирних кислот ріпакової олії [Текст] / Погромська В.О., Джелмач Л.К., Криворотько В.М., Сухенко Ю.Г., Якимчук М.Т., Суржок В.М.; заявник ТОВ Асоціація "ЕКОМА". - № UA 98052268; заявл. 05.05.1998; опубл. 15.11.2000, №6, 2000р.
6. Пирсол, И. Кавитация [Текст] / И. Пирсол. – М.: Мир, 1975. – С. 11.
7. Федоткин И.М. Кавитация: кавитационная техника и технология, их использование в промышленности [Текст] / И.С.Гулый. – К.: 1997. – С. 5–7.
8. Деклараційний патент 14612 UA, МПК С01L1/00 (2006/01) Спосіб приготування рідкого пального [Текст] / Лукач Ю.Ю., Доброногов В.Г., Булгаков Б.Б., Булгаков О.Б., Бондаренко В.М.; заявник МНТЦ "ІНТРЕК". - № UA 94107112; заявл. 03.10.94; опубл. 20.01.97, Бюл. №1, 1997р.
9. Сухенко, Ю.Г. Автоматизований міні-завод для виробництва дизельного біопалива [Текст] / Ю. Г. Сухенко, В. Ю. Сухенко, Ю. І. Бойко //Наукові, науково-технічні і інноваційні розробки НУХТ. – Київ, НУХТ, 2008. – С. 161–163.
10. Семенов, В. Г. Анализ показателей работы дизелей на нефтяных и альтернативных топливах растительного происхождения [Текст] / В. Г. Семенов // Вісник національного технічного університету «ХПІ»: Збірка наукових праць. Харків: НТУ «ХПІ». – 2002. – № 3. – С. 177–179.
11. Девянин С.Н. Растительные масла и топлива на их основе для дизельных двигателей [Текст]: учеб.-метод. пособие для студентов технарем / С.Н. Девянин, В.А. Марков, В.Г. Семёнов; Харьков, Новое слово, 2007. – 452 с.
12. Стопский В.С. Химия жиров и продуктов переработки жирового сырья [Текст] / В.С. Стопский, В.В. Ключкин, Н.В. Андреев; Москва, «Колос», 1992. – 286 с.
13. Сайти фірм. [Електронні ресурси] «Укр.газ-биодизель». [www.ukrgasbiodiesel.com](http://www.ukrgasbiodiesel.com); «Элерон». [www.biodiesel-eleron.narod.ru](http://www.biodiesel-eleron.narod.ru); «Биодизель-Днепрь». <http://biodiesel.dn.ua/index.html>; «Биодизель – Крым». <http://biodiesel.crimea.ua/oil-expeler.shtml>; Группа компаний «Текмаш». <http://www.tekmash.ua>; «Евротехбиодизель». [www.evrotechbiodiesel.com.ua](http://www.evrotechbiodiesel.com.ua) ООО «Гелиос», [www.biodiesel.ru/?biodieselmznoe-toplivo](http://www.biodiesel.ru/?biodieselmznoe-toplivo); ООО «Завод УКРБУДМАШ» <http://biodieselmach.com/rus>; ООО «НПП «Тренд». <http://www.biodiesel.kiev.ua>
14. Knothe, G., Biodiesel: The use of vegetable oils and their derivatives as alternative diesel fuels. R. O. Dunn, and M. O. Bagby. 1997. *Am. Chem. Soc. Symp. Series* 666: 172–208.
15. Семенов В.Г., Визначення нижчої теплоти згоряння біодизельного палива за хроматографічними даними / Вісник Кремен. держ. університету ім. М. Остроградського. – Кременчук: КДУ ім. М. Остроградського, Черненко С.М., Атамась А.І. 2010. – Вип. 2/2010 (61), частина 1. – С. 87.

16. Subramanian, K. A., Singal, S. K., Saxena, M., Singhal, S. Utilization of Liquid Biofuels in Automotive Diesel Engines: An Indian Perspective, *Biomass Bioenerg.*, 29, 65 (2005).
17. Bruwer, J.J., Boshoff, B.V.D., Hugo, F.J.C., Fuls, J., Hawkins, C., Walt, A.N., Plessis, L.M. *Agriculture Energy*, ASAE Publication 4-81, American Society of Agriculture Engineers, St Joseph MI, 2, 385 (1981).
18. Поліщук В.М. Застосування біопалив для дизельних двигунів : узагальнення досвіду / В.М. Поліщук, С.В. Драгнєв, І.І. Убоженко, М.Ю. Павленко, О.В. Поліщук// Науковий вісник Національного аграрного університету. – К.: НАУ, 2008. – Вип. 125. – С. 315–319.
19. Schumacher, L.G., Borgelt, S.C. Fossen, D., Gocht, W., Hires, W.G., Heavy-Duty Engine Exhaust Emission Test Using Methyl Ester Soyabean Oil/Diesel Fuel Blend, *Bioresour. Technol.*, 57, 31 (1996).
20. <http://www.real-estate.lviv.ua/news908.html>

#### INTENSIFICATION OF PROCESS OF TRANSFORMATION OF TALLOWS IN DIESEL BIOFUEL

**Summary.** Efficiency of the use is well - proven cavitations of interfusion of reactive components in the reactions of feather of esterification of fats in the production of biofuel for diesel motor - vehicle and tractor engines.

**Key words:** system, method, mean.

## РОБОТОТЕХНИЧЕСКИЕ СИСТЕМЫ ДЛЯ ГОРОДСКИХ ТЕПЛИЧНЫХ ХОЗЯЙСТВ

Андрей Опрышко, Николай Пасичник

Национальный университет биоресурсов и природопользования Украины  
Украина, г. Киев, ул. Героев Оборона, 15

**Аннотация.** Проведен анализ существующих методов и технических средств для определения параметров объекта на базе его оптических характеристик. Предложена методика по выявлению грибков мучнистой росы на растениях розы с применением цифрового фотоаппарата без использования дополнительных физических оптических эталонов.

**Ключевые слова:** система, робототехничность, метод, средство.

### ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМЫ

Продовольственные кризисы, которые все чаще возникают в современном мире, заставляют задуматься о повышении продуктивности сельского хозяйства в целом и растениеводства в частности. Одним из перспективных путей решения продовольственной проблемы есть применение технологий закрытого грунта, малочувствительных к погодным условиям. В Европе основные потребители сконцентрированы в мегаполисах, а потому было бы логично создавать тепличные хозяйства в непосредственной близости к ним. Но высокая цена земли около крупных городов требует больших первоначальных капиталовложений, кроме того, найти подходящий земельный участок не так просто. Возможным решением является создание теплиц на крышах жилых и административных зданий, этому способствуют готовая инфраструктура по снабжению энергией и водой, упрощение транспортировки готовой продукции потребителям. Для территорий с умеренным и суровым климатом размещение теплиц на крыше особо актуально, исходя из вопросов энергоэффективности, так как непосредственно в них можно выводить отработанный в жилых помещениях воздух с повышенной концентрацией CO<sub>2</sub>. При этом,

без применения сложных и дорогих рекуператоров, используется энергия, уже израсходованная на нагрев воздуха в здании. Важно, что выработанный в здании углекислый газ будет поглощен растениями, а не выброшен в атмосферу, что способствует охране окружающей среды и подпадает под требования Киотского протокола.

### АНАЛИЗ РЕЗУЛЬТАТОВ ПОСЛЕДНИХ ИССЛЕДОВАНИЙ

В настоящий момент существуют две основные технологии закрытого грунта: на базе гидропоники и с использованием обычной земли. По нашему мнению, в городах при создании теплиц на крышах зданий, более востребованными будут технологии обычного грунта, которые, помимо получения сельхозпродукции, позволят для возврата в грунт элементов питания использовать и пищевые отходы, утилизация которых является одной из проблем городов. Но при работе с обычным грунтом необходимо принять меры по борьбе с вредителями, грибковыми заболеваниями, несвойственными при применении гидропоники. Квалифицированный обслуживающий персонал способен визуально выявить многие заболевания, но вредные условия труда приводят к повышению его стоимости,



а главное – к ухудшению состояния здоровья персонала. Повысить рентабельность производство возможно при применении автоматизации производства и, особенно, внедрении робототехнических комплексов. Такие разработки уже начали внедряться, так в США роботы собирают апельсины [1], в Японии созданы полностью робототизированные теплицы по выращиванию земляники [2, 3], в Голландии созданы роботы для сбора огурцов [4]. Относительно небольшие габариты теплиц на крышах зданий делают перспективными разработку малогабаритных робототехнических комплексов для внесения удобрений, опрыскивания, транспортировки грузов и т.д.

Одним из наиболее востребованных производств, где могут использоваться роботы, являются розарии, специфика которых подразумевает, кроме повышенной влажности и температуры, дополнительный фактор – наличие колючек на растениях. Цветы являются достаточно серьезным бизнесом, с годовым оборотом до 30 миллиардов долларов [5]. Развитие его в Восточной Европе перспективно, поскольку основные производства сосредоточены в Кении, Голландии, Малайзии, Китае, то есть территориально отдалены. Кроме того, рост цен на нефть и, соответственно, транспортировку сделает рентабельными местное производство, учитывая даже большие финансовые и трудовые затраты.

В розариях очень важен вышеупомянутый контроль состояния растений. Очень важно не допустить внешних повреждений, особенно грибковыми заболеваниями. Одним из наиболее опасных среди последних является мучнистая роса. Стандартно, для борьбы с ней применяется интенсивное внесение ядохимикатов, что необходимо минимизировать для теплиц в городской черте. В тоже время, своевременное выявление этой болезни позволит не допустить её распространения и обойтись без распыления серосодержащих препаратов. Исходя из этого, разработка методики бесконтактного выявления заболевания розы по её оптическим параметрам, для использования в

подвижных робототехнических системах, представляется актуальной.

*Анализ имеющихся методик для бесконтактного определения состояния растения.* Использование оптических свойств растений для экспресс оценки их состояния начало внедряться с начала 80-х годов, в связи с появлением доступных цифровых измерительных устройств. Существующие методики можно условно разделить на использующие спектрометры или фотометры, а также устройства с использованием твердотельных датчиков с зарядовой связью формата RGB.

Для оценки механических повреждений растений или конечной продукции, как правило, используют спектрометр, действующий в инфракрасном диапазоне [6,7]. Аналоговая информация от спектрометра, через аналогово-цифровой преобразователь, поступает для обработки в вычислительный блок. Фактически эти методы базируются на отражении или поглощении инфракрасного излучения. Мучнистая роса является грибковым заболеванием розы, и в начальной стадии, когда её выявление особо актуально, маловероятно произойдет изменение инфракрасного поглощения или отражения растения. Кроме того, в уже проведенных экспериментах [6,7] в поле зрения спектрометра были исключительно исследуемые образцы, в нашем же случае там могут оказаться и посторонние предметы (грунт, конструкционные элементы и т.д.).

Определение состояние растения непосредственно в полевых условиях используется в системах точного земледелия. На данный момент серийно выпускается оборудование, способное в полевых условиях распознать состояние растения, такое как Green Seeker RT200, Green Seeker Hundro Agri, Hundro Agri Miniveg N, Hundro Agri N-Sensor [8-11]. Анализ технических решений показывает, что разработчики решали две основные проблемы: стабилизацию начальных условий при измерениях и отсеивание заведомо ошибочных результатов. Стабилизация начальных параметров заключалась в организации контролируемого освещения

образцов. Так Green Seeker RT200 та Hundo Agri Miniveg N используют собственные, независимые источники освещения, а Hundo Agri N-Sensor постоянно фиксирует внешнее освещение при помощи специального датчика. Исходя из этого, по нашему мнению, при создании робототехнического комплекса будет целесообразно задействовать дополнительный источник освещения, и в этом случае робот сможет работать и в ночное время.

Приведенное оборудование предназначено для внесения азотных удобрений, принцип распознавания образа основан на зависимости цвета растения от количества в нем азота, и рабочее излучение находится в диапазоне 600-900 нм. Анализ плотности насаждений выполнялся на базе алгоритма отброса ошибочных участков, соответствующих грунту, кластер при этом достигает размера до 1м<sup>2</sup>. Для мучнистой росы этой точности недостаточно, кроме того цвет грибков мучнистой росы может быть схожим со строительными конструкциями, что внесет дополнительные погрешности при измерениях. Измерение оптических параметров объектов так же проводилось [12-15] при помощи стандартных приборов, таких как КФК-3-01, ЛМФ-72М, Ар700, MiniDirect Tintometer Ltd. Но это оборудование использовалось в условиях лаборатории, а не на движущемся агрегате непосредственно в рабочих зонах. Таким образом, по нашему мнению, использование спектрометров при создании робота для розария малоперспективно.

В США и Японии разработаны робототехнические комплексы для уборки апельсинов и земляники соответственно [1,2]. При уборке урожая несколькими фотокамерами проводилась схема, на базе которой создавалась 3Д модель, и на её основе проводился сбор урожая. Но и апельсины, и земляника имеют сравнительно большие габариты, и их цвет резко отличается от листвы и прочих объектов в саду или теплице, и поэтому нет необходимости в калибровке фото или web камер.

В работах В.В.Филатова [16] для

контроля упаковочного материала использовалась цветовая модель в формате RGB. При помощи теории мутной среды и метода поточного приближения Шустера, в случае появления несвойственных для упаковки составляющих цвета выносилось решение о браке. Но на проверочном стенде, в отличие от теплицы, легко стабилизировать начальные условия. Проведенный литературный анализ позволил найти несколько использующих цветовые модели RGB прототипов, созданных непосредственно для полевых исследований. В работах Сурина В.Г. [17], Булыгина С.Ю. и др. [18,19-21] приведено методика, основанную на использовании различных цифровых фотоаппаратов и фотометров типа ПИФ-М, но все они для контроля освещения использовали различные, зависимо от задачи, оптические эталоны: черной, белый, прозрачный и т.д. Все эталоны размещались непосредственно около исследуемого образца и в обязательном порядке должны были быть в пределах одного снимка, причем их площадь была не менее 50%. В приведенных работах эталон использовался для калибровки фотоаппарата при помощи штатного экспонометра. Создание эталона для робототехнической системы возможно, но технические и эксплуатационные трудности (поддержание эталона в рабочем состоянии, его перемещение среди растений без повреждения и т.п.) представляются значительными. По нашему мнению, использование оптического эталона нецелесообразно и для калибровки нужно разработать иные решения.

## РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЙ

Калибровку по освещению для робототехнического комплекса было предложено выполнить по образцу глаза. В зависимости от яркости освещения зрачок глаза меняется в размерах – при необходимости лучше рассмотреть дальний объект глаза прищуривают, то есть меняют количества света, попадающего на глазницу. Для проведения исследований было принято решение использовать цифровую фотокамеру как устройство, позволяющее

легко варьировать параметры съемки, и обладающее встроенным источником освещения. Варьировать количество излучения, попадающего на сенсор, можно изменением как времени экспозиции, так и числа диафрагмы. Обработку результатов осуществляли с помощью специально

разработанного программного продукта Expert (рис. 1). Для автоматизированной обработки данных информацию о принятом значении времени экспозиции, числе диафрагмы брали из метаданных, которые автоматически включаются в файл формата JPEG.

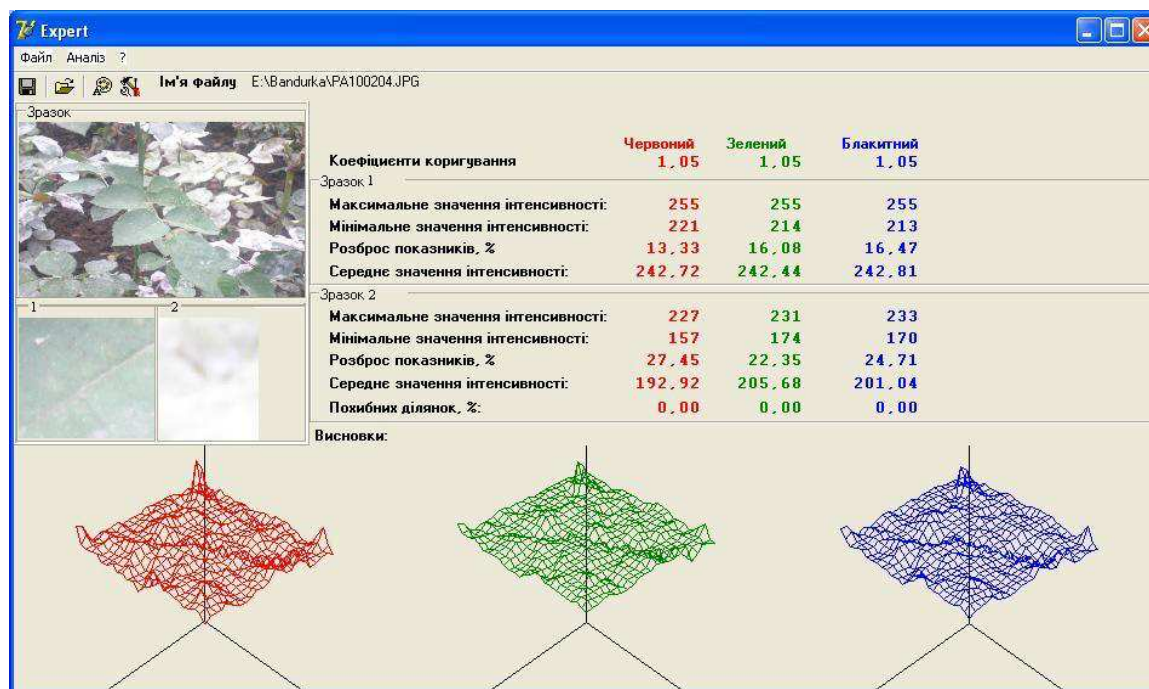


Рис. 1. Рабочее окно программы Expert

Экспериментальные исследования проводились на базе тепличного хозяйства ботанического сада Национального университета биоресурсов и природопользования Украины. Несколько кустов роз было высажено в отдельном парнике, изолированно от остальных растений. Заражение осуществляли путем инокуляции молодых листиков вытяжкой из мицелия мучнистой росы, полученной из частного сада. Исследование было поставлено таким образом, чтобы больное и здоровое растения находились в пределах одного кадра (рис. 1). Исследование проводились днем и вечером при включенных газонаполненных лампах накаливания. Дополнительное освещение организовывалось использованием штатной вспышки фотоаппарата Olympus FE120.

На рисунке 2 показаны данные, полученные при корректировке экспозиции фотоаппарата. Они свидетельствуют о наличии зависимости, особенно для синей и зеленой составляющих. В тоже время,

необходимо отметить, что в эксперименте зараженная мучнистой росой роза находилась в крайне плохом состоянии, и её лечение было бесперспективным. Для производства же важно рассматривать среднее значение показателя интенсивности для листа на начальных стадиях заболевания. Мучнистая роса получила свое название благодаря характерным комочкам белого цвета, напоминающим муку. Разрешающая способность современных фотоаппаратов и web камер превышает несколько миллионов точек и, таким образом, есть возможность выделить непосредственно грибки на поверхности листа. Был предложен следующий алгоритм:

1. Определение показателей RGB всех исследуемых точек (соответствующих листьям и стеблю растения);
2. Вычисление среднего значения для каждой составляющей;
3. Отсев точек, значение показателей RGB которых отличается от среднего по листу более чем на определенный процент (в

дальнейшем эти точки будут называться значения. ошибочными);

4. Повторное вычисление среднего

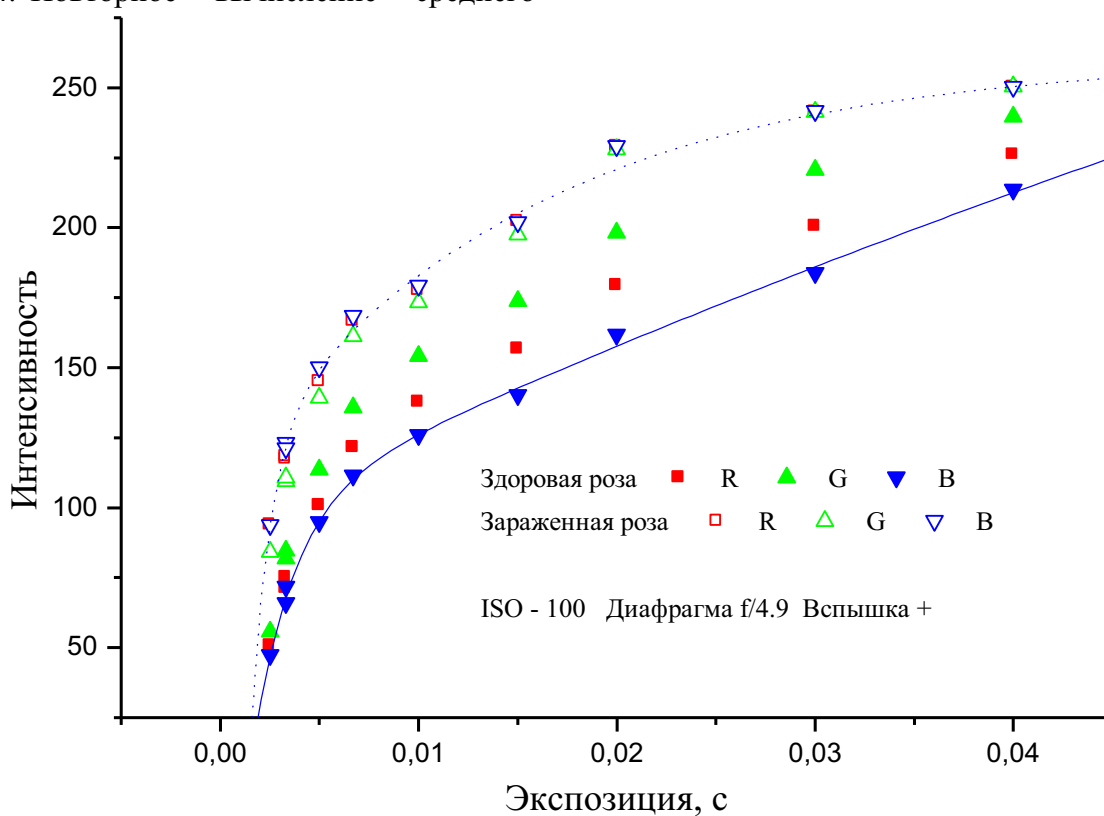


Рис. 2. Зависимость составляющих RGB от времени освещения фотоматрицы для здоровой и зараженной роз

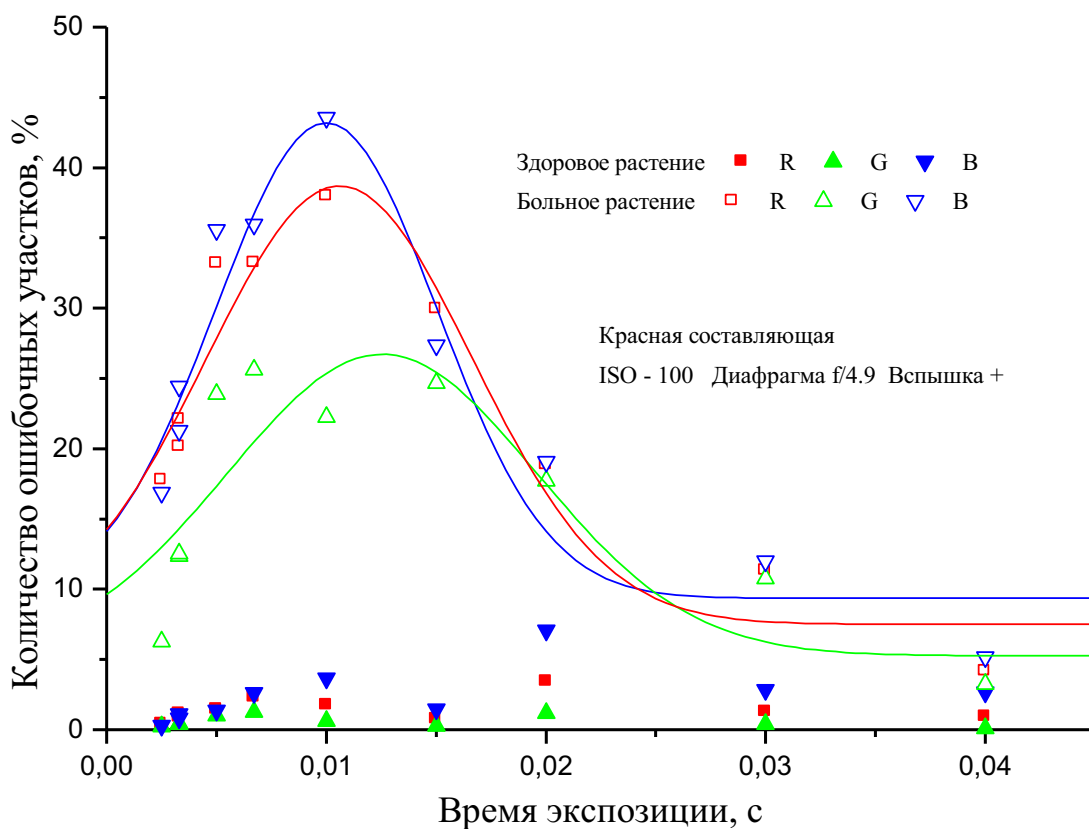


Рис. 3. Зависимость количество ошибочных участков от времени экспозиции

При дополнительных калибровочных исследованиях было установлено что, при допустимом отклонении от среднего на 10%, процент отсеянных участков для здорового растения не превышает 3. В дальнейшем исследования проводили именно при этом значении. Полученные результаты представлены на рис. 3. Для больного растения, зависимость количества ошибочных участков от времени экспозиции описывалась функцией Гаусса, с максимумом при времени экспозиции в 0,01

с. Приблизительно это время экспозиции определялось встроенным экспонометром фотоаппарата. Наибольшая разница значений RGB у синей и красной составляющих.

Для уточнения оптимального времени экспозиции, при выявлении мучнистой росы было проведено дополнительное исследование, посвященное оптическим параметрам растений, на которые выпал конденсат. Полученные результаты представлены на рис.4.

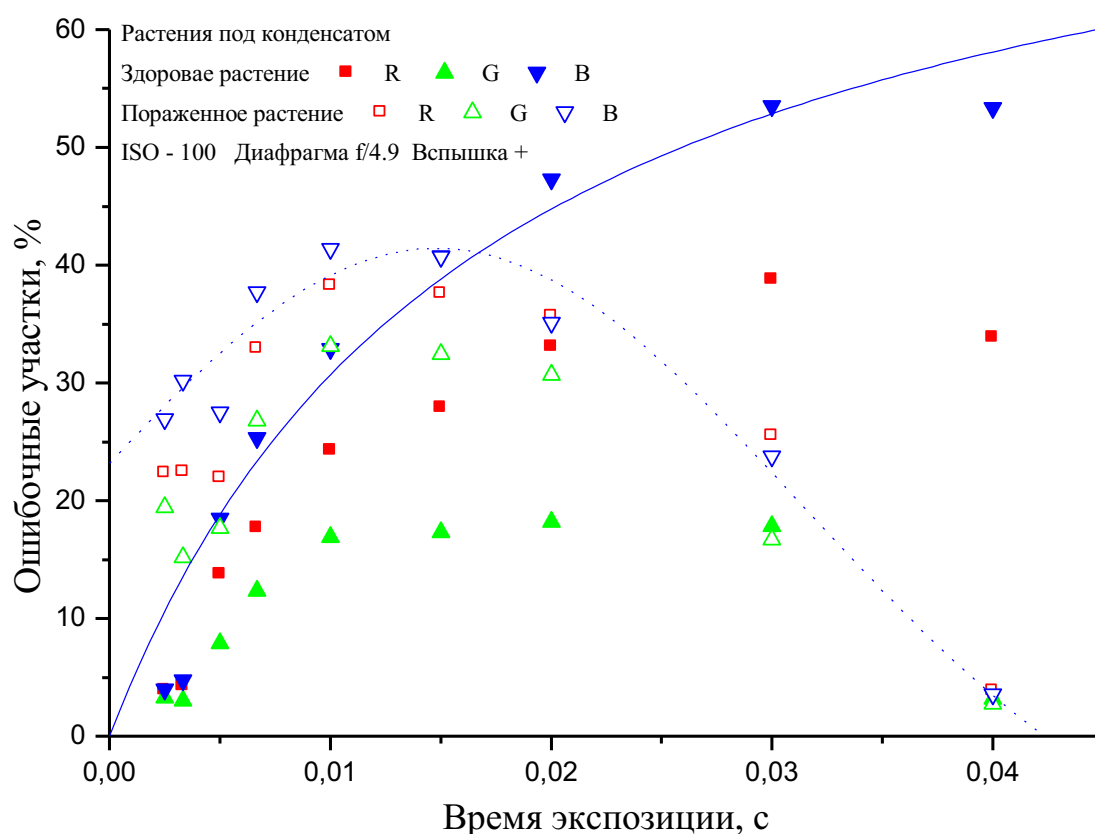


Рис. 4. Зависимость количество ошибочных участков от времени экспозиции при наличии конденсата

Как видно из приведенных данных, если для зараженного растения характер зависимости не изменился, то у здорового растения увеличение экспозиции вызывает гиперболический рост количества ошибочных участков. При коррекции экспозиции в большую сторону относительно рассчитанного фотоаппаратом, количество ошибочных участков на здоровом растении может превысить аналогичный параметр растения с мучнистой росой. По нашему мнению, это связано с блеском осевших на растение

капель конденсата.

## ВЫВОДЫ

Исходя из полученных результатов, были сделаны следующие **выводы**:

1. Выявление мучнистой росы на розе целесообразно проводить исходя из количества участков, отличающихся от среднего значения по листу более чем на 10%;
2. Исследования целесообразно проводить по красной и синей

составляющим аддитивной модели RGB;

3. Оптимальное время экспозиции 0,0025 – 0,01 с.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Bestimmung des Ernahrungszustandes von Mais (*Zea mays* L.) mit Hilfe optischer Methoden. Mitt.der Ges.fur Pflanzenbauwiss.. - Giessen, 1999; Bd.12. – S. 91–92.
2. Study on strawberry harvesting robot. Pt 2. Images based identifications of strawberry barycenter and plucking position / Zhang Tiezhong, Chen Libing, Song Jian. J.China Agr.Univ., 2005; Vol.10, N 1. – P. 48–51.
3. Yamamoto S.; Hayashi S.; Yoshida H.; Kobayashi K. Development of a Stationary Robotic Strawberry Harvester with Picking Mechanism that Approaches Target Fruit from Below Pt 3. Performance Test with a Movable Bench System J. Japan. Soc. Agr. Mach., 2010; Vol. 72, N 5. – P. 479–486, 2010
4. [http://glorfindel.mavrillac.com/~aaron/school/pdf/vanhenten03\\_cucft.pdf](http://glorfindel.mavrillac.com/~aaron/school/pdf/vanhenten03_cucft.pdf)
5. Глорер К., Буркхард Г. Цветущий бизнес. ГЕО. №12(165), 2011. – С. 40–60.
6. Lu R.; Cen H.; Huang M.; Ariana D.P. Spectral absorption and scattering properties of normal and bruised apple tissue. Transactions of the ASABE / Amer. soc. of agriculture and biol. engineering. - St. Joseph (Mich.), 2010; Vol.53, N 1. – P. 263–269
7. Алтухов И.В., Очиров В.Д. Анализ методов и средств определения оптических и терморadiационных характеристик сахаросодержащих корнеплодов. Вестник Алтайского государственного аграрного университета. – Барнаул, 2010; N 3. – С. 68–72.
8. Радченко С.С. Радченко Н.С. Изменения оптических свойств листьев растений в ближнем инфракрасном диапазоне излучения. Продукционный процесс растений: теория и практика эффективного и ресурсосберегающего управления. – Санкт-Петербург, 2009. – С. 315–316.
9. Зыков С.П. Метод ранней диагностики интенсивности роста и засухоустойчивости листовых древесных растений [Использование оптических свойств растений]. Изв.вузов.Лесн.журн., 2003; N 6. – С. 24–28.
10. <http://www.croppro.ca/technology/greenseeker.html>
11. Ямалеева А.А.; Сакаева А.Г.; Ямалеев А.М.; Талипов Р.Ф. Исследование действия индукторов устойчивости на биометрические показатели, оптические свойства и лектины растений ячменя. Итоги биологических исследований 2004 / Башкир. гос. ун-т. Уфа, 2004; Вып. 8. – С. 60–66.
12. Беденко В.П. Работы Г.А. Тихова в изучении оптических свойств растений: (К истории исследований фотосинтеза в Казахстане). Изв. АН КазССР. Сер. биол., 1990; Т. 4. – С. 85–88.
13. Lee D.W.; Patel S.L. Leaf and canopy optical properties of five winter crops in Maharashtra, India . Trop. Agr, 1987; Т. 64. N 4. - p. 329-332.
14. Heilman J.L.; Kress M.R. Effects of vegetation on spectral irradiance at the soil surface. Agron. J, 1987; Т. 79. N 5. - p. 765-768.
15. Philipp R. Phasentrennung reduziert.Flussiges Obst, 1999; Jg.66,N.10. – S. 586–587.
16. Филатов В.В. Азизов Р.Р. Методы определения оптических свойств материалов [Пищевые покрытия]. Хранение и перераб.сельхозсырья, 2009; N 7. – С. 40–43.
17. Сурин В.Г. Метод определения оптических характеристик листьев в полевых условиях [На примере березы]. Лесоведение, 2001; N 2. - С. 70–75.
18. Булигін С.Ю., Гайбура Н.А., Опришко О.О., Бідолах Д.І. Визначення умісту гумусу в ґрунті неконтактним методом. Вісник аграрної науки. – К. – 2005. - №4. – С. 34–37.
19. Булигін С.Ю. Опришко О.О., Андріішина М.В. Експрес-методика визначення умісту гумусу в ґрунті на базі цифрового апарату. Актуальні питання електрифікованих технологій АПК та прикладної біофізики. ЕТБР – 2010: матер. Міжвуз. Наук. – практ. конф. м.Мелітополь, 9-12 червня 2010 р./ М-во аграрної політики України. Мелітополь : Люкс, 2010. С. 35–36
20. Freudenthal A. M. 1950. The inelastic behavior of engineering materials and structures

/ A. M. Freudenthal, John Wiley and Sons, Inc.,  
– 587.

21. Nowacki W. 1963. Teoria pelzania /  
W Nowacki. – Arkady, – 170.

DETERMINATION OF DEFORMATION OF  
POLYMERIC TAPE IN THE PROCESS OF  
PACKING

**Summary.** An analysis is conducted and basic dependences which give an opportunity to set deformations of polymeric tape depending on tensions are expounded, and also to take into account them during planning of machines and equipment, which carries out the wrapper bale of silage.

**Key words:** deformation, tension, polymeric tape, pressurizing of bale wrapper, creep.

УДК 631.3:360.172

## STRUCTURALLY-TECHNOLOGICAL METHODS OF PROVIDING OF RELIABILITY OF AGRICULTURAL TECHNIQUE BY COMPUTER HOLOGRAPHY

Sergey Karabiniosh

National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine  
Heroiv Oborony Str. 15, Kiev, 03041, Ukraine

**Summary.** There are the aspects of providing reliability of elements of agricultural machines are considered structurally-technological methods during realization of control of their application computer holography in paper. Examples of holograms, which show on possibilities realization of non-destructive control holography are made.

**Key words:** agricultural machines, computer holography, loading, selection, interference stripe, technological process.

### 1. INTRODUCTION

Modern agricultural machines and equipments of farms have a difficult complex of physical and mechanical properties. The parts of these machines exploit at considerable productive speeds and technological loading. They work in aggressive environments, have a considerable gradient of temperatures and other. Development of scitech decides the task of providing to reliability of agricultural machines by realization of structural, technological, operating, repair methods, and also backuping of the basic systems [6].

In modern terms the problem of providing of reliability of agricultural machines, their elements is settled by a search creation of new materials, elements of constructions, combination of methods of treatment, strengthening of working surfaces in such combinations, which was before acknowledged practically by impossible or even harmful [5, 8].

In the conditions of providing of high quality of making of parts, elements of constructions, their combination in interfaces is practically impossible without application of modern methods of non-destructive control [2, 3, 4].

Every construction during all term of her exploitation must satisfy to all requirements of

effective exploitation, and also terms of absence of destruction local or general, remaining deformations, damages of pin surfaces, origin of defects, damages and many other. The technical state of machine must satisfy effective external exploitation [9].

### 2. MATERIAL AND METHODS

Going of parameters of the technical state of parts beyond the set limits, when a machine or her elements dissatisfy to the set norms determine as maximum and impermissible for practical environments [11]. For the estimation of possibility of reliable work of machine it is needed to control these descriptions, and especially value of sizes of possible parameters, them stochastic descriptions of distribution of parameters of the technical state and probability of faultless work [1, 11]

Descriptions of materials, technical state of parts it is determined from one side by structural parameters, and from other, by mechanical properties.

Physical and mechanical properties of working surfaces of materials of parts differ in comparatively the small values of dispersions of sizes, will give out loading, microstrain, long of loading, by the tensely-deformed state and there can be the dispersions presented in a narrow



enough interval at the possible state of working surfaces of parts [17, 18].

### 3. RESULTS AND DISCUSSION

The results of experimental researches are characterized by stability of pictures of computer holograms [7, 10, 20]. In the conducted researches, for example element to the ploughshare of plough (Fig. 1) with 25 multiple repeated, fixed computer holograms practically similar picture, that enabled to assert: this detail is made without present defects and can be effectively exploited during the certain period of time.

After the condition of experience a detail (ploughshare) was made in accordance with the norms of technical documentation and in obedience to the working drawings. In the process of experimental researches of detail it was loaded in accordance with the worked out methods by a mechanical method (it is differentiated at first, then complex), by a compression with a rollup [12-14]. Such type of loading answers the operating terms of the use of ploughshares.

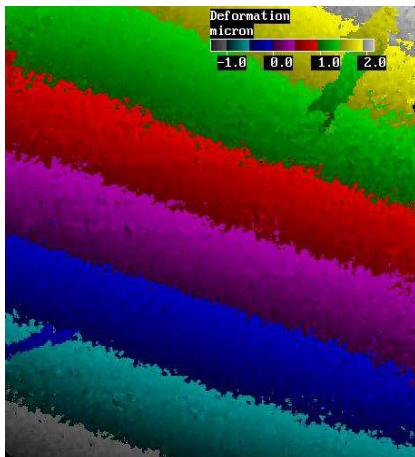


Fig. 1. Computer hologram to the ploughshare of plough, made in obedience to the norms of the working drawings

On absence of damages and defects character of hologram, placing of the coloured stripes specifies is without visible anomalies. A presence on the hologram of scale enables to define the sizes of microstrain in every point of part and work out a mathematical model, which allows adequately the real data to describe the physical process of microstrain under an action

certain after a form, kind and size of loading which would answer the real terms of exploitation of parts.

On the other hand, investigated a ploughshare, in which the parameters of construction elements were set specially by such which do not answer the requirements of designer documentation (a sock or chisel is returned on 5°). Thus, the structural parameter of detail was wrong set beforehand. The got hologram is brought around to Fig. 2.

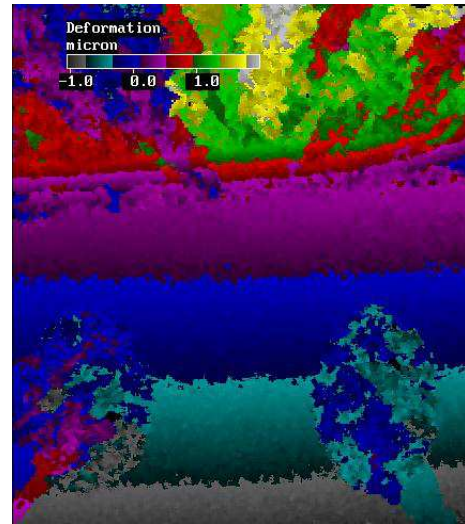


Fig. 2. Computer hologram to the ploughshare of plough with a wrong construction element (the sock of detail is set despite structural norms)

A ploughshare was also loaded with a mechanical method how and parts in first case. Holograms testified to the error of establishment of structural element a presence on them of indignations and anomalies.

Analyzing the state of holograms, resulted on Fig. 1 and 2, it is possible to assert that in first case have correct connection of structural elements with correctly neat materials. As results of operating tests showed ploughshares, which were made on technology which answers the requirements of designer documentation have longevity on 10 - 12 %, and on occasion even to 17 - 19 % higher, than those which are made with violation of norms of constructing. It follows notices, that the second type of detail descriptions which answered the requirements of standards practically had it, and the presence of defects in the areas of connection was limited to technological control on making of parts.

Distribution of size of microstrains, and also size of dispersion of distribution of stochastic sizes it is resulted after total values from all selection from the array of data of all holograms at the mechanical loading (compression) on the example of ploughshares. The results of stochastic researches matter very much from the selection of structural elements or picked up thread parts and knots, as indexes of form of construction can change the values within the limits of one surface [16]. Largely on reliability of all construction or complete set of elements distribution of indexes of durability, value of coefficients of margin of safety influences [4, 15] and distribution of actual deformations of surfaces of parts is under the action of loading. The value of parameters of distribution of these sizes must be taken into account foremost at the choice of material. It is determined the terms of reliability, that the offensive of limit of the possible loading is arrived at by the proportional loading of construction. A maximum value to the parameter is the function of the set admittance on remaining deformation of construction and ordinary methods it is difficult determined.

Substantial influence is on the origin of defects in constructions, especially welding, do the fields of initial tensions, related directly to the correct choice of material and type of construction, without the present concentrators of tensions and study at photographic [9, 19]

The sizes of micro strains presented on a hologram confirm the rightness of version about the choice of material for the ploughshares of ploughs (steel of 45JI), which in the conditions of natural area of Ukraine have satisfactory reliability indexes and yield to the processes of strengthening and conditioning of sharpening. For the presented holograms mathematical models which allow to define the limits of possible exploitation of this type of parts are expected.

Research of parts, made from different materials, for example: cast-iron (CЧ- 18), aluminum (AJI- 9), polymers (polyethylene, polyamide), carbon, and also metal - polymer is reinforced, in accordance with the worked out methods, enabled to fix computer holograms which over are brought in text or in additions of dissertation work. In researches applied all types of loading.

Thus computer holography allows applying the construction method of providing and providing of reliability of agricultural technique, which is used to agriculture of Ukraine.

The technological processes of making and component of machines of the agricultural setting overhaul must with the least expenses of time and facilities to inflict the necessary level of quality and reliability of parts of agricultural machines. Providing of high reliability of technique indexes is possible only at complex combination of structural and technologically-repair methods, especially, for machines and their elements which worked a reappearing resource.

As known [5, 10] reliability indexes do not have direct direct connection with parameters which characterize implementation of technological operations of making of parts or proceeding in their capacity. The sizes of parameters of the technical state largely influence on operating reliability of machines: on firmness to the wear and fatigue, to influence of heterogeneous environments, temperature loading, moments, and others like that. Level of reliability of machine, which is mortgaged at constructing, determined largely by technological discipline at their making or proceeding in the capacity of component elements (of parts), whether repair of machine on the whole. The level of perfection of technology of making or repair determines the level of reliability of wares [8, 12, 13]. In the process of making of parts due to imperfection of technology or subzero productive discipline there are various defects in parts, control allows to avoid which after a productive process by means of different methods and methods.

On the other hand, the technological process of making or proceeding in parts must be examined as a difficult dynamic system with multi-layered intercommunications. The system of determination of technologicalness includes an only complex, which is based on combination actually of technological sequence of implementation of operations, equipment, rigging, instrument, and also methods and controls, organization of productive process, auxiliary and transporting facilities, environments, and others like that. All these components of the single system are in

permanent motion and change, that specifies on the stochastic of passing of process, his parameters carry probabilistic nature and are casual [10, 16]. From one side, a sequence and quality of implementation of technological operations, methods and modes of treatment, influence directly on wearproofness, corrosive firmness, durability, stability of physical find mechanical properties, and from other - objective and subjective factors also influence on quality of implementation of technological operations [16].

On Fig. 3 a hologram over, which recreates and confirms the rightness of the chosen mode of treatment of pin of billow (sharpening and diamond pressing), is brought.

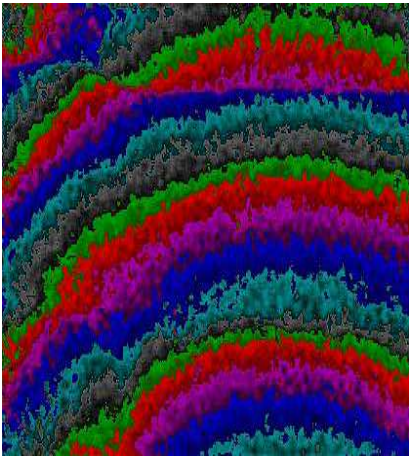


Fig. 3. Computer hologram of pin of billow to the machine-tool (rational mode of treatment of working surface).

The technological systems are a characteristic to change the structure of the system of making of wares, enter additional elements in a productive process, such as: control operations, conduct laying out of implementation of difficult operations on the greater amount of transitions, to create more hard requirements to their realization, at the reasonable change of the modes, that directly influences on the level of reliability of agricultural machines both at making and at repair.

Together with that, what perfect a construction of machine or her component elements, high-quality making or repair, was not it is impossible to provide without the proper control on all stages of their creation.

Property of reliability – longevity is provided by stability of geometrical sizes of wares and them physical and mechanical parameters which are set under making or proceeding in parts. Without accordingly the adjusted control after the process of making or repair of technique it is impossible to create and make a reliable machine. The row of the conducted experimental researches allowed to set a complete fitness and necessity of realization of computer holography as one of optimal methods of non-destructive control after quality of making of parts or process of proceeding in threadbare.

Thus took into account influence of operating terms on longevity of objects, stochastic of processes of both making and use. Results are got by fixing of computer hologram (Fig. 4) from the surface of detail show on considerable rejections in quality treatment.

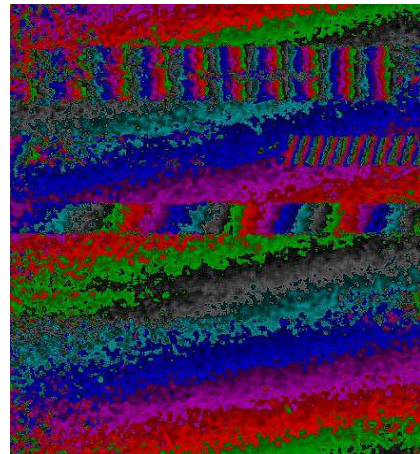


Fig. 4. Computer hologram of pin of billow to the machine-tool (unsatisfactory mode of treatment of working surface).

For realization of the offered methodical recommendations the size of influence of rightness of choice of parameters of making of parts was certain at first, and then is influence of technological parameters on quality of proceeding in threadbare or such which lost the capacity of parts.

The considerable anomaly of stripes on a computer hologram is brought around to pic. 5 shows that this method at all advantages has considerable defects, does not enable to assert about quality surfaces at application of the chosen technology of treatment. In accordance with the plan of experimental researches works

were conducted from the exposure of rational method or method of proceeding in such agricultural machines which lost a capacity.

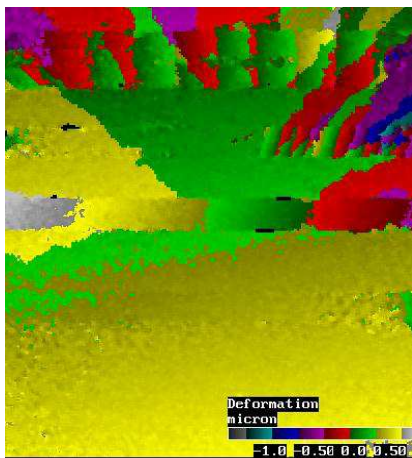


Fig. 5. Computer hologram of bilow picked up thread electro-pin welding on of ribbon from steel 40 X.

Researchers conducted in accordance with the worked out methods of development of the optimal modes of making of parts of agricultural machines with ten's repeated of parts for the exception of chance on the results of experiment [11. 14].

To that end investigated the technical state of working surfaces of parts picked up thread the most modern methods or methods of repair production. To such methods belong: electrical welding, gas-thermal and plasma surfacing, electro-pin baking a lot of metallic layer, electrolytic methods of causing of surface et all. One of most economic and ecologically expedient is the use of the electro-pin welding on of metallic layer.

Due to simplicity and availability of equipment, materials perspective method of proceeding in parts it is possible to realize galvanic coverage's practically in all links of repair production. It follows also to notice that providing of efficiency of galvanic processes at proceeding in parts and them wide distribution is possible mainly, only due to the correctly adjusted non-destructive checking system. In productive terms quality of galvanic coverage's is checked up by an external review and intention of sizes, for example: chroming surfaces. Such approach does not allow adequately estimating the level of quality of the picked up thread surfaces and provide reliability

of machines which repair. Presence of latent sub superficial defects (Fig. 6), reduced by computer holography does not enable to use parts which can create a situation near to the emergency.

On presented on Fig. 6 to the computer hologram an evidently latent defect is sub superficial stratification. At control an external review it was impossible to reduce this defect and a detail answered all requirements of normatively-technical documentation.

One of the most effective methods of proceeding in the capacity of working surfaces of parts of agricultural production there is surfacing under the layer of gumboil and welding works under cover of rare gases, aquatic steam, under gas flame defense and many other. The picked up thread surfaces have high quality and provide reliable and of long duration exploitation with a remaining resource not less than 80% from new.

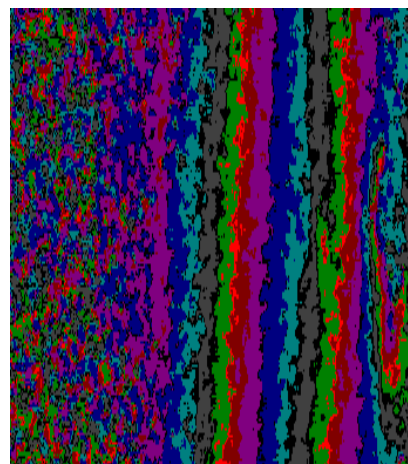


Fig. 6. Computer holography of finger of reciprocator of internal combustion, picked up thread by chrome-plating

About absence of defects of superficial layers of surfaced metals under cover of neutral gas of argon the brought testifies around to Fig.9 computer hologram. For a detail is a representative it was used pin of bilow of pert of giving mechanism beet-lifting to the combine of (PKC-6Б), surfaced a wire (1,0CB-08Г2C) and polished to the nominal size. The size of wear presented a 0,15 mm, and surface of pin small ovality. Surfacing works were conducted without previous treatment of detail with the purpose of leading out of tracks of wear for complication of terms of experience exposure of

additional non-destructive checking features by holographic methods. Possibilities of the computer program allow investigating the separately distinguished areas of surfaces of good of detail or surface of base element of machine by means of holograms.

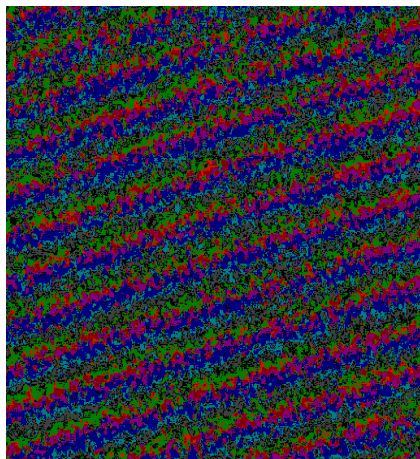


Fig. 7. Computer hologram of surface of detail, surfaced in the environment of argon

Brought around to pic. 8 distribution of size of micro strain along the chosen line testifies to absence of internal damages in a surfaced layer, and the insignificant increase of size of micro strain specifies on the change of size of loading of detail during experience. There is also possibility to study the change of physical and mechanical properties of superficial layers of good along the chosen line, and which characterizes possible changes in the body of good during the test of him for the exposure of imperfect structures.

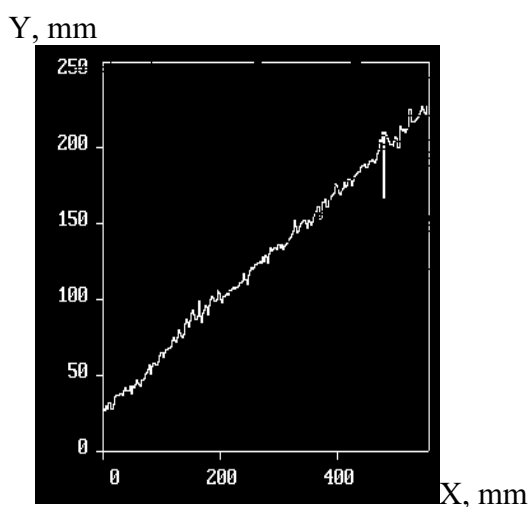


Fig. 8. Distribution of size of micro strain is along the line chosen on a hologram

Examples are made brightly demonstrate possibilities of computer holography at non-destructive control of parts of agricultural machines. It is necessary to mark; that in this work a two-bit/pl over of examples is brought from types of the conducted researches from providing of reliability of machines by means of computer holography. On Fig. 10 a hologram over of glass of bearing surfacing is brought by a wire (1,6 НП-30ХГСА) under the layer of gumboil of (AH-348A) and gnawed through by means of chisel with a hard-alloy plate.

Simplicity of method of control allows him to realize on the enterprises of agricultural engineer, service enterppic.s, proof-of-concept stations. There are possibility creations of the portable systems, which can be based on motor-car platforms and conduct works from control even in the field terms. Corresponding experimental researches were also conducted on a base Gent's of university for the test of parts in the conditions of their direct exploitation.

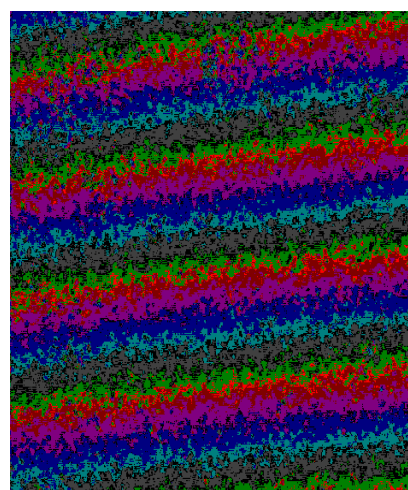


Fig. 10. Computer hologram of detail, the surface of which surfacing under the layer of gumboil

#### 4. CONCLUSIONS

Thus computer holography, as a method of non-destructive control allows to realize the structural, technological and repair methods of providing of reliability of agricultural machines. It follows notices, that holographic methods enable to reduce the latent defects of parts of agricultural machines and create pre-conditions of choice of method of proceeding in a capacity and increase of reliability of machines, what the brought holograms over testify to. For providing

of high-quality study of the technical state of agricultural machines by means of holography it is necessary to create terms, when on a computer hologram contrasting interference stripes appeared highly. For today by the questions of control of agricultural machines, equipment and instruments failed to appear holographic and optical methods and, accordingly, researches of terms of photographic surfaces of parts and knots of machines were not conducted, including agricultural.

The results of researches, analysis of these literary sources specify on absolute actuality in realization of such works and them practical value on business of increase of reliability of agricultural technique.

## 5. LITERATURE

1. Бетхер Х., Эпперляйн И., Ельцов А. Современные системы регистрации информации. it is Saint Petersburg: Synthesis, 1992. – 328 с.
2. Белокур И.П. Дефектология и неразрушающий контроль: Учебное пособие. – К. : Higher school, 1990. – 204 с.
3. Белокур И.П., Батюк И.М., Жданов И.М., Контроль технического состояния сварных конструкций. – К.: Знание, 1980. – 24 с.
4. Бойко А.И., Карабиньош С.С., Новицкий А. В. Компьютерная голография – новая перспективная область исследований в области обеспечения надежности машин // Журнал «Техник АПК». – 1999. – №5. – С. 32–33.
5. Бойко А.И., Карабиньош С.С., Новицкий А.В., Сиволапов В.А. Обеспечение надежности сельскохозяйственных машин технологическими методами: Сборник ХДТУСГ. it is Kharkiv, 2003. it is Producing 17. – С. 47–53.
6. А.Boyko, А.Bondarenko, К.Dumenko. Theoretical дослідження надійності методики кукурудзозбиральної техніки при використанні резервування. – LUBLIN, MOTROL, 2011, 13A. – P. 131–140.
7. Vanspeybroeck Ph.Vanspeybroeck Ph., Boone P., Karabinesh S. Evaluation of the of Rapid Crack Propagation Phenomena in pressurized of Polyethylene Pipes by of Holographic Interferometry. – 13-th of Plastic Fuel Gas Pipe Symposium, San Antonio, Texas, USA, 1-4.11.93, 10 p.
8. Елизаветин М.А. Повышение надежности машин. – М.: Машиностроение, 1978. – 185 с.
9. Ерф К. Голографические неразрушающие исследования. /Trudged. с eng. – М.: Машиностроение, 1979. – 446 с.
10. Зорин В.А., Бочаров В.С. Надежность of machines. it is Eagle: ОрелГТУ, 2003. – 549 с.
11. Карабиньош С.С.. Optical holography is an effective method of non-destructive control : 36. sciences. pr. of НАУ. – К.: 1999. – Т. 5. – С. 43–48.
12. Карабиньош С.С. Complex approach in a question to the increase of reliability of agricultural machines : 36. sciences. pr. of НАУ. - К.: 1999. – Т. 5. – С. 50-57.
13. Карабиньош С.С. Approach of the systems to the increase of reliability of agricultural machines : 36. sciences. pr. of НАУ. – К.: 1999. – Т. 2. – С. 54–62. 87
14. Карабиньош С.С., Сиволапов В.А., Новицкий А.В. Computer holography is a structural method of providing of reliability of machines. 36. sciences. pr. of НАУ. – К.: 2003. - Т. 60. – С. 184–189. 94
15. Неразрушающий контроль и диагностика: Справочник./ Ключев В.В., Пинетрес Ф.Р., Ковалева А.В./Под общ. editor. В.В. Ключева В.В. – М.: Машиностроение, 2005. – 656 с.
16. Проников А.С. Параметрическая надежность машин. – М.: МГТУ of им. of Баумана, 2002. – 560 с.
17. Boone P, Vanspeybroeck Ph., Karabinesh S.S. Brittle of crack propagation in plastics pipes analyzed by holographic interferometry.- of Brussels, Nondestructive of testing and image processing, S.S., 1993. – Session 5. – P. 325–334.
18. А.Ропов, В.Вутак, Д.Марченко. Определеие of напряженно-деформированного состояния тел at их контактном взаимодействии. Контактная task. – LUBLIN, MOTROL, 2011, 13A. – P. 13–24.
19. Лобанов Л.М. Автоматический компьютерный анализ голографических интерферограмм at неразрушающем контроле качества материалов и элементов конструкций // Автоматическая сварка. – 2002. – №10. – С. 8–14.

20. Островский Ю.И. Голография и ее применение. – Л.: Science, 1973. – 320 с.

**КОНСТРУКТИВНО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ  
МЕТОДЫ ОБЕСПЕЧЕНИЯ НАДЕЖНОСТИ  
СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОЙ ТЕХНИКИ  
КОМПЬЮТЕРНОЙ ГОЛОГРАФИЕЙ**

**Аннотация.** В статье рассмотрены аспекты розглянуто аспекти обеспечения надежности сельскохозяйственной техники конструктивно-технологические методами при реализации контроля их применения компьютерной голографией. Приведены примеры голограмм, которые показывают на возможности реализации неразрушающего контроля голографией.

**Ключовые слова:** сельскохозяйственная техника, компьютерная голография, навагрузканя, виборка, интерференционная смуга, технологический процесс.

## OPTIMIZATION OF START-UP MODE OF THE SCRAPER CONVEYOR

Vyatcheslav Loveykin, Olga Kostyna

National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine  
Heroiv Oborony Str. 15, Kiev, 03041, Ukraine

**Summary.** The paper is devoted to optimization technique of start-up mode of scraper conveyor. The criterion, which is selected to estimate the motion mode of the conveyor, is the root-mean-square deviation of accelerations of conveyor chain and the masses' center of scrapers with chain and cargo. The optimum motion mode of system and the law of change of the driving moment, which leads dynamic loadings to minimum, is received.

**Key words:** scraper conveyor, mathematical model, dynamic loadings, optimum motion mode, differential equation of motion.

## 1. INTRODUCTION

By the previous theoretical researches [8, 9] we have defined that in the chain of the scraper conveyor arose oscillatory processes with considerable change of velocity and acceleration during start-up. Such processes have been caused by dynamic loadings in conveyor chain and drive elements. All these lead to the premature destruction and decreases reliability of conveyor work.

In order to solve such problem it is necessary to minimize dynamic loadings by means of choosing optimum law of motion of the scraper conveyor during start-up.

To optimize the traffic controls often use variational calculus, which gives the chance to obtain smooth operating functions. It allows to "soften" motion mode of system.

## 2. MATERIAL AND METHODS

Work [10] is devoted to research the optimization of motion modes of different mechanical systems.

In paper [12] technique for solving optimization problems of motion of mechanical systems, using direct variation method, is described. The authors have minimized the root-mean-square value of dynamic component of driving forces of the mechanical system.

In work [11] the way for elimination the fluctuations of cargo during start-up of the crane crab is considered. As optimization criterion of the transitive mode is accepted quadratic difference of velocity of the crane crab and cargo.

Works [7, 15, 16] deal with mathematical models construction and research of dynamic processes, which arise in conveyors with chain.

Research [7] is devoted to mathematical model for definition loadings in driving mechanism and chain of the scraper conveyor with two-high-speed asynchronous electric motors on example of coal transportation.

However investigation of optimization motion modes of scraper conveyors for transportation of agricultural cargoes practically weren't carried out.

Therefore the research objective is the optimization start-up mode of the scraper conveyor for minimization of dynamic loadings which arise in chain and drive elements of the conveyor.

## 3. RESULTS AND DISCUSSION

Optimization of start-up process is carried out with use of four-mass dynamic model of the scraper conveyor (fig. 1). Non-working branch of the conveyor is not taken into account, because from the previous researches we have



established that its influence on motion character is insignificant.

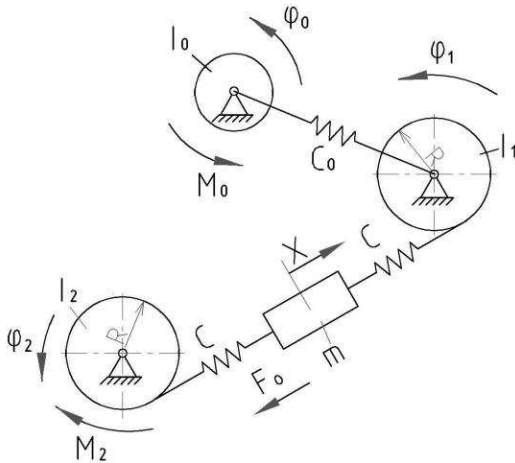


Fig. 1. Dynamic model of the scraper conveyor.

Constructing mathematical model, we have made such assumptions:

- all elements of the scraper conveyor are absolutely hard bodies, except elements of the transfer mechanism and chain, which have elastic properties.

- body of driving mechanism of the conveyor and shafts' bearings of traction sprocket and tension sprocket are fixed absolutely rigidly.

The set of the differential equations, which describes dynamic processes in the scraper conveyor, is made on the basis of the accepted dynamic model with use of d'Alembert's principle and looks so:

$$\begin{cases} I_0 \ddot{\varphi}_0 = M_0 - c_0(\varphi_0 - \varphi_1); \\ I_1 \ddot{\varphi}_1 = c_0(\varphi_0 - \varphi_1) - cR(\varphi_1 R - x); \\ m \ddot{x} = c(\varphi_1 R - x) - c(x - \varphi_2 R) - F_0; \\ I_2 \ddot{\varphi}_2 = cR(x - \varphi_2 R) - M_2, \end{cases} \quad (1)$$

where

$$\begin{aligned} M_0 = & (mR^2 + I_0 + I_1 + I_2) \ddot{\varphi}_2 + \left\{ \frac{I_0}{c_0} \left[ \frac{c_0}{c} \left( m + \frac{2I_2}{R^2} \right) + mR^2 + I_1 + I_2 \right] + \right. \\ & \left. + \frac{m}{c} \left[ I_1 \left( 1 + \frac{2I_2}{mR^2} \right) + I_2 \right] \right\} \varphi_2 + \frac{mI_0 I_1 I_2}{c_0 c} \varphi_2 + M_2 + F_0 R. \end{aligned} \quad (2)$$

Integral functionals are used as criteria to estimate the motion modes of machines. They depend on motion modes of mechanisms. Functionals display dynamics of machines taking into account constructed mathematical model [12]. As these criteria display undesirable

$I_0$  - the inertia moment of elements of the driving mechanism, which are erected to an axis of the power shaft;

$I_1, I_2$  - the inertia moments of driving shaft and tension shaft of the conveyor concerning own axes of rotation;

$\varphi_0, \varphi_1, \varphi_2$  - angular coordinates of turn respectively of driving mechanism, driving sprocket and tension sprocket of the conveyor;

$x$  - linear coordinate of masses' center of the working branch of the conveyor;

$m$  - mass, which is concentrated on the working branch of the conveyor;

$c_0$  - stiffness coefficient of driving mechanism, which is erected to the turning axis of the power shaft;

$c$  - stiffness coefficient of the traction chain of the conveyor;

$R$  - radiuses of driving sprocket and tension sprocket;

$M_0$  - the start-up torque on motor shaft, which is erected to the turning axis of the power shaft;

$M_2$  - moment of resistance arising from scooping cargo by scrapers, which is erected to the turning axis of the tension shaft.

$F_0$  - resistance force from the moving of the working branch of the conveyor.

From the equations of system (1) we have found linear coordinate of the centre of masses of conveyor's working branch  $x$ , angular coordinates of turn of driving mechanism  $\varphi_0$ , driving drum  $\varphi_1$ , and also the start-up torque  $M_0$ , using angular coordinate  $\varphi_2$  and its derivatives. Herewith the driving moment looks like:

properties of mechanisms, that's why they should be minimized.

Estimation criterion of motion mode of the scraper conveyor during start-up is the root-mean-square deviation of accelerations of chain during the moment of running on driving drum and the center of masses of scrapers with chain

and cargo. Taking into account the equation of system (1), criterion looks like:

$$I_{12} = \left[ \frac{1}{t_1} \int_0^{t_1} f_{12} dt \right]^{1/2}; \quad (3)$$

where  $t_1$  - time of acceleration of the conveyor.

$$\frac{\partial f_{12}}{\partial \varphi_2} - \frac{d}{dt} \frac{\partial f_{12}}{\partial \dot{\varphi}_2} + \frac{d^2}{dt^2} \frac{\partial f_{12}}{\partial \ddot{\varphi}_2} - \frac{d^3}{dt^3} \frac{\partial f_{12}}{\partial \ddot{\varphi}_2} + \frac{d^4}{dt^4} \frac{\partial f_{12}}{\partial \varphi_2} - \frac{d^5}{dt^5} \frac{\partial f_{12}}{\partial \varphi_2} + \frac{d^6}{dt^6} \frac{\partial f_{12}}{\partial \varphi_2} = 0. \quad (5)$$

As function  $f_{12}$  depends from  $\varphi_2^{IV}, \varphi_2^{VI}$ , thus equation (5) becomes:

$$\frac{\partial f_{12}}{\partial \varphi_2} = \frac{\partial f_{12}}{\partial \dot{\varphi}_2} = \frac{\partial f_{12}}{\partial \ddot{\varphi}_2} = \frac{\partial f_{12}}{\partial \varphi_2} = 0,$$

$$\frac{d^4}{dt^4} \frac{\partial f_{12}}{\partial \varphi_2} + \frac{d^6}{dt^6} \frac{\partial f_{12}}{\partial \varphi_2} = \left( \frac{1}{c} (mR^2 + I_2) \varphi_2^{IV} + \frac{mI_2}{c^2} \varphi_2^{VI} \right)^2 = 0. \quad (6)$$

In order to simplify the solution are accepted such designations:

$$\frac{1}{c} (mR^2 + I_2) = a, \quad \frac{mI_2}{c^2} = b$$

Having defined partial derivatives and time derivatives for the equation (6), we have obtained:

$$a \varphi_2^{VIII} + 2ab \varphi_2^X + 2b \varphi_2^{XII} = 0. \quad (7)$$

We have defined the general solution of the equation (7). For this purpose we have found roots of the characteristic equation. Considering that  $\varphi_2 = e^{\lambda t}$ , we have written down the equation (7) so:

$$\varphi_2(t) = C_1 + C_2 t + C_3 t^2 + C_4 t^3 + C_5 t^4 + C_6 t^5 + C_7 t^6 + C_8 t^7 + C_9 e^{-27,21t} \sin(27,21t) + C_{10} e^{-27,21t} \cos(27,21t) + C_{11} e^{27,21t} \sin(27,21t) + C_{12} e^{27,21t} \cos(27,21t) \quad (9)$$

where  $C_1, \dots, C_{12}$  - constants of integration, which are determined from the initial conditions of motion.

$$\text{when } t = 0 \Rightarrow \varphi_2 = 0, \dot{\varphi}_2 = 0, \ddot{\varphi}_2 = 0, \ddot{\varphi}_2 = 0, \varphi_2^{IV} = 0, \varphi_2^V = 0;$$

$$\text{when } t = t_1 \Rightarrow \dot{\varphi}_2 = \omega_y, \ddot{\varphi}_2 = 0, \ddot{\varphi}_2 = 0, \varphi_2^{IV} = 0, \varphi_2^V = 0, \varphi_2^{VI} = 0,$$

where  $\omega_y$  - the settling velocity of turn of a tension shaft.

Having defined integration constants, we have put them in expression (9) and have received the optimum law of motion of tension drum.

By means of this mode, using the equation of system (1), optimum motion modes of driving mechanism and driving drum of the

$$m = 76 \text{ kg}; I_0 = 0,7435 \text{ kg} \cdot \text{m}^2; I_1 = I_2 = 0,00171 \text{ kg} \cdot \text{m}^2; c_0 = 7378 \text{ H} \cdot \text{m}/\text{rad};$$

$$c = 1,3 \cdot 10^6 \text{ N}/\text{m}; R = 0,0535 \text{ m}; M_2 = 0,55 \text{ N} \cdot \text{m}; F_0 = 1350 \text{ N}; v = 1,5 \text{ m}/\text{s}; t_1 = 1 \text{ s}.$$

$$f_{12} = (\ddot{\varphi}_1 R - \ddot{x})^2 = \left( \frac{1}{c} (mR^2 + I_2) \varphi_2^{IV} + \frac{mI_2}{c^2} \varphi_2^{VI} \right)^2, \quad (4)$$

Euler-Puasson's equation [2] is minimum criterion condition (3) with subintegral expression (4):

$$e^{\lambda t} (a\lambda^8 + 2ab\lambda^{10} + 2b\lambda^{12}) = 0.$$

where  $\lambda$  - the root of the characteristic equation.

$$\text{As } e^{\lambda t} > 0, \text{ so } a\lambda^8 + 2ab\lambda^{10} + 2b\lambda^{12} = 0.$$

As a result of the executed calculations for the conveyor with parameters

$m = 76 \text{ kg}; I_2 = 0,00171 \text{ kg} \cdot \text{m}^2; R = 0,0535 \text{ m}; c = 1,3 \text{ N}/\text{m}$ , we have found the roots of the characteristic equation:

$$\begin{aligned} \lambda_1 = \lambda_2 = \lambda_3 = \lambda_4 = \lambda_5 = \lambda_6 = \lambda_7 = \lambda_8 = 0, \\ \lambda_9 = -27,21 - 27,21i, \\ \lambda_{10} = -27,21 + 27,21i, \\ \lambda_{11} = 27,21 - 27,21i, \\ \lambda_{12} = 27,21 + 27,21i. \end{aligned} \quad (8)$$

As we have eightfold-degenerate and complex roots of the characteristic equation (8) the solution of the differential equation (7) looks like:

For definition of these constants it is necessary to set twelve boundary conditions of motion:

conveyor are obtained. Change of velocity and acceleration of these links has the same character, as in tension drum.

Graphs of angular velocity (fig. 2), of angular acceleration (fig. 4) of tension shaft at optimum mode of the start-up and of the start-up torque (fig. 6) are constructed, using such parameters of dynamic model:

To demonstrate influence of optimization of motion mode of the conveyor on character of motion of the conveyors' links, we demonstrate for comparison the graphs of change of angular

velocity and acceleration during nonoptimal (valid) motion mode. Graphs are constructed, using the same parameters of the dynamic model (fig. 3, 5).

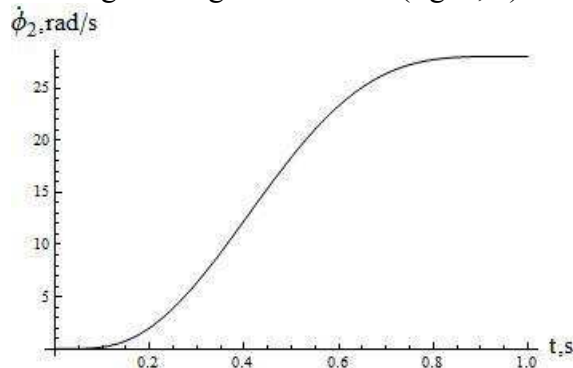


Fig. 2. The graph of change of angular velocity  $\dot{\phi}_2$ .

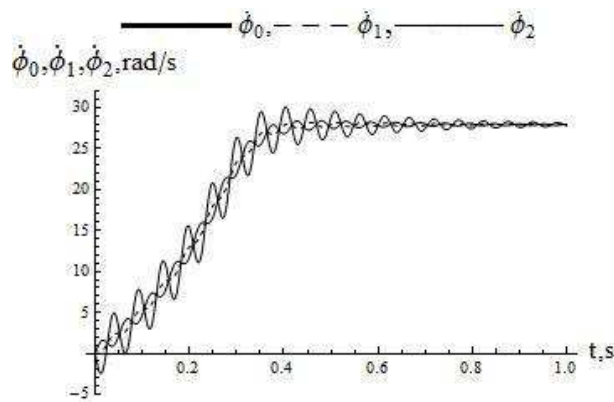


Fig. 3. The graph of change of angular velocities  $\dot{\phi}_0, \dot{\phi}_1, \dot{\phi}_2$  without optimization of start-up mode.

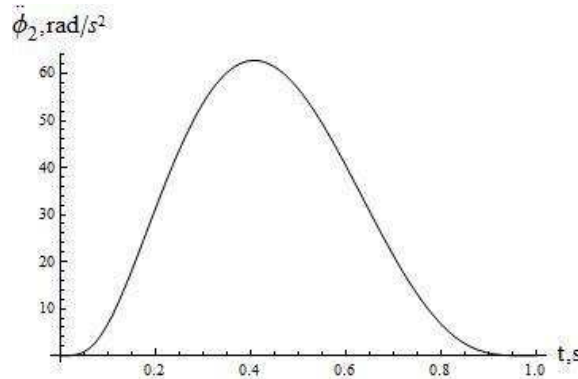


Fig. 4. The graph of change of angular acceleration  $\ddot{\phi}_2$ .

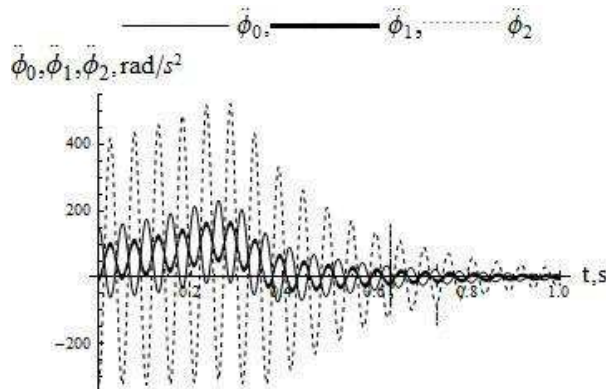


Fig. 5. The graph of change of angular accelerations  $\ddot{\phi}_0, \ddot{\phi}_1, \ddot{\phi}_2$  without optimization of start-up mode.

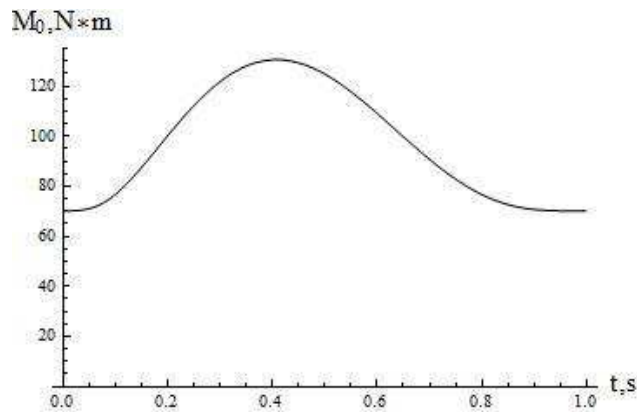


Fig. 6. The graph of change of the motive moment of a driving mechanism  $M_0$ .

Analyzing the conducted researches and comparing optimum graphs of change of angular velocity and angular acceleration of the conveyors' links to graphs without optimization, it is possible to make conclusions that such mode of start-up has given the chance to minimize fluctuation in links of drive mechanism and flexible chain of the scraper conveyor, caused by dynamic loadings. During the valid motion mode of the conveyor the fluctuations of angular velocity were within 10 ... 6 rad/s, and fluctuations of angular acceleration had very intensive character (the maximum values changed from -250 to 450 rad/s<sup>2</sup>).

Hence, the obtained optimum mode of start-up provides smooth change of angular velocity and acceleration of the scraper conveyors' links, and also of the start-up torque on the shaft of the engine erected to the power shaft of the conveyor.

#### 4. CONCLUSIONS

On the basis of the constructed mathematical model, the optimization of dynamics of conveyor motion on a start-up has been conducted. Criterion of optimization is the root-mean-square deviation of chain accelerations during the moment of running on driving drum and the masses' center of scrapers with chain and cargo. Putting into practice the offered technique of optimization of start-up mode of the scraper conveyor can be reduce action of dynamic loadings to minimum and, as consequence, raise productivity and reliability of work of the conveyor.

#### 5. LITERATURE

1. Астанін В.В. Динаміка та міцність машин у прикладах і задачах./Астанін В.В., Бородачов М.М., Савченко М.І. – К. : НАУ, 2008. – 184с.
2. Варіаційне числення та методи оптимізації / [Перестюк М.О., Станжицький О.М., Капустян О.В., Ловейкін Ю. В.]. – К., 2010. – 121с.
3. Виноградов А., Сибирцев А., Журавлев С. Бездатчиковый электропривод подъемно-транспортных механизмов // Силовая электроника. – №1. – С. 74–84.
4. Гелетій В.М. Комп'ютерне моделювання і визначення фактичних навантажень довгомірних металоконструкцій з гнучкими елементами / В.М. Гелетій // Динаміка, міцність та проектування машин і приладів №614. – Л. : Вид-во Нац. ун-ту "Львів. політехніка", 2008. – С. 60–62.
5. Дівеєв Б.М. Раціональне моделювання динамічних процесів у складних конструкціях / Б.М. Дівеєв // Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні. – Л. : Вид-во Нац. ун-ту "Львів. політехніка", 2007. – С. 103–108.
6. Кіндрацький Б.І. Динаміка приводу з пружно-запобіжною муфтою у перехідних режимах роботи / Б.І. Кіндрацький, А.С. Бурковський // Оптимізація виробничих процесів і технологічний контроль у машинобудуванні та приладобудуванні. – 2008. – № 613. – С. 115–126.
7. Кондрахин В.П., Мельник А.А. Математическая модель для исследования нагрузок в двухскоростном многодвигательном приводе и тяговом органе скребкового забойного конвейера /

В.П. Кондрахин, А.А. Мельник // Наукові праці ДонНТУ. – 2008. – Вип. 16 (142), Серія: гірничо-електромеханічна. – Донецьк. – С. 132–140.

8. Костина О.Ю. Математична модель динаміки руху скребкового конвеєра / О. Костина, В. Ловейкін // Сільськогосподарські машини: Зб. наук. ст. – Луцьк, 2011. – Т. 1, Вип. 21. – С. 200 – 209.

9. Ловейкін В.С. Дослідження динаміки пуску скребкового конвеєра зі змінним навантаженням в процесі пуску/ В. Ловейкін, О. Костина // MOTROL. – Lublin, 2011. – 13В. – С. 42–48.

10. Ловейкін В.С. Оптимізація конструкцій технічних систем / Ловейкін В.С., Човнюк Ю.В., Шимко Л.С. – Ніжин: Видавець ПП Лисенко М.М., 2010. – 320 с.

11. Ловейкін В.С. Оптимізація перехідних режимів руху кранового візка за інтегральним критерієм квадрату різниці швидкостей візка і вантажу / В.С.Ловейкін, Ю.О. Ромасевич // Вісник Дніпропетровського державного аграрного університету. – 2010. – № 2. – С. 51–55.

12. Ловейкін В.С. Оптимізація перехідних режимів руху механічних систем прямим варіаційним методом / Ловейкін В.С., Ловейкін А.В., Ромасевич Ю.О. // Вісник ТДТУ. – 2010. – Том 15. - №1. – С. 7–13. – (механіка та матеріалознавство).

13. Мокін Б.І. Математичні моделі багатомасових розподілених динамічних систем для задач оптимізації (частина 1) / Б.І. Мокін, О.Б. Мокін // Вісник Вінницького політехнічного інституту. – 2008. – № 6. – С. 55–58.

14. Мокін Б.І. Математичні моделі багатомасових розподілених динамічних систем для задач оптимізації (частина 2) / Б.І. Мокін, О.Б. Мокін // Вісник Вінницького політехнічного інституту. – 2009. – № 1. – С. 55–58.

15. Осичев А.В., Ткаченко А.А. Оценка влияния приводной звездочки на динамические усилия в рабочем органе скребкового конвейера СР-71 / А.В. Осичев, А.А. Ткаченко // Вісник КДПУ ім. М. Остроградського. – Кременчуг. – 2009. – Вип. 4 (57), Ч.1. – С. 10–12.

16. Пертен Ю.А. Динамика вертикального четырёхцепного конвейера /

Ю.А. Пертен, Н.В. Эбервейн // Проблемы динамики и прочности исполнительных механизмов и машин: материалы науч. конф., 1-5 окт. 2002 г. – Астрахань, 2007. – С. 178–182.

17. Підйомно-транспортні машини: Розрахунки підйомальних і транспортувальних машин / [В.С. Бондарев, О.І. Дубинець, М.П. Колісникта ін.]. – К.: Вища шк., 2009. – 734 с.

18. Применение энерго- и ресурсосберегающего частотного электропривода на механизмах подъемно-транспортных машин. / Радимов С.А. // Подъемные сооружения. Специальная техника. – 2007. - №8(72). – С. 30–32.

19. Ромасевич Ю. Оптимізація режиму зміни вильоту вантажу баштового крана за одиничними кінематичними критеріями / Ю. Ромасевич, Є. Шумілов // MOTROL. – Lublin, 2011. – 13В. – С. 167–173.

20. Чабан А. Електромеханічне перетворення енергії в асинхронному електроприводі / А. Чабан, П. Пукач, М. Гошко // Технічні вісті. – Львів. – 2008. – №1-2. – С. 62–65.

21. Човнюк Ю.В. Метод связанных графов в задачах автоматизации проектирования и математического моделирования динамики мехатронных систем / Човнюк Ю.В. – К.: Издатель ЧП Лысенко М.М., 2010. – 120 с.

22. Lytvynov O. Towards the dynamic calculation of machines / O. Lytvynov, W. Tanaś // Motrol. – 2006. – Т. 8А. – Р. 210–223.

#### ОПТИМИЗАЦИЯ СПОСОБА ЗАПУСКА СКРЕБКА КОНВЕЙЕРА

**Аннотация.** Статья посвящена методам оптимизации способа запуска скребка конвейера. Критерий, который отобран, чтобы оценить способ движения конвейера, является среднеквадратичным отклонением ускорения цепи конвейера и центра масс скребков с цепью и грузом. Получено оптимальный способ движения системы и закон изменения ведущего момента, который приводит динамическую нагрузку к минимуму.

**Ключевые слова:** скребок конвейера, математическая модель, динамическая нагрузка, оптимальный способ движения, отличительное уравнение движения.

## ИСКОПАЕМЫЕ ТОПЛИВНО-ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ РЕСУРСЫ

Виктор Полищук, Валентин Мироненко, Светлана Тарасенко

Национальный университет биоресурсов и природопользования Украины  
Украина, г. Киев, ул. Героев Обороны, 15

**Аннотация.** Рассмотрено современное состояние мирового топливно-энергетического комплекса. Проанализированы ресурсы наиболее распространенных минеральных и ископаемых топлив в мире и в Украине, рассмотрены способы их извлечения.

**Ключевые слова:** топливо, уголь, нефть, природный газ, газовые гидраты, нетрадиционный газ, сланцевый газ, метан угольных пластов, торф, горючие сланцы, урановые руды, водугольное топливо.

### ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМЫ

В последние годы в мире все более активно начинают применять альтернативные источники энергии: ветра, солнца, воды, земных недр, биомассы и т.п., которые постепенно занимают позиции, что ранее уверенно удерживали ископаемые топлива. Возникает вопрос, насколько это оправдано, целесообразно ли и дальше развивать альтернативную энергетику, или возможно, ископаемых топлив хватит еще на много лет, как считалось ранее.

### АНАЛИЗ РЕЗУЛЬТАТОВ ПОСЛЕДНИХ ИССЛЕДОВАНИЙ

В связи с назреванием в последнее время энергетической проблемы, вопросы ископаемых и минеральных топливно-энергетических ресурсов поднимаются во многих литературных источниках. Так, мировые ресурсы нефти исследуются в работе [1; 2], производства и использования нефтяных топлив – [3]. Ресурсы природного газа и способы его добычи исследуются в работах [4; 5; 6; 7; 8]. Производство генераторного газа из ископаемых ресурсов описано в [9]. Аварийные и резервные источники энергосбережения на основе тепловых накопителей отработанных газов двигателей внутреннего сгорания описаны в работе [10]. Вопросы запасов угля и других твердых ископаемых топлив рассмотрены в [2; 11; 12; 13]. Запасы сырья для ядерной энергетики оценены в работах [2; 11; 14; 15].

### ЦЕЛЬ РАБОТЫ

Целью наших исследований является анализ современного состояния мирового топливно-энергетического комплекса, а также минеральных ресурсов и ископаемых источников энергии.

### РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЙ

На сегодняшний день минеральные топлива, к которым относятся нефть, природный газ, каменный уголь, горючие сланцы и т.д., остаются основой мирового топливно-энергетического комплекса.

Начиная с изобретения двигателя внутреннего сгорания в конце XIX ст., нефть, из которой путем перегонки и крекинга получают нефтяные топлива (бензин, керосин, дизельное топливо, котельное топливо нефтяное, печное бытовое топливо), постепенно вошла в нашу жизнь. В наше время именно нефтяные топлива являются источником питания современных автомобилей, тракторов, самолетов и т.д.

Однако еще в начале XX в. никто серьезно не задумывался о нефтяных запасах. В 1910 г. в топливном балансе стран мира широко использовались угли (65%), дрова (16%), растительные и животные отходы (16%), а на долю нефти приходилось всего 3%, природный газ вообще не применялся. Лишь в 30-х гг. XX в. положение начало меняться – в топливном балансе снизилась доля каменного угля (55%), значительно вырос

удельный вес нефти (15%), стал применяться природный газ (3%) [16].

До середины 1970-х годов мировая добыча нефти удваивалась примерно каждое десятилетие, затем темпы роста несколько замедлились. Так, в 1938 г. она составляла около 280 млн. т, в 1950 г. – около 550 млн. т, в 1960 г. – более 1 млрд. т, в 1970 – свыше 2 млрд. т, а в 1973 г. мировая добыча нефти превысила 2,8 млрд. т. Всего с начала организации промышленной добычи (с конца 1850-х гг.) к концу 1973 г. из мировых недр было выкачано 41 млрд. т нефти, из которых половина приходится на 1965-1973 годы.

Нефть занимает ведущее место в мировом топливно-энергетическом хозяйстве, и ее доля в общем потреблении энергоресурсов продолжает расти: 3 % – в 1900 г., 5% – перед Первой мировой войны (1914-1918 гг.), 17,5% – накануне Второй мировой войны (1939 г.), 24% – в 1950 г., 41,5% – в 1972 г., 48% – в 2004 г. В 2007 г. в мире добывалось около 3,2 млрд. т нефти в год, или 14,7 млрд. баррелей в год (1 т = 6,3 барреля). Растет также и потребления нефти – за последние 35 лет оно выросло с 20 до 30 млрд. баррелей в год. Таким образом, при нынешних темпах потребления разведанной нефти хватит примерно на 45 лет, неразведанной – еще на 10-50 лет [17; 18].

Существующие нефтяные месторождения уже не могут удовлетворить растущие потребности в нефти, что приводит к росту цен на нее. Начиная с послевоенного периода и в конце 60-х годов цены на нефть составляли 2,5-3 \$/баррель. Во время первого энергетического кризиса осенью 1973 г., когда страны ОПЕК снизили объемы добычи нефти на 5%, ее цена выросла до 5 \$/баррель, а в следующем году – до 12 \$/баррель. Во время второго энергетического кризиса в 1979 г., связанного с уменьшением добычи нефти в связи с революцией в Иране, цены на нефть составляли 6,5 \$/баррель. С тех пор цены на нефть постоянно росли. В 2004 г. в связи с ураганом Катрина, который остановил добычу нефти в Мексиканском заливе, цена на нефть остановилась на отметке \$70/баррель. В 2008 г. цена на нефть достигла рекордного уровня в 147 \$/баррель. Лишь в связи с глобальным экономическим кризисом в 2009 г. цены на нефть несколько снизились до уров-

ня 40-75 \$/баррель. Однако с наращиванием промышленного производства цена вновь начала расти и на сентябрь 2011 г. составила 103 \$/баррель.

Нефть добывается как путем выкачивания из земных недр, где она размещается в полостях (кавернах), через скважины, так и вымыванием горячей пресной водой с природных битумов (асфальтов, керитов, озокеритов, битуминозных песков), которые добывают карьерным или шахтным способами.

Мировыми лидерами добычи нефти являются страны Ближнего Востока (Саудовская Аравия, Иран, Ирак, Объединенные Арабские Эмираты, Катар, Венесуэла и Россия. Также большими ресурсами нефти обладают Канада, США, Бразилия, Казахстан, Ливия, Нигерия и др.

В Украине на конец XX в. было известно около 350 месторождений углеводородов (нефти, газа и газового конденсата) в трех нефтегазоносных регионах: Западном (включает Волыньско-Подольскую, Предкарпатскую, Карпатскую и Закарпатскую нефтегазоносные области), Восточном (Левобережье Днестра, включая Черниговскую, Сумскую, Полтавскую, Днепропетровскую, Харьковскую, Луганскую и частично Донецкую области) и Южном (охватывает Западное и Северное Причерноморье, Северное Приазовье, Крым, украинские зоны Черного и Азовского морей) [18]. Потенциальные извлекаемые ресурсы нефти, которые оставались в недрах на конец XX ст., составляли 153 млн. т. Причем более 50% из них находится в сложных горно-геологических условиях и потребуют нетрадиционных методов добычи. Современные объемы промышленной добычи нефти составляют около 3,5 млн. т/год (для нужд народного хозяйства Украины ежегодно необходимо 19 млн. т. нефти) [1]. Основные перспективы добычи нефти в Украине связаны с шельфом и континентальным склоном Черного моря и большими глубинами (4-7 км) [15].

Ввиду исчерпаемости нефтяных ресурсов, постоянного роста цен на нефть, значительное внимание уделяется получению синтетических нефтяных топлив через процесс Фишера-Тропша, который был изобретен немецкими исследователями Францем Фи-

шером и Гансом Тропшем в 20-е годы XX ст. Сначала методом газификации и пиролиза твердого топлива получается генераторный или пиролизный газы, из которых путем очистки от сернистых и азотистых соединений производится синтез-газ, который представляет собой смесь угарного газа и водорода в различных соотношениях (но не выше 1:2). Содержимое  $\text{CO} + \text{H}_2$  в газовой смеси составляет около 85%. Синтез ведут в присутствии кобальт-торий-магниевого и железо-медного катализаторов. Теоретический выход углеводородов при полном преобразовании  $\text{CO}$  составляет 208,4 кг/м<sup>3</sup> газа. Практический выход составляет до 85% от теоретического [19].

Недостатком такого синтетического жидкого топлива является высокое содержание ненасыщенных углеводородов (олефинов), которые быстро превращаются в смолы. Поэтому для практического использования такое топливо смешивают с нефтяными топливами прямой перегонки. Кроме того, себестоимость синтетических топлив, полученных способом Фишера-Тропша, выше нефтяных топлив.

Мировыми лидерами по производству синтетического жидкого топлива являются Германия, Китай, США, Япония, ЮАР и некоторые другие страны. Строятся заводы по производству синтетического топлива в Польше, Казахстане, Малайзии, Новой Зеландии. Во многих странах мира продолжают интенсивно проводиться научно-исследовательские и опытно-конструкторские работы по совершенствованию и улучшению показателей отдельных стадий процессов переработки гидрогенизации угля и продуктов сжижения, что может значительно повысить эффективность метода в целом. Исследования по гидрогенизации угля широко проводятся в Австралии, Великобритании, Германии, Испании, Индонезии, Колумбии, Китае, Пакистане, США и Японии [20]. Разработан способ производства синтетического топлива из метанола с применением высококремнеземных цеолитов ZSM-5 в качестве катализатора. Такой бензин имеет октановое число 92-95. Его качество выше по сравнению с бензином, что получается по методу Фишера-Тропша [21].

Несколько смягчает критическую ситуацию с нефтью другой минеральный энергетический ресурс - природный газ, который представляет собой смесь газов, основу которых составляет метан (85-98%). Добывается из земных недр как самостоятельно (газовые месторождения), так и как попутный продукт при добыче нефти (нефтегазовые месторождения).

Природный газ широко используется в химической промышленности как исходное сырье, а также как топливо для отопления жилых домов, автомобилей, электростанций и т.д. Для двигателей внутреннего сгорания используют сжатый до 20 МПа метан.

В экологическом отношении природный газ является наиболее чистым видом минерального топлива, поскольку при его сгорании, по сравнению с другими видами топлива, образуется значительно меньшее количество вредных веществ.

Природный газ находится в земле на глубине от одного до нескольких километров. В недрах газ содержится в микроскопических пустотах, что называются порами. Поры соединены между собой микроскопическими каналами – трещинами, которыми газ поступает из пор с высоким давлением в поры с более низким давлением до тех пор, пока не появится в скважине. Для добычи природного газа бурят вертикальные, наклонно-направленные и горизонтальные скважины с помощью буровых установок. Стоимость бурения одной газовой скважины на 2007 г. в среднем составляла 13,2 млн. \$. Скважины пытаются размещать равномерно на всей территории месторождения с целью равномерного падения пластового давления в залежи. Иначе возможно перетекание газа между областями месторождения и преждевременное обводнение пласта. Газ выходит из недр вследствие того, что находится в слое под давлением, который значительно превышает атмосферное. Таким образом, движущей силой добычи природного газа является разница давлений в слое и в системе сбора.

Попутный нефтяной газ (ПНГ), получаемый в процессе добычи нефти, кроме метана содержит этан, пропан, бутан и другие примеси. В зависимости от района добычи вместе с 1 т нефти получают от 25 до 800 м<sup>3</sup> ПНГ. Он



требует деления на фракции на специальных газоперерабатывающих заводах, строительство которых часто или не предвидится, или опаздывает на начало добычи нефти. Поэтому на промысле ПНГ часто сжигается в факелах. В мире ежегодно сгорает свыше 100 млрд. м<sup>3</sup> ПНГ, по объему его сжигания, согласно данным Всемирного банка, лидирует Россия – около 38 млрд. м<sup>3</sup> (на 2008 г.). На втором месте, по данным Всемирного фонда дикой природы (WWF), находится Нигерия – 26 млрд. м<sup>3</sup> (на 2009 г.) [7].

От места добычи к потребителям природный газ необходимо транспортировать. На сегодня основным видом транспорта является трубопроводный, также используют специальные танкеры - газовозы.

Газ, поступающий из скважин, сначала необходимо подготовить к транспортировке конечному потребителю. Необходимость подготовки газа вызвана присутствием в нем, кроме целевых компонентов, различных примесей, которые вызывают трудности при его транспортировке или использовании. Так пары воды, содержащиеся в газе, при определенных условиях могут образовывать гидраты или, конденсируясь, накапливаясь в разных местах (например, в изгибах трубопровода), мешая движения газа. Сероводород вызывает сильную коррозию газового оборудования.

Кроме подготовки самого газа, необходимо подготовить и трубопровод. Широкое применение здесь находят азотные установки, которые используются для создания инертной среды в трубопроводе.

При транспортировке по трубопроводам газ под давлением, как правило, до 75 ат движется трубами диаметром до 1420 мм. По мере продвижения газа по трубопроводу он теряет свою энергию, преодолевая силы трения, как между газом и стенкой трубы, так и между слоями газа. Поэтому через определенные промежутки следует сооружать компрессорные станции с газоперекачивающими агрегатами, на которых газ дожимается до расчетного давления. Сооружение и обслуживание трубопровода достаточно дорогое, однако это самый дешевый способ транспортировки газа и нефти. Газопроводы большого диаметра, предназначенные для транспортировки газа на большие расстояния, назы-

ваются магистральными. Так, общая протяженность магистральных газопроводов в Украине составляет 35,6 тыс. км.

Кроме трубопроводного транспорта, используют специальные танкеры – газовозы. Это специальные корабли, на которых газ перевозится в сжатом или сжиженном состоянии при определенных термобарических условиях. Для транспортировки газа таким образом необходимо проложить газопровод до берега моря, построить на берегу завод для сжижения природного газа, порт для танкеров и сами танкеры. Этот вид транспорта считается экономически целесообразным при отдаленности от потребителя сжиженного газа свыше 3000 км. При благоприятных условий цена поставки газа танкером может быть ниже цены поставок по газопроводу почти на порядок. Сравнение транспортных расходов при использовании трубопроводного транспорта и газовозов показывает, что, используя последний, увеличение расстояния транспортировки снижает темпы расходов, подтверждая привлекательность нового рынка сжиженного природного газа. Прокладка же трубопроводов, как наземных, так и подводных, с ростом расстояния увеличивает себестоимость традиционного природного газа намного быстрее [15].

В Украине ресурсы природного газа сосредоточены в трех нефтегазоносных регионах: Западном, Восточном и Южном и на 2009 г. составляли 980 млрд. м<sup>3</sup>, что является третьим показателем в Европе [22]. Основные запасы природного газа, которые пригодны для промышленной разработки, сосредоточены в Днепровско-Донецкой нефтегазоносной области, которая была открыта в 1950-и гг. Крупнейшие месторождения газа – Шебелинское, Западно-Хрестищинське, Єфремовське. Большинство перспективных газовых месторождений размещены в Причорноморсько-Крымской нефтегазоносной области на глубине до 4500 м [15]. В 2010 году добыча природного газа в нашем государстве становила 20,5 млрд. м<sup>3</sup> (по данным компании "Нафтогаз Украины").

Кроме чисто газовых и нефтегазовых месторождений используется также нетрадиционный газ (от англ. unconventional gas) - промышленный термин, обозначающий природный газ: в глинистых сланцевых породах

(shale gas), в угольных пластах (coal bed methane), в плотных песчаниках (tight gas sands), в геозонах под давлением (geopressurized zones), в рудных залежах полезных ископаемых (рудничный газ), природный газ глубокого залегания (deep natural gas). Промышленное значение имеют сланцевый газ и метан угольных пластов.

Сланцевый природный газ (СПГ) – газ, содержащийся в залежах сланца, состоит в основном из метана. Главная особенность сланцевых месторождений – это: во-первых, твердая порода, которую труднее бурить; во-вторых, малый поровый объем, то есть небольшое содержание газа на единицу объема месторождения; в-третьих, невысокая проницаемость сланцев, то есть газ по микро-трещинам течет к стволу скважины с небольшой скоростью. Поэтому площадь дренирования в скважины очень маленькая, а количество запасов газа, которые осваиваются одной скважиной, невелико. Теплотворная способность сланцевого природного газа в два раза ниже, чем природного, так как он содержит много углекислого газа, азота и сероводорода. Поэтому сланцевый природный газ в США используется как топливо для бытовых нужд в населенных пунктах, расположенных на небольших расстояниях от мест добычи, откуда он может транспортироваться по газопроводах низкого давления.

Сланцевый природный газ добывается путем бурения в пласте горизонтальных скважин стоимостью \$2,6-4 млн. Затем в горизонтальном стволе скважины осуществляется гидроразрыв пласта (создание трещин в пласте для обеспечения притока к скважинам газа, что осуществляется путем закачки в скважину с помощью мощных насосных жидкости разрыва в составе песка и воды или кислоты, которая разъедает стенки трещин в пласте при давлении выше давления разрыва нефтегазоносного пласта, после чего воду откачивают, а песок заполняет расширенные трещины и свободно пропускает газ до скважины), что обеспечивает увеличение дебита скважины в сотни раз. С другой стороны, гидроразрыв пласта представляет значительный экологический риск, ведь сланцевый газ через трещины (их длина может достигать более 100 м) может попасть в водоносные горизонты. При разработке место-

рождений сланцевого газа в густонаселенной Европе это может стать серьезным препятствием для таких проектов через суровое экологическое законодательство ЕС.

Для стабильного добычи сланцевого природного газа необходимо непрерывно бурить новые скважины, для чего иметь свободные участки земли под эти скважины и большое количество буровых установок и насосных станций для неоднократных гидроразрывов пластов. Для одной операции гидроразрыва пласта нужно около 4000 т воды и 200 т песка. В течение года на каждой скважине может осуществляться от 3 до 10 гидроразрывов пласта.

Низкая концентрация сланцевого природного газа в породе приводит к тому, что пробуренные скважины быстро сокращают свой дебит – на 30-40% за год. Поэтому срок их эксплуатации для добычи сланцевого природного газа составляет от нескольких месяцев до 5 лет (скважины для добычи природного газа эксплуатируются до 50 лет).

Преимущество месторождений сланцевого природного газа заключается в том, что газ добывается вблизи потребителя и в регионах с развитой инфраструктурой (наличие дорог, электропитания, газопроводов, теплоэлектростанций).

Разведанные мировые запасы природного и сопутствующего нефтепромыслового газа составляют около 190 трлн. м<sup>3</sup>, которых хватит чуть более, чем на 60 лет добычи. Запасы метана сланцевых и угольных пластов превышают 450 трлн. м<sup>3</sup> [4].

В 1990 г. в США добывалось лишь 10% нетрадиционного газа, в 2009 г. – более 40%, а к 2020 г. планируется получить около 60% нетрадиционного газа. В 2009 г. добыча сланцевого природного газа на пяти американских месторождениях составил 80 млрд. м<sup>3</sup>, из которых около 70% пришлось на месторождение Barnett. Прогнозируется, что добыча сланцевого газа в стране будет расти до 2035 г. со среднегодовым приростом 5,3%, а импорт природного газа ежегодно снижаться на 2,6%.

В Международном энергетическом агентстве (МЭА) считают, что к 2035 г. до четверти общемировой добычи природного газа придется на сланцевый природный газ. За прогнозами, дешевый сланцевый природ-

ный газ может даже вытеснить природный газ, добыча которого в США становится дороже, чем сланцевого природного газа (прогнозируемые затраты добычи сланцевого газа в США до 2014 г. составят в среднем \$155/1000 м<sup>3</sup>, в канадских Британской Колумбии и Альберте – \$109/1000 м<sup>3</sup>, тогда как себестоимость добычи 1000 м<sup>3</sup> природного газа в США на март 2010 г. составляла около \$155,7. В России в этот же период себестоимость добычи природного газа составляет \$3-50).

Промышленная добыча сланцевого природного газа ведется также в Канаде, где работы идут на двух месторождениях – Horn River и Montney. По мнению специалистов канадского National Energy Board, к 2020 г. добыча сланцевого газа и газа плотных песчаников в крае достигнет 200 млрд. м<sup>3</sup> в год. Добыча СПГ только на одном месторождении Horn River может к 2015 г. достичь 40 млрд. м<sup>3</sup> в год.

По экспертным оценкам компании Royal Dutch Shell, запасы нетрадиционного газа в Европе могут составлять около 30 трлн. м<sup>3</sup>, что примерно в пять раз больше уже разведанных запасов природного газа. Проведение надлежащего объема геологоразведочных работ определит, чьи прогнозы более точные. Предполагается, что добыча нетрадиционного газа на континенте к 2030 г. достигнет примерно 15 млрд. м<sup>3</sup>, что составит около 7% суммарной добычи природного газа. Крупнейшие энергетические корпорации покупают земли в Европе для разведки там месторождений сланцевого газа. Крупнейшая нефтяная компания США, Exxon Mobil Production Co., заключила договоры лизинга с целью разработки запасов нетрадиционного газа в Польше и Германии. При этом в феврале 2010 г. она отказалась от своего проекта в Венгрии, поскольку не нашла там запасов газа промышленного значения. Однако разработка сланцевого газа – трудоемкий и длительный процесс, который требует проведения значительного объема геологоразведочных работ и бурения десятков тысяч скважин в течение 7-10 лет, и до начала его промышленной добычи в Европе могут пройти десятки лет. В настоящее время ведущие нефтегазовые компании мира разрабатывают новые технологии для уменьше-

ния себестоимости добычи газа из сланцев [7].

Метан угольных пластов формируется в результате биохимических и физических процессов в ходе преобразования растительного материала в уголь. Является причиной взрывов в угольных шахтах. Может добываться как самостоятельно и как попутный продукт, получаемый в процессе дегазации шахт перед добычей угля для создания безопасных условий работы. Например, средствами дегазации на шахтах России добывается от 20 до 30% общего объема метана.

В настоящее время добыча метана из угольных пластов осуществляется несколькими методами. Первый предусматривает дегазацию угольных шахт и использования шахтного газа, в котором содержание метана колеблется от 10 до 98%. Для отделения метана от воздуха используются сорбционные и кристаллизационные процессы.

За вторым способом вне зоны действующих шахт бурятся специальные вертикальные и горизонтальные скважины с применением искусственных методов повышения газопроницаемости угольных пластов. В этом случае газ, добываемый из угольных пластов по технологиям углегазового промысла, содержит метан (95-98%) с примесью азота (3-5%) и диоксида углерода (1-3%).

За третьим способом из закрытых шахт осуществляется добыча шахтного газа, в котором содержится от 50 до 80% метана, для дальнейшего использования на теплоэлектростанциях.

Четвертый способ добычи шахтного метана – комбинированный. Дегазацию шахт проводят перед их пуском. В этом случае удастся откачать до 70% объема метана в шахте. Поэтому сначала в пласте бурят скважины для извлечения метана, а через несколько лет на этих участках начинается добыча угля.

Добыча метана угольных пластов на сегодняшний день не превышает 3% общемировой добычи природного газа.

По данным компании Halliburton, объемы мировых запасов метана в угольных пластах составляют около 210 трлн. м<sup>3</sup>, в том числе в США – 19,6 трлн. м<sup>3</sup>, из которых рентабельных запасов, пригодных к добыче, – около 2,8 трлн. м<sup>3</sup>.

В США за последние 15 лет добыча метана угольных пластов выросла с 5 до 60 млрд. м<sup>3</sup>. К 2030 г. планируется увеличить добычу метана до 350 млрд. м<sup>3</sup>. В стране разработана и внедрена технология извлечения из угольных пластов до 80% метана, содержащегося в них. При этом бурится большое количество вертикальных и горизонтальных скважин с использованием пневморозрыва или гидроразрыва пласта. Глубина скважин – от 150 до 1000 м. Стоимость бурения одной скважины, по данным компании Halliburton, составляет \$ 0,4-1,0 млн. на 2007 г. Средний период от обезвоживания пласта до выхода на максимальную добычу – один-два года, а себестоимость добычи на 2007 г – от \$ 3-90 за 1000 м<sup>3</sup>. Срок эксплуатации скважин – до 20 лет. При этом средняя мощность угольных пластов составляет около 20 м. Например, в угольном бассейне Сан-Хуан (добывается 60% угольного метана в стране) число скважин для дегазации угольных пластов превышает 20 тыс., а их дебит достигает до 80 тыс. м<sup>3</sup> в сутки.

Прогнозные ресурсы метана угольных пластов в России составляют 83 трлн. м<sup>3</sup>. По данным ОАО "Газпром", ООО «Газпром добыча Кузнецк» реализует пилотный проект по добыче метана из угольных пластов Кузнецкого бассейна, суммарные запасы которого в регионе до глубины 1800 м – около 13 трлн. м<sup>3</sup>, а до 1200 м – 6 трлн. м<sup>3</sup>. За 10 лет по проекту предусматривается пробурить около 1500 скважин и довести промышленную добычу метана до 4 млрд. м<sup>3</sup> в год. ОАО "Газпром" намерен инвестировать в проект \$ 2,7 млрд. до 2030 г. По данным ВНДГРИ-уголь (Россия), себестоимость добычи шахтного метана в России может составлять около \$ 15-20 за 1000 м<sup>3</sup>.

По данным Национальной комиссии регулирования электроэнергетики Украины (НКРЭ), Украина имеет значительные ресурсы метана в угольных месторождениях – от 12 до 22 трлн. м<sup>3</sup>. Однако значительная часть метана угольных пластов находится в связанном состоянии (уголь является хорошим сорбентом) и лишь незначительное его количество – в свободном и растворенном виде. Поэтому до сегодняшнего дня объемы добычи и использования метана незначительные: несколько сотен млн. м<sup>3</sup>. Суммарные запасы

метана угольных пластов, пригодные к добыче в Донецком и Львовско-Волынском бассейне составляют около 900 млрд. м<sup>3</sup>. При этом в Донбассе максимальная толщина угольных пластов составляет около 2 м, поэтому использование американских технологий добычи метана нерентабельно.

Минуглепром Украины оценивает запасы шахтного метана в Донецкой и Луганской областях в 7-8 трлн. м<sup>3</sup>, а себестоимость его добычи может составить около \$100-120 за 1000 м<sup>3</sup>.

В настоящее время на 62 шахтах используют подземную дегазацию, но осуществлено утилизацию лишь около 80 млн. м<sup>3</sup> метана, что составляет всего 4% общего газовыделения. Это в 4-5 раз меньше европейских показателей. В Донецком бассейне есть шахты, где газонасыщенность угольных пластов составляет около 20 м<sup>3</sup>/т, а запасы метана – от 0,2 до 4,7 млрд. м<sup>3</sup>.

По информации Комитета Государственных премий в области науки и техники Украины, учеными и специалистами АП «Шахта им. А. Ф. Засядько», НАК «Нафтогаз Украины» и НАНУ разработана рентабельная технология промышленного извлечения и использования шахтного метана, по которой газ используется для производства электроэнергии, моторного топлива и отопления. Суммарный экономический эффект от реализации проекта в условиях шахты им. А. Ф. Засядько – 272,3 млн. грн.

В Украине разработана концепция программы "Извлечение и использования метана угольных месторождений как альтернативного энергоресурса". Цель программы стоимостью около 4 млрд. грн. – создание условий для разработки промышленных технологий добычи и использования метана как альтернативного энергоресурса, решение проблемы обеспечения безопасного извлечения угля, увеличение до 1 млрд. м<sup>3</sup> в год доли метана в структуре энергетического баланса страны и исключения его выбросов [7].

На Земле есть также большие запасы природного газа в твердом состоянии – газовые гидраты, – соединения метана с водой, устойчивый при низких температурах (не выше четырех градусов за Цельсием) и повышенном давлении (менее 40 ат). Газовый гидрат внешне напоминает спрессованный

снег, может гореть и при повышении температуры легко распадается на воду и газ. Газовый гидрат объемом 1 см<sup>3</sup> может содержать до 160-180 см<sup>3</sup> чистого газа.

Газовые гидраты достаточно широко распространены в Мировом океане на глубине свыше 400-600 метров [5]. Около 98% мировых запасов газовых гидратов сосредоточено в океане, 2% – на суше в зоне вечной мерзлоты [6]. По самым оптимистическим оценкам, мировые запасы метана в составе гидратов составляют от 2 832 до 7 645 563 трлн. м<sup>3</sup>. По сей день в мире выявлено свыше 220 метаногидратных залежей на шельфе океанов и морей. Крупнейшие из них находятся на побережье Атлантического океана и в Тихом океане. За контроль над Арктикой активно борются пять государств, которые имеют прямой выход к Ледовитому Океану, – Россия, Канада, США, Норвегия и Дания. Всего желание вести разработку полезных ископаемых арктического шельфа обнаружили более 20 государств. США, Япония, Индия, Канада имеют национальные программы изучения и промышленного освоения природных метаногидратов. Новым видом топлива занимаются Норвегия и Южная Корея. Нет сомнения, что этот список будет расширяться с каждым годом. Практически уже сегодня способны США, Канада, Германия, Индия и Япония совместными усилиями осуществляют проект добычи метана из залежей газовых гидратов в вечной мерзлоте канадской провинции Маккензи. В России большие залежи газогидратов обнаружены в Охотском море, на арктическом шельфе, в озере Байкал. Эксплуатируется Мессояхское месторождение, от которого проложен газопровод до Норильска.

Проблема выявления и использования метаногидратных залежей сегодня весьма актуальна. Некоторые страны (США, Япония, Индия, Канада) имеют национальные программы изучения и промышленного освоения природных гидратов метана. Разработка этих ресурсов будет способствовать не только экономическому развитию отдельных стран, но и политической стабильности в мире: исчезнет борьба за источники энергии, ненужными станут огромные расходы на транспортировку импортируемой энергии. Открытие природных гидратов метана и

освоение энергии, аккумулированной в них, будет работать на развитие цивилизации [5].

Возле побережья Украины, в Черном море, также имеются богатые залежи гидратов метана. В некоторых его районах поисково-разведывательными организациями в течение 1988-1989 годов обнаружены на глубинах 300-1000 м под дном месторождения гидратов метана. В центральной глубоководной части моря запасы метана в гидратах оценивают в 20-30 трлн. м<sup>3</sup>, а в целом в Черном море, по прогнозам геологов Украины и России, содержится 60-80 трлн. м<sup>3</sup> газа. Еще в 1968 г. эти потенциально газоносные районы, по предложению Украины, правительство бывшего СССР рассматривал как перспективные для разработки и газодобычи. Однако тогда приоритет отдали Западной Сибири.

В настоящее время в Украине делаются лишь первые шаги к освоению газовых месторождений гидратов в Черном море. В 1993 г. правительство утвердило постановление о выполнении программы советских времен "Газогидраты Черного моря", которым предусмотрен большой объем геолого-разведочных работ и создание технологий и конструкций газодобывающего комплекса [5]. В 2000 году был принят Закон Украины "Об альтернативных видах жидкого и газового топлива", в котором определялись правовые, социальные, экономические, экологические и организационные принципы производства (добычи) и потребления альтернативных видов жидкого и газового топлива на основе привлечения нетрадиционных источников и видов энергетического сырья и направлен на создание необходимых условий для расширения производства (добычи) и потребление этих видов топлива в Украине. Специалисты НАН Украины в 2002 г. разработали "Общегосударственную программу развития минерально-сырьевой базы Украины на период до 2010 года", в которой важное место отвели изучению запасов природного газа на шельфе Черного моря. Эту программу Верховная Рада утвердила закон Украины (вступил в силу с 1 января 2007 г.). По оценке экспедиций Министерства геологии и Академии наук СССР, которые проходили еще в 1988-1989 годах, на дне Черного моря аккумулировалось до 100

трлн. м<sup>3</sup> газа. Однако, по прогнозам специалистов, эффективная технология промышленного извлечения метана из морских газовых гидратов появится не ранее середины нынешнего века. Пока что метан из газовых гидратов на планете добывают только в двух местах – в Западной Сибири и на Аляске. Но это подземные, а не подводные месторождения и технологии добычи оказались расходными [8].

Уголь был первым из промышленно используемых человеком видов ископаемого топлива. Оно образуется в результате захоронения торфа под другими наслоениями, в результате чего под действием давления и температуры торф теряет воду и газы и подвергается уплотнению. Уголь подразделяют на бурый, каменный и антрацит. Бурый уголь – самый молодой из ископаемого угля, имеет бурый цвет, содержит 65-75% углерода и много влаги (до 20%), поэтому имеет низкую теплоту сгорания (10-16 МДж/кг), поэтому используется, главным образом, как местное топливо. Каменный уголь содержит 80-93% углерода, до 10% влаги (3-4% внутренней), поэтому имеет более высокую теплоту сгорания (24-30 МДж/кг) по сравнению с бурым углем [12]. Антрацит имеет серо-черный цвет с металлическим блеском и почти полностью (до 96 %) состоит из углерода. Имеет самую большую среди углей теплоту сгорания (33-35 МДж/кг), но плохо загорается. Не спекается. Используется преимущественно в химической промышленности [23].

Способ добычи угля зависит от глубины его залегания. Разработка ведется открытым способом в угольных разрезах, если глубина залегания угольного пласта не превышает 100 метров. Нередко бывают случаи, когда при все большем углублении угольного карьера дальше выгодно вести разработку угольного месторождения подземным способом. Для добывания угля с больших глубин используются шахты. В глубоких шахтах уголь извлекается с глубины свыше 1200 метров.

Стоимость угля ниже по сравнению с мазутом и газом. Однако основная сложность использования угля заключается в высоком уровне выбросов вредных веществ в результате его сжигания. Особенно опасным явля-

ется канцерогенный изотоп углерода. Кроме того, труд шахтеров всегда считалась тяжелым и опасным для жизни. На шахтах часто случаются обвалы, выбросы шахтного метана с последующим взрывом воздушно-метановой смеси. Терриконы шахт стали неотъемлемым пейзажем шахтерского края. Ветром из них в окружающую среду сдувается большое количество пыли. Шахтные воды часто поднимаются на поверхность, затопливая шахтерские поселки и делая воду в окружающих колодцах непригодной для употребления.

Разведанные мировые запасы угля на 2009 г. составили 826 млрд. т (из которых 411 млрд. т приходится на каменный уголь и 415 млрд. т – на бурый). Крупнейшие в мире запасы угля сосредоточены в США и России [22]. Мировая потребность в угле на 2010 г. составляла 4293 млн. т., то есть разведанных запасов угля хватит на 210 лет добычи.

Уголь преобладает в структуре производства (добычи) топлива в Украине. Удельный вес угля составляет почти 60%, тогда как на нефть приходится около 7%, на природный газ – 25%. Вместе с тем в потреблении топливно-энергетических ресурсов доминирующая роль принадлежит природному газу. Удельный вес природного газа в общем потреблении котельно-печного топлива составляет около 54%, тогда как уголь – лишь 24%, топливный мазут – 6% [24].

Разведанные запасы угля в Украине составляют 34 млрд. т (из которых 15 млрд. т приходится на каменный уголь, 18 млрд. т – на бурый), что соответствует 4% мировых запасов [22]. В Украине они сосредоточены в Донбассе и Львовско-Волыньском каменноугольном бассейне и в Днепровском угольном бассейне.

Запасов угля Донецкого каменноугольного бассейна при годовой добыче 100 млн. т хватит на более чем 600 лет. Однако условия залегания угля в Донбассе сложные: глубина – 1200 м, толщина пластов – 0,5-2,0 м, высокая крутизна падения пластов, что усложняет его добычу и обуславливает его высокую себестоимость. Балансовые запасы угля в Львовско-Волыньском каменноугольном бассейне составляют около 1 % общегосударственных. Ежегодная добыча составляет 14 млн. т угля. По сравнению с Донбассом об-

щие показатели качества угля ниже, оно характеризуется меньшей теплотворностью и более высокой зольностью. Однако добыча угля в Львовско-Волынском бассейне менее сложна, глубина залегания составляет 300-650 м. Месторождения бурого угля сосредоточены в Днепровском угольном бассейне, частично в пределах Донецкого бассейна, а также в Закарпатской, Львовской, Полтавской, Харьковской областях. Запасы антрацитов в Украине сосредоточены на Донбассе. В структуре балансовых запасов угля в Украине антрациты составляют 11,3% [23].

Средняя стоимость угля в Украине в соответствии с дополнением к приказу Минугле-прома №69 от 25 февраля 2011 года составляет 625 грн/т. При этом стоимость энергии, полученной от сжигания такого угля, является одной из самых низких - 0,019 евро/кВт·ч (для при-кладу, стоимость энергии, полученной при сжигании дров, составляет 0,021 евро/кВт·час, дизтопливо - 0,027 евро/кВт·год, электроэнергии - 0,033 евро/кВт·ч) [15].

Для снижения экологического ущерба продуктов сгорания угля в последнее время все шире начинает применяться водоугольное топливо (ВУТ) – композиционное искусственное жидкое топливо на основе угля и воды, которое представляет собой высококонцентрированную водоугольную суспензию из заданными характеристиками и предназначена для непосредственного сжигания в топках котлоагрегатов. Концентрация ВУТ – 60-80% измельченного до уровня 200 мкм и менее угля. ВУТ низкой концентрации (45-50%) используется как дополнительное топливо при совместном сжигании с пылевидным углем. В котлоагрегатах ВУТ может заменять природный газ и мазут [12].

Теплота сгорания ВУТ из каменного угля при содержании твердой фазы 50-70% достигает 21 МДж/кг, из бурого угля – 16 МДж/кг [13].

ВУТ по сравнению с обычным углем сгорает полнее за счет более низкой температуры возгорания угля в его составе. Например, уголь с высоким содержанием летучих веществ (марки Г, Д) загорается при температурах около 450°C вместо 650°C; уголь с низким содержанием летучих веществ (антрациты) загорается при температуре около 650°C вместо 950°C. Низкая температура

воспламенения позволяет эффективно поддерживать горение угля в топке по сравнению с традиционным пылеугольным сжиганием, где используется подсвечивание природным газом или мазутом до 10-15%. Водоугольное топливо экологически более чистое по сравнению с обычным углем. Благодаря практически полному выгоранию частиц угля в ВУТ вредные газообразные выбросы в атмосферу минимальные – оксидов азота, серы и угарного газа при сжигании ВУТ выбрасывается на 20-35 % меньше, чем при сжигании сухого молотого (пылевидного) угля. При этом обеспечивается полнота выгорания органической массы до 99%. Все это по эко-логическими характеристиками приближает водоугольное топливо к природному газу. Высшая экономическая эффективность водоугольного топлива, по сравнению с мазутом, была показана еще в начале 90-х годов при сравнительно невысоких ценах на нефть. На сегодня, в условиях катастрофического роста цены на мазут и газ, экономическая эффективность ВУТ становится все более актуальной. Водоугольное топливо достаточно технологическое – его можно хранить и транспортировать в обычных мазутных цистернах, для чего не нужно осуществлять его подогрева до 70°C, как для мазута. ВУТ не взрыво- и не пожароопасно. Горение водоугольного топлива несколько отличается от горения других видов топлива, в которых при температуре 300°C проходит испарение влаги. В ВУТ при этой температуре вся вода еще не испаряется, а при 900°C она разлагается на ионы H<sup>+</sup> и OH<sup>-</sup>, создавая, таким образом, условия для гетерогенных реакций. Именно эти реакции приводят к снижению температуры воспламенения ВУТ по сравнению с обычным углем [11].

Разработкой ВУТ начали заниматься в течение 1979-1984 гг. в США, Швеции, Великобритании, Китае, Японии, Канаде, Италии и некоторых других странах. Однако после стабилизации цен на нефть в 80-х годах эти разработки существенно замедлились и возобновились лишь в начале 90-х. В СССР в 1989 г. был разработан и построен углепровод Белово-Новосибирск протяженностью 262 км. Водоугольное топливо производилось на шахте "Инская" в г. Белово (Кузнецкий угольный бассейн), после чего по угле-

проводу транспортировалось к Новосибирской ТЭЦ-5, где успешно сжигалось. За 1989-1997 годы на оборудовании и сооружениях углепровода было приготовлено, транспортировано и сожжено на теплоэлектростанции около 400 тыс. т ВУТ с долей твердых частиц 53,7%. Опыт эксплуатации Новосибирской ТЭЦ-5 показал техническую эффективность применения ВУТ на газомазутных котлах как замену мазута и его высокую экономическую эффективность. В 1997 г. в результате экономических и политических изменений в России работа углепровода была заморожена. Сегодня цех по производству ВУТ работает в г. Энский Мурманской обл. Способ сжигания водоугольного топлива над слоем горящего угля отработан на Анжержской ТЭС и в котельной шахты "Тнская" в Кемеровской области Российской Федерации.

Интенсивные работы над эксплуатацией котельных установок на ВУТ проводятся в Китае, в мегаполисах которого запрещено строительство и эксплуатацию котельных, работающих на твердом угле. Для технического руководства по внедрению ВУТ в КНР создан Государственный центр водоугольных суспензий угольной промышленности. В 2001 г. в Китае таких суспензий производилось и расходовалось свыше 2,0 млн. т в год. Приготовление водоугольного топлива велось на 8 заводах мощностью до 600 тыс. т в год [11].

К ископаемым видам топлива со сравнительно высоким уровнем запасов относятся торф и горючие сланцы.

Торф образуется в результате скопления растительных остатков в условиях болот, из-за чего они подвергаются неполному разложению. Торф бывает верховой, низинный и переходный. На производство энергии пригоден только верховой и переходный торф.

Торф содержит 50-60% углерода, высокую влажность (40-50%) и много кислорода, в результате чего его теплота сгорания составляет 10,5-14,5 МДж/кг.

Большие запасы торфа содержатся в Германии, Швеции, Финляндии, России, Индии, Канаде, Ирландии, Великобритании, ряде штатов США.

В Украине основные месторождения торфа находятся в Львовской, Ровенской, Ктев-

ской, Житомирской, Черниговской и Сумской областях. Вместе с тем торф составляет довольно незначительную часть топливного баланса Украины (преимущественно для отопления домов в сельской местности) [23].

Горючими сланцами называются твердые горючие полезные ископаемые, осадочные (глинистые, известняковые и пещанистые) горные породы, содержащие 10-50%, органического вещества (керогена). Как правило, это спрессованные остатки простейших водорослей, которые еще называют сапропелевым углем. Органическое вещество горючих сланцев характеризуется высоким содержанием водорода (7-10%). Зольность сланцев достаточно большая и достигает до 50-60%, влажность также повышена – 15-20%. Через высокое содержание балласта и влаги в горючих сланцах их теплота сгорания низкая – 3,8-10 МДж/кг, при высокой теплоте сгорания рабочей массы – 27,2-33,5 МДж/кг [23].

Общие потенциальные ресурсы горючих сланцев в мире оценены в 650 трлн. т. Основные ресурсы – около 430-450 трлн. т, сосредоточены в США (штаты Колорадо, Юта, Вайоминг) и связаны с формацией Грин-Ривер. Большие залежи горючих сланцев есть в Бразилии, КНР, меньшие – в Болгарии, Великобритании, России, ФРГ, Франции, Испании, Австрии, Канаде, Австралии, Италии, Швеции, на территории бывшей Югославии.

На территории Украины месторождения горючих сланцев на правом берегу Днепра, в пределах Днепро-Донецкой впадины, в Карпатах и Крымских горах. Геологические запасы горючих сланцев в Украине до глубины 200 м составляют свыше 500 млрд. т. Они залегают мощными пластами от десятков до 1500 м полосой вдоль восточного склона Карпат и в долинах, которые прилегают до горного массива от границы с Польшей на севере до Румынии на юге. В начале 60-х годов прошлого века было открыто крупнейшее в мире месторождение горючих сланцев - Бовтишське (Кировоградская область). Запасы этого месторождения составляют около 3,8 млрд. т. Мощность продуктивных пластов горючих сланцев достигает 400 м. Но в связи с тем, что в качестве основного топлива на то время царила



дешевая западносибирская нефть, Бовтишское месторождение горючих сланцев было зарезервировано [23].

Вследствие высокого содержания внешнего балласта горючие сланцы целесообразно использовать вблизи мест их добычи для уменьшения непроизводительных транспортных расходов на перевозку большой массы золы и влаги. Поэтому горючие сланцы, торф и бурый уголь относятся к местным топливам.

Основная масса горючих сланцев сжигается на теплоэлектростанциях. Смола (сланцевое масло), получена из горючих сланцев путем пиролиза, используется в качестве жидкого топлива и химического сырья. Из горючих сланцев путем газификации и сухой перегонки также получают горючие газы.

Еще до недавнего времени считалось, что все ископаемые топлива, запасы которых исчерпываются, сможет заменить атомная энергетика, ведь 1 кг урана выделяет столько же энергии, как и 3 млн. кг угля, а себестоимость атомной энергии одна из самых низких – 0,022 \$/кВт·час. Однако авария на Чернобыльской АЭС в 1986 г. и на АЭС возле японского города Фукусима в 2011 г., привела к радиоактивному загрязнению больших территорий, некоторые из которых до сих пор не восстановлены, а также к подвышению уровня смертности среди населения, в основном за счет роста онкологических заболеваний.

Несмотря на это, атомный сектор энергетики наиболее значимый в промышленно развитых странах, где недостаточно природных энергоресурсов: США, Франции, Японии, Германии, Южной Кореи, Великобритании, Украине и т.д. В 16 странах с помощью АЭС обеспечивается более четверти потребностей в электроэнергии.

По данным World Nuclear Association, на 2009 г. разведанные запасы урана в мире составляют 2438,1 тыс. т. Из этих запасов разрабатывается 55772 т. Основные прогнозные ресурсы урана сосредоточены в США, Китае, Монголии, России, ЮАР, Бразилии, Намибии, Узбекистане, Австралии и Украине (имеет наибольшие подтвержденные запасы урана в Европе, доля в мировых ресурсах – 1,8%). В этих 10 странах сосредоточено 88% общих мировых запасов урана. Австра-

лия, Казах-стан, ЮАР и Украина обеспечены подтвержденными запасами более чем на 100 лет. В Нигерии обеспеченность такими запасами составляет 20 лет, в Канаде примерно 30, в Узбекистане – 40, в Намибии и США – по 50, в России – 70 лет. Однако с учетом постоянного роста добычи сроки погашения подтвержденных запасов могут существенно сократиться. В России, например, при уровне прогнозируемого добычи около 10 тыс. т урана в год, подтвержденные запасы, даже вместе с их резервом, будут исчерпаны в течение 20 лет.

Если же учитывать 442 энергоблоки общей мощностью 356746 МВт, что действовали в 30 странах мира, около 300 научно-исследовательских и экспериментальных ядерных реакторов в 56 странах мира и более 200 ядерных реакторов, которые являются энергетическими установками кораблей [4], то для обеспечения их топливом ежегодно нужно добывать 67 тыс. т. урана, то есть уже на сегодня обеспеченность ядерных реакторов топливом составляет около 80%. А следует учесть, что в мире в состоянии строительства находится еще 35 энергоблоков.

## ВЫВОД

Из вышесказанного следует, что запасов урана уже не хватает для обеспечения работы всех атомных электростанций, разведанных запасов нефти хватит на 45 лет добычи, природного газа газовых и нефтегазовых месторождений – чуть более, чем на 60 лет. Существуют большие запасы гидратов метана, однако массовая разработка их месторождений на данный момент технически невозможна. Запасы угля в мире еще достаточно велики (его хватит на 210 лет добычи), однако при его сжигании наблюдается интенсивное загрязнение окружающей среды. Особенно опасным является радиоактивный изотоп углерода. Для уменьшения выбросов применяется водоугольное топливо. В мире также остаются достаточно большие запасы торфа и горючих сланцев, однако через низкую их теплоту сгорания при высокой стоимости перевозок они остаются местными видами топлив. Поэтому человечество уже сейчас ведет поиск других видов энергии.

## СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Березовская Ю. Черная лихорадка / Юлия Березовская // *Контракты*. – 2005. – № 27. – С. 7–8.
2. Поліщук В.М. Сучасний стан світового та вітчизняного паливно-енергетичного комплексу / В.М. Поліщук, Т.О. Білько // *Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування: Зб. наук. праць*. – Київ, 2012. – № 170. Ч. 1 – С. 209–219.
3. Кириченко Н.Б. Автомобильные эксплуатационные материалы / Нина Борисовна Кириченко. – 2-е изд. – М.: Издательский центр "Академия", 2005. – 208 с.
4. Бакулин Евгений. Газовые кладовые Украины / Евгений Бакулин, Юрий Борисов, Ярослав Яремийчук, Игорь Шваченко // *Еженедельник 2000*. – 2010, 11-17 июня. – №23 (513).
5. Ковтун Г. Від метану до гелю / Григорій Ковтун. // *Вісник Національної академії наук України*, 2006. – №8. – С. 23–30.
6. Михайлюк О.Л. Стан і перспективи використання ресурсів гідрату метану зони Чорного моря / О.Л. Михайлюк, С.В. Стеценко, Л.В. Сухіна, Д.Г. Русев // *Науковий вісник Одеського державного економічного університету*. – Одеса, 2009. – №5 (83) – С. 25–35.
7. Бакулин Евгений. Газовые кладовые Украины / Евгений Бакулин, Юрий Борисов, Ярослав Яремийчук, Игорь Шваченко // *Еженедельник 2000*. – 2010, 11-17 июня. – №23 (513).
8. Михайлюк О.Л. Стан і перспективи використання ресурсів гідрату метану зони Чорного моря / О.Л. Михайлюк, С.В. Стеценко, Л.В. Сухіна, Д.Г. Русев // *Науковий вісник Одеського державного економічного університету*. – Одеса, 2009. – №5 (83) – С. 25-35.
9. Cupiaá Karol. Instalacja zgazowujaca osuszony osad sciekowy / Karol Cupiaá, Michaá Pyc, Arkadiusz Jamrozik, Wojciech Tutak., Arkadiusz Kociszewski, Karol Grab-RogaliĔski // *MOTROL. Motoryzacja i energetyka rolnictwa*. – Lublin, 2011. – Vol. 13 A. – P. 80–93.
10. Акимов Ф.Н. Аварийные и резервные источники энергосбережения на основе тепловых накопителей отработанных газов двигателей внутреннего сгорания / Ф.Н. Акимов, В.У. Стоянов // *MOTROL. Motoryzacja i energetyka rolnictwa*. – Simferopol-Lublin, 2009. – Vol. 11 A. – P. 175–179.
11. Альтернативна енергетика: [навч. посібник для студ. вищ. навч. закл.] / М.Д. Мельничук, В.О. Дубровін, В.Г. Мироненко, І.П. Григорюк, В.М. Поліщук, Г.А. Голуб, В.С. Таргоня, С.В. Драгнєв, І.В. Свистунова, С.М. Кухарець. – К: «Аграр Медіа Груп», 2011. – 612 с.
12. Трубецькой К. Проблемы внедрения водоугольного топлива в России / Климентий Трубецькой, Валерий Моисеев, Виктор Дегтярев, Геннадий Кассихин, Василий Мурко // *Промышленные ведомости*. – 2004, июнь. – № 11–12 (88–89).
13. Пинчук В.А. Использование водоугольного топлива и продуктов его переработки в энергетике и металлургии / В.А. Пинчук, М.В. Губинский, Б.Б. Потапов // *Металургійна теплотехніка: Зб. наук. пр. Національної академії України*. – Дніпропетровськ., 2008. – С. 221–228.
14. Бойко В.И. Ядерные технологии в различных сферах человеческой деятельности: уч. пособие / В.И. Бойко, Ф.П. Кошелев. – Томск: Издательство ТПУ, 2006. – 342 с.
15. Енергобіотехнологія: [курс лекцій для студ. сільськогосп. вузів] / В.Г. Мироненко, В.О. Дубровін, В.М. Поліщук, С.В. Драгнєв, І.В. Свистунова. – К.: Холтех, 2010. – 248 с.
16. Горная энциклопедия / За ред. Е.А. Козловского. [Электронный ресурс]. – 80 Min / 700 MB. – М: ДиректМедиа Паблишинг, 2006. – 1 електрон. опт. диск (CD-ROM), 12 см – Систем. вимоги: Pentium; 32 MB RAM; Windows 95, 98 2000, XP, Word 97, 2000 – Назва з контейнера.
17. Гірничий енциклопедичний словник : в 3 т. : т. 2 / За ред. В. С. Білецького. – Донецьк: Східний видавничий дім, 2002. – 632 с.
18. Мала гірнича енциклопедія: В 3 т.: т. 2: Л–Р / За ред. В. С. Білецького. – Донецьк: Донбас, 2007. – 652 с.
19. Краткая химическая энциклопедия : в 5 т.: т. 4: Пирометаллургия – С / Ред. кол. И.Л. Кнуньянц и др. – М.: Советская энциклопедия, 1965. – 1182 с.
20. Малолетнев А. С. Современное состояние технологий получения жидкого топлива из углей / А. С. Малолетнев, М. Я. Шпирт //

Российский Химический Журнал. – 2008. – Т. LI – №6 – С. 44–53.

21. Караханов Э.А. Синтез-газ как альтернатива нефти. Часть 2. Метанол и синтезы на его основе / Э.А. Караханов // Соросовский образовательный журнал. – 1997. – № 12. – С. 66–69.

22. BP Statistical Review of World Energy – London, June 2010. – 50 p.

23. Мала гірнича енциклопедія: В 3 т.: т. 1: А – К / За ред. В. С. Білецького. – Донецьк: Донбас, 2004. – 640 с.

24. Розміщення продуктивних сил і регіональна економіка: Підручник / С. І. Дорогунцов, Т. А. Заяць та ін. ; За заг. ред. С. І. Дорогунцова. – К.: КНЕУ, 2005. – 988 с.

#### ALTERNATIVE FUEL-OILS

**Summary.** The modern state of world fuel and energy complex is considered. The resources of the most widespread mineral and fossil fuels are analysed in the world and in Ukraine, the methods of their extraction are considered.

**Key words:** fuel, coal, oil, natural gas, gas hydrates, unconventional gas, slate gas, methane of coal beds, peat, pyroshales, uranium ores, water-coal fuel.

## ОПТИМИЗАЦИЯ РЕЖИМОВ КОЛЕБАНИЙ ЗЕРНОВЫХ СМЕСЕЙ ПРИ НАЛИЧИИ СУХОГО ТРЕНИЯ

Вячеслав Ловейкин, Юрий Човнюк, Василий Кулык

Национальный университет биоресурсов и природопользования Украины  
Украина, г. Киев, ул. Героев Оборона, 15

**Аннотация.** Установлены оптимальные режимы колебаний зерновых смесей при наличии сил сухого трения методом вариационного исчисления, которые минимизируют возникающие в переходных процессах колебания системы.

**Ключевые слова:** оптимальный режим, колебания, зерновая смесь, сухое трение, вариационное исчисление, переходные процессы.

### ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМЫ

Под динамической нелинейностью понимают обычно такую нелинейность, которая проявляет себя только в процессе движения (в т.ч. смесей) [1]. До вибросистем с динамической нелинейностью относятся колеблющиеся системы большинства машин вибрационного воздействия, применяемые в сельскохозяйственных машинах, технологиях строительного производства и т.п., в которых силы неупругого сопротивления (демпфирования) изменяются непропорционально скорости в первой степени.

В процессе работы вибромашины возникают различные по своей природе неупругие сопротивления: обрабатываемого материала, окружающего воздуха; внутренние сопротивления в материале конструкций машины; сопротивления, обусловлены затратами энергии в болтовых и шарнирных соединениях, направляющих, в местах опор и креплений пружин и т.д. Все эти сопротивления по-разному изменяются в зависимости от перемещений элементов колеблющейся системы вибромашины. Каждый из них влияет на форму и амплитуду колебаний, а также на расходы энергии.

Результатирующую всех неупругих сопротивлений вибросистемы можно представить как многокомпонентное сопротивление, состоящее из суммы одновременно действующих

однокомпонентных сопротивлений. В качестве однокомпонентных сопротивлений рассматриваются: сопротивление, которое зависит от скорости; гистерезисное сопротивление которое является функцией перемещения и зависит от амплитуды; сопротивление, которое зависит от фазы вынужденной силы; сопротивление, которое зависит только от перемещения; постоянное по величине сопротивление сухого трения. Направление результирующего многокомпонентного сопротивления, так же как и направление его отдельных компонентов, всегда противоположный скорости.

Точные аналитические решения уравнений, которые характеризуют движение систем при наличии сил сухого трения, трудно получить [2-8]. Опубликованные в литературе приближенные методы могут быть применены только к системам с малым сопротивлением, то есть с малой нелинейностью. Указанные приближенные методы основаны на предположении, что колебания гармоничны.

Однако, во многих вибрационных машинах, особенно в приводных механизмах решетных станков зерноочистительных машин [9-17], демпфирующие силы изменяются непропорционально скорости, т.е., по форме являются нелинейными. По величине эти силы имеют порядок вынужденной силы и могут значительно превышать величину сил упругости пружин, то есть относительно большими. Такие

машины нельзя рассматривать как системы с малым сопротивлением.

Поскольку член, который выражает сопротивление, является нелинейным – движение негармонично. Поэтому кривые колеблющихся величин,  $x(t)$ ,  $\dot{x}(t)$ ,  $\ddot{x}(t)$ , отличаются от косинусоиды или синусоиды. Итак, форма колебаний зависит от вида демпфирующей функции: один вид кривых – за сухого трения, другой – за аэродинамического сопротивления, третий – за гистерезисных сопротивлений и т.д. Отсюда возникает необходимость установить, какой вид кривых имеет та или иная демпфирующая функция. Зная это, по виду кривых, полученных путем осциллографирования, можно будет более достоверно установить закон изменения сопротивления в реальной вибромашине и найти числовые значения коэффициентов, характеризующих такое сопротивление. В работе [4] предложен численный метод решения дифференциальных уравнений для разных демпфирующих функций.

#### АНАЛИЗ РЕЗУЛЬТАТОВ ПОСЛЕДНИХ ИССЛЕДОВАНИЙ

В статье [5] рассмотрены вынужденные колебания вибратора с синусоидальным вынужденной / возмущающих силой при наличии сухого трения. Впервые этот вопрос был исследован Ден-Гартогом [6, 7], который показал, что в зависимости от величины силы трения колебания могут происходить с паузами и без пауз. Он получил точное аналитическое решение для систем, в которых отношение частоты  $\omega$  возмущающей силы к частоте  $\Omega$  собственных колебаний системы  $\frac{\omega}{\Omega} \geq 0,5$ .

Для систем, в которых это отношение меньше 0,5, Ден-Гартог получил приближенное решение, а также ограничил его некоторым диапазоном частот. В области малых значений  $\frac{\omega}{\Omega} < 0,5$ , по его утверждению, “движение имеет за полупериод более одной паузы” и “для этой области не может быть получено решение”

[6].

В дальнейшем проблемой вынужденных колебаний при сухом трении занимались другие ученые [8], которые исследовали главным образом системы с несинусоидальными вынужденными силами.

Цель работы состоит в рассмотрении вынужденных и собственных колебаний зерновых смесей при наличии сил сухого трения в постановке Ден-Гартога, получении общего уравнения движения системы для колебаний с паузами или без пауз, и оптимизации режимов ее движения, которые минимизируют возникающие колебательные процессы, вызванные наличием именно сил сухого трения. При этом оптимальные режимы движения указанных смесей устанавливаются с помощью методов вариационного исчисления и решения уравнений Лагранжа-Эйлера [18, 19].

#### РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЙ

Модель колебательной системы зерновой частицы с сухим трением подается в виде массы  $M$ , которая закреплена упругими элементами связи зернины зерновой смесью с жесткостью  $k$  и имеет возможность скользить вдоль наклонной (под углом  $\alpha$  к горизонту) сухой поверхности с коэффициентом трения  $f$ . На массу  $M$  действует гармоничная возмущающая сила  $Q \cos(\omega t + \beta)$ , восстановительная сила упругих элементов  $kx$  и постоянная по величине, но всегда противоположна скорости по направлению сила сопротивления  $F = Mg(f \cos \alpha \pm \sin \alpha)$ . Здесь  $x$  отклонение массы  $M$  от положения равновесия.

Если рассматривать принятые вынужденные колебания системы, эти колебания осуществляются с частотой  $\omega$ , равной частоте возмущающей силы, с размахом, равным двойной амплитуде колебаний  $2X_0$ . В конечных точках, одновременно с изменением скорости, сила трения скачкообразно меняет свой знак на противоположный.

Условия движения системы в обе

стороны абсолютно одинаковы. Поэтому достаточно рассмотреть только одну половину цикла.

Предположим, что масса  $M$  находится в одном из крайних положений. За начало отсчета времени ( $t_o = 0$ ) принимаем момент начала движения массы  $M$  с крайнего положения и предположим, что движение из одного крайнего положения в другое крайнее

положение происходит за время  $t_1$ . Назовем это время продолжительностью движения. Понятно, что продолжительность движения не может быть больше половины периода колебаний, то есть  $t_1 \leq \frac{\pi}{\omega}$ .

Теперь дифференциальное уравнение вынужденных колебаний системы запишем в виде:

$$\begin{cases} M \cdot \ddot{x} + F \cdot \frac{\dot{x}}{|\dot{x}|} + kx = Q \cdot \cos(\omega t + \alpha); \\ x(0) = X_o; \dot{x}(0) = 0; x(t_1) = -X_o; \dot{x}(t_1) = 0, \end{cases} \quad (1)$$

где  $\alpha$  – фазовый угол возмущающей силы при  $t = 0$ ;  $\frac{\dot{x}}{|\dot{x}|} = \text{sign}(\dot{x})$  – множитель при  $F$ ,

который указывает, что направление силы трения изменяется в зависимости от изменения направления скорости;  $X_o$  – амплитуда колебаний. При  $Q = 0$  (1) описывает собственные колебания системы

при наличии сил сухого трения.

### ОПТИМАЛЬНЫЕ РЕЖИМЫ ДВИЖЕНИЯ ЗЕРНОВОЙ ЧАСТИЦЫ ПРИ НАЛИЧИИ СУХОГО ТРЕНИЯ

1. Исходя из (1) можно легко получить:

$$(F^*)^2 = \left( \frac{F}{Q} \cdot \frac{\dot{x}}{|\dot{x}|} \right)^2 = \left[ -\frac{M \ddot{x}}{Q} - kx + \cos(\omega t + \alpha) \right]^2. \quad (2)$$

Определим закон движения  $x(t)$ , при котором за период разгона системы ( $t = t_p$ ) принимает наименьшее значение, то есть оказывает наименьшее влияние на динамику приводного механизма решетных станов

зерноочистительной машины.

Для того чтобы найти подобный закон движения  $x(t)$  зерновой частицы, надо удовлетворить критерий качества этого движения:

$$\int_{t=0}^{t=t_p} (F^*)^2 dt = \int_0^{t_p} \left[ -\frac{M \ddot{x}}{Q} - \frac{kx}{Q} + \cos(\omega t + \alpha) \right]^2 dt \Rightarrow \min \quad (3)$$

Уравнения Лагранжа-Эйлера для (3) [19] имеет вид:

$$X^{(IV)} + 2\Omega^2 \cdot \ddot{x} + \Omega^4 X = \Omega^2 \cdot \left( 1 - \frac{\omega^2}{\Omega^2} \right) \cdot \frac{Q}{M} \cdot \cos(\omega t + \alpha); \quad (4)$$

$$x(0) = X_o; \dot{x}(0) = 0; \ddot{x}(0) = 0; \dot{x}(t_p) = V_p; \Omega^2 = \frac{k}{M}, \quad (5)$$

где  $V_p$  – скорость движения зерновой частицы в конце пуска (при  $t = t_p$ ).

Решение (4) имеет вид:

$$x(t) = (C_1 + C_2 t) \cdot \sin \Omega t + (C_3 + C_4 t) \cdot \cos \Omega t + \frac{\Omega^2 \cdot \left( 1 - \frac{\omega^2}{\Omega^2} \right) \cdot \frac{Q}{M} \cdot \cos(\omega t + \alpha)}{(\omega^4 - 2\Omega^2 \omega^2 + \Omega^4)}, \quad (6)$$

или

$$x(t) = (C_1 + C_2 t) \cdot \sin \Omega t + (C_3 + C_4 t) \cdot \cos \Omega t + \frac{Q \cdot \cos(\omega t + \alpha)}{M \cdot (\Omega^2 - \omega^2)}. \quad (7)$$

Взяв производную по времени из выражения (7) получим:

$$\dot{x}(t) = C_2 \sin \Omega t + (C_1 + C_2 t) \Omega \cos \Omega t + C_4 \cos \Omega t - (C_3 + C_4 t) \Omega \sin \Omega t - \frac{Q \omega \sin(\omega t + \beta)}{M(\Omega^2 - \omega^2)}. \quad (8)$$

Константы  $C_i, i = \overline{1,4}$  рассчитываем движения (1) в зависимости (7) и (8), будем иметь: подставив начальные и конечные условия

$$C_1 = \frac{\sin \Omega t_1 + \Omega t_1 \cos \Omega t_1}{\Omega^2 t_1^2 - \sin^2 \Omega t_1} \left\{ X_0 (1 - \cos \Omega t_1) + \frac{Q}{M(\Omega^2 - \omega^2)} [\cos(\omega t_1 + \beta) + (\omega t_1 \sin \beta - \cos \beta) \cos \Omega t_1] \right\} + \frac{t_1 \sin \Omega t_1}{\Omega^2 t_1^2 - \sin^2 \Omega t_1} \left\{ X_0 \Omega \sin \Omega t_1 + \frac{Q \omega}{M(\Omega^2 - \omega^2)} [\sin(\omega t_1 + \beta) - \sin \beta (\cos \Omega t_1 - \Omega t_1 \sin \Omega t_1)] \right\}; \quad (9)$$

$$C_2 = \frac{C_1}{t_1 \sin \Omega t_1} (\Omega t_1 \cos \Omega t_1 - \sin \Omega t_1) - \frac{1}{t_1 \sin \Omega t_1} \left\{ (1 - \cos \Omega t_1) X_0 + \frac{Q}{M(\Omega^2 - \omega^2)} [\cos(\omega t_1 + \beta) + (\omega t_1 \sin \beta - \cos \beta) \cos \Omega t_1] \right\};$$

$$C_3 = X_0 - \frac{Q \cos \beta}{M(\Omega^2 - \omega^2)}; \quad C_4 = \frac{Q \omega \sin \beta}{M(\Omega^2 - \omega^2)} - C_1 \Omega.$$

Результаты оптимального режима движения зерновой частицы представлены на рис 1-3. 2. Рассмотрим далее собственные колебания системы при наличии сил сухого трения ( $Q \equiv 0$ ).

Решение (1) имеет в этом случае вид:

$$x(t) = X_0 \cdot \cos \Omega t - \frac{F \cdot \text{sign}(\dot{x})}{M \cdot \Omega^2} \cdot (1 - \cos \Omega t). \quad (10)$$

Заменим обобщенную функцию  $\text{sign}(\dot{x})$  на следующую

$$\text{sign}(\dot{x}) \approx \frac{2}{\pi} \cdot \text{arctg } \dot{x}. \quad (11)$$

Если улучшить приближения (11) в том отношении, чтобы контур графика приближения лучше отвечал контуру функции  $\text{sign}(\dot{x})$ , то можно применить улучшенное приближение последней:

$$\text{sign}(\dot{x}) \approx 2^{2n+1} \sqrt{\frac{2}{\pi}} \cdot \text{arctg } \dot{x} = \left(\frac{2}{\pi}\right)^{\frac{1}{2n+1}} \cdot \left\{ \text{arctg } \dot{x} \right\}^{\frac{1}{2n+1}}, \quad n \in N. \quad (12)$$

Для случая  $\left| \dot{x} \right| < \frac{\pi}{2}, i / \tilde{n}, \text{arctg } \dot{x} \approx \dot{x}$ , и

для  $n \gg 1$  можно приближенно (12) представить в виде:

$$\left(\frac{2}{\pi}\right)^{\frac{1}{2n+1}} \cdot \left\{ \text{arctg } \dot{x} \right\}^{\frac{1}{2n+1}} \approx \left(\dot{x}\right)^{\frac{1}{2n+1}}. \quad (13)$$

Тогда из (10) получим:

$$(x(t) - X_0 \cos \Omega t)^2 = \frac{F^2}{M^2 \cdot \Omega^4} \cdot \dot{x}^{\frac{2}{2n+1}} \cdot 4 \cdot \sin^4 \left(\frac{\Omega t}{2}\right). \quad (14)$$

Теперь критерий качества движения зерновой частицы выглядит следующим образом:

$$\int_0^T (x(t) - X_0 \cos \Omega t)^2 dt \Rightarrow \min, \quad (15)$$

где  $T = \frac{2\pi}{\Omega}$ , т.е. за период собственных колебаний системы квадрат отклонения массы  $M$  от положения равновесия,

вызванные действием силы трения (сухого),  
должен быть минимальным.

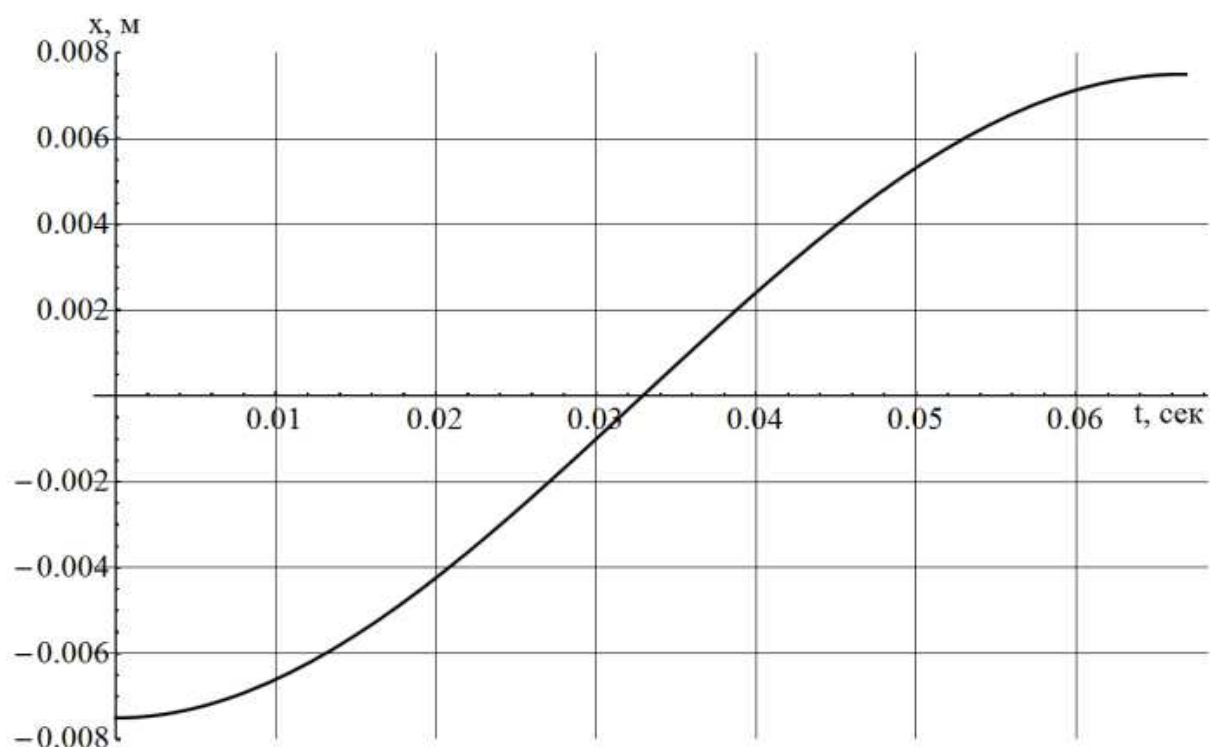


Рис. 1. График оптимального перемещения зерновой частицы по наклонному решете

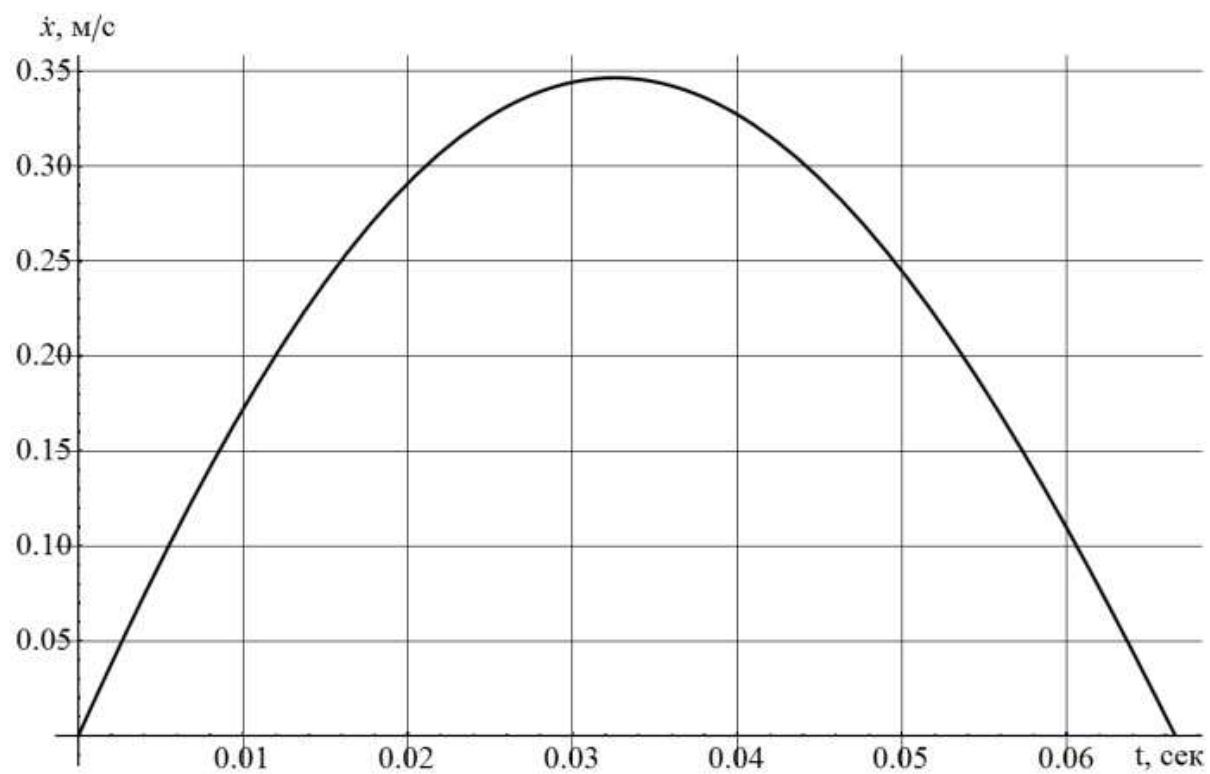


Рис. 2. График оптимальной скорости зерновой частицы по наклонному решете



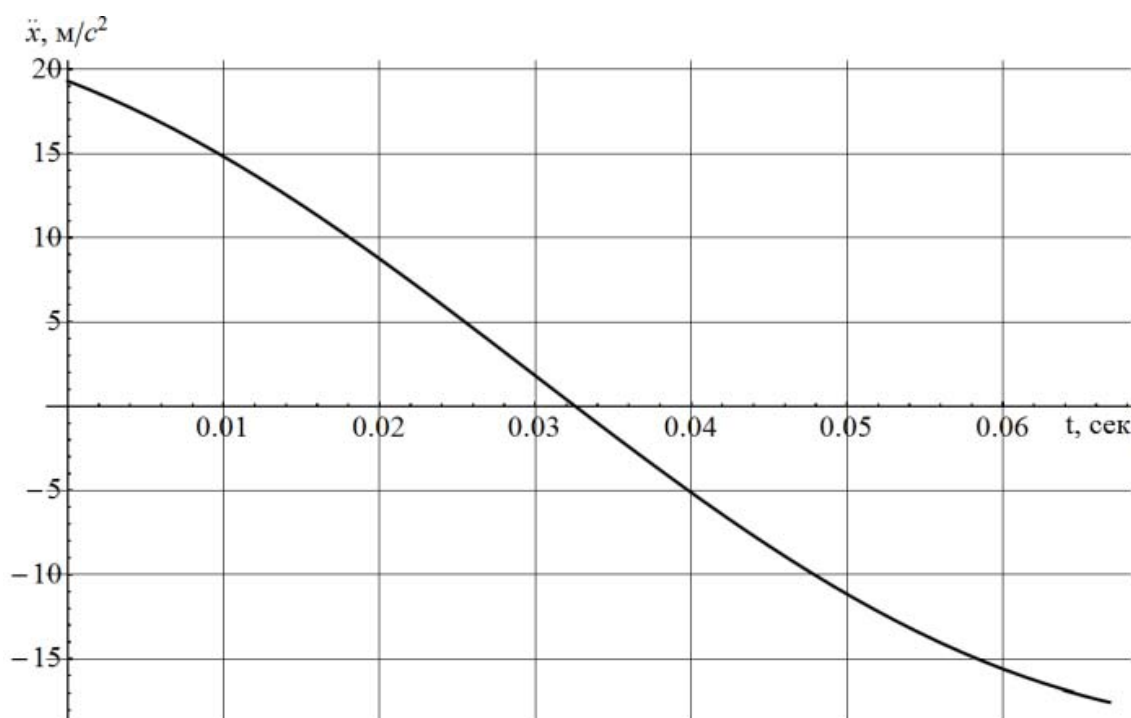


Рис. 3. График оптимального ускорения зерновой частицы по наклонному решетке

Учитывая (14), критерий (15) можно представить в виде:

$$\int_0^T \dot{x}^{2n+1} \cdot \sin^4\left(\frac{\Omega t}{2}\right) dt \Rightarrow \min. \quad (16)$$

Уравнения Лагранжа-Эйлера для функционала (16) можно представить следующим образом [19]:

$$\sin^3\left(\frac{\Omega t}{2}\right) \cdot \dot{x}^{\frac{(1-2n)}{(2n+1)}} \cdot \left\{ x \cdot \frac{(1-2n)}{(1+2n)} \cdot \sin\left(\frac{\Omega t}{2}\right) + \dot{x} \cdot 2\Omega \cdot \cos\left(\frac{\Omega t}{2}\right) \right\} = 0. \quad (17)$$

При начальных условиях:

$$x(0) = X_0; \quad \dot{x}(0) = \ddot{x}(0) = 0, \quad n \rightarrow \infty \quad (18)$$

решение (17) имеет вид:

$$x(t) = \frac{3}{2} C_1 \cdot t - \frac{2C_1}{\Omega} \cdot \sin \Omega t + \frac{C_1}{4\Omega} \cdot \sin 2\Omega t + X_0, \quad C_1 = const. \quad (19)$$

Если необходимо выяснить закон движения зерновой частицы, при котором указано “качество колебаний” (качество движения) будет реализована период времени, а скорость движения достигнет

заданного значения после окончания переходного процесса, т.е.  $\dot{x}(t=t_p) = V_0$ , тогда:

$$x(t) = \frac{V_0}{\left\{ \frac{3}{2} - 2 \cos(\Omega t_p) + \frac{1}{2} \cos(2\Omega t_p) \right\}} \cdot \left\{ \frac{3}{2} t - \frac{2}{\Omega} \sin(\Omega t) + \frac{1}{4\Omega} \sin(2\Omega t) \right\} + X_0. \quad (20)$$

Следует отметить, что подобный закон движения (18) позволяет удовлетворить условию:

$$\ddot{x}(t=t_p) = 0, \quad (21)$$

если  $\Omega t_p = \pi n, \quad n \in N$ .

быть созданы машины для сепарации зерна с использованием методических подходов, представленных в работе [20] и обоснования конструктивно-технологических параметров сепарирующих поверхностей, как это изложено в [21].

На основе полученных результатов могут

## ВЫВОДЫ

1. Предложенная математическая модель, описывающая движение зерновых частиц при наличии сил сухого трения.
2. Установлены основные характеристики режимов движения зерновых частиц в указанных условиях, при которых минимизирован силовой и кинематический влияние сил сухого трения на движение зерновой частицы в переходных процессах.
3. Полученные результаты могут быть в дальнейшем использованы для уточнения и совершенствования существующих инженерных методов расчета подобных систем в условиях их свободных и вынужденных колебаний при наличии сил сухого трения.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Курдюмов А.А. Вибрация корабля. – Л., 1961.
2. Сакович В.Л. Об учете сил сопротивления в вибраторах для бетона// Известия вузов. Строительство и архитектура. – 1961. – № 6.
3. Сакович В.Л. Исследование машин вибрационного действия // Научные труды Киевского инженерно-строительного института. – 1961. – Вып. 17.
4. Сакович В.Л. Метод решения уравнений динамически нелинейных вибросистем // Научные труды Киевского инженерно-строительного института. – 1964. – Вып. 20. – С. 91-105.
5. Сакович В.Л. Вынужденные колебания вибратора при наличии сухого трения // Научные труды Киевского инженерно-строительного института. – 1964. – Вып. 20. – С. 116-127.
6. Ден-Гартог Дж. П. Механические колебания – М.: Физматгиз, 1960. – 260 с.
7. Den-Hartog I.P. Forced Vibrations With Combined Conlomb and Viscons Friction // Transactions of ASMEю – 1931.–Vol. 53, No. 9. – P. 107-115.
8. Стрекис А.М. Вынужденные колебания с одной степенью свободы при наличии сухого трения и при произвольной возмущающей силе // Сб. “Вопросы динамики и динамической прочности”.– Рига: РПИ, 1956.– Вып. IV. – С. 102.
9. Карнов Б.А. Технология послеуборочной обработки и хранения зерна / Б.А. Карпов. М.: Агропромиздат, 1987. – 288 с.
10. Кленин Н.И., Сакун В.А. Сельскохозяйственные и мелиоративные машины – М.: Колос, 1994. – 751 с.
11. Сільськогосподарські машини. Основи теорії та розрахунку: Підручник / Д.Г. Войтюк, В.М. Барановський, В.М. Булгаков та ін.; за ред. Д.Г. Войтюка. – К.: Вища освіта, 2005. – 464 с.
12. П.И.Макаров и др. Механизация послеуборочной обработки зерна: Учебное пособие / Мар. Гос. Ун-т; П.И.Макаров, Г.С.Юнусов, И.И.Казанков, С.И.Казанков, Г.В.Богданов, Х.С.Хайнанов, Н.Ф.Маслова. – Йошкар-Ола, 2007. – 284 с.
13. Халанский В. М., Горбачев И. В. Сельскохозяйственные машины. – М.: Колосс, 2004. – 624 с.
14. Сепаратор воздушно-решетный предварительной очистки СБП-100. Руководство по эксплуатации. ОАО “Воронежсельмаш”. – 64 с.
15. Тиц З.Л. Машины для послеуборочной поточной обработки семян. – М., 1967. – 477 с.
16. Гортинский В.В., Демской А.В., Борискин М.А. Процессы сепарирования на зерноперерабатывающих предприятиях. – М.: Колос, 1980. – 304 с.
17. Захарченко И.В. Послеуборочная обработка семян в Нечерноземной зоне – М.: Россельхозиздат, 1983. – 263 с.
18. Крылов А.Н. О некоторых дифференциальных уравнениях математической физики.– М. –Л., 1950. – 240 с.
19. Бронштейн И.Н., Семендяев К.А. Справочник по математике для инженеров и учащихся вузов. – М.: Наука, 1986. – 544 с.
20. Natalya Ratushna, IiKhom Mahmudov, Andriy Kokho. Methodical approaches to creation of new agricultural machinery according to market requirements for technological product // Motrol. – Tom 9, Lublin, 2007. – P. 119-123.
21. Болтянська Н.І. Обґрунтування конструктивно-технологічних параметрів сепаруючих поверхонь жалюзійних решет зернозбиральних комбайнів // Motrol. – Tom 13B, Lublin, 2011. – С. 111-116.

OPTIMIZATION OF VIBRATION GRAIN  
MIXES WITH DRY FRICTION

**Summary.** The optimal oscillation regimes of grain mixture's motions for coulomb friction are discussed with the help of variation calculations which can minimize the system's oscillations during transitive processes.

**Key words:** optimum behavior, oscillations, grain mass, dry friction, calculus of variations, transients.

## ОСОБЕННОСТИ МОДЕЛИРОВАНИЯ ПРОЦЕССОВ СЕПАРАЦИИ ЗЕРНА В УСЛОВИЯХ ЗЕРНОТОКА ХОЗЯЙСТВА

Сергей Степаненко

Национальный научный центр «Институт механизации и электрификации  
сельского хозяйства»

Украина, Киевская область, Васильковский район, с. Глеваха,  
ул. Вокзальная, 11

**Аннотация.** В статье обоснован системно-проектный подход к управлению системой машин для послеуборочной обработки зерна, смоделированы процессы сепарации зерна в условиях зернотока хозяйства, определены причинно-следственные связи между технологическими звеньями системы.

**Ключевые слова:** сепарация, зерноток, моделирование, процесс.

### ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМЫ

Производство зерна всегда было и остается одной из стратегических отраслей агропромышленного комплекса Украины.

За последние годы валовый сбор зерновых увеличивается. Увеличение валового сбора зерна требует применения высокопроизводительной техники при уборке и послеуборочной обработке зерна.

При предложенном объеме сбора зерновых культур до 80 млн. т. [1], интенсивность поступления зернового материала на зерноочистительные пункты Украины увеличится по прогнозам в 3-4 раза.

При такой интенсивности поступления потока зерновых культур современные зерноочистительные комплексы не всегда вовремя перерабатывают нужную массу зернового материала, в результате чего происходит вылежка зерна в промежутке между смежными операциями технологической линии послеуборочной обработки зерна и увеличения площади буртов на току, которые требуют немедленной переработки.

Во время хранения неочищенного зерна от легких и солоmistых примесей, а также зерна с повышенной влажностью, через 3-4 дня происходит явление

самосогревания зерна и увеличение интенсивности микробиологических процессов, что способствует снижению посевных и продовольственных качеств зерна.

В результате чего теряется до 5% собранного урожая.

Такие явления возникают из-за недостаточного уровня планирования технологических систем при обслуживании многономенклатурных потоков зерновых культур.

Повышение эффективности производства и товарного качества зерна, уменьшение его потерь, можно достичь рациональной планировкой подачи многономенклатурных потоков, а также имеющимся технологическим оборудованием для послеуборочной обработки зерна.

На сегодня, исследования разработки организационно-технологических проектов комплекса машин для послеуборочной обработки зерна почти не проводились, поэтому весьма актуальной задачей является повышение эффективности работы имеющихся комплексов машин для послеуборочной обработки зерна в условиях интенсивного сбора зернового материала, путем организационно-проектного планирования.

## АНАЛИЗ РЕЗУЛЬТАТОВ ПОСЛЕДНИХ ИССЛЕДОВАНИЙ

Многие исследования были направлены на повышение эффективности работы отдельных машин [2, 3, 4, 6] и рекомендаций по определению необходимого комплекса машин для послеуборочной обработки зерна.

Совершенствованием технологических схем зерноочистительных линий занималось много ученых: И.И. Ульрих, В.А. Кубишев, В.Г. Гулаев, И.А. Тюлькибаев, А.А. Лопань, Ю.И. Ермольев, И.С. Титов, А.И. Зелин.

В данных исследованиях предлагается способ, при котором на начальном этапе выделяется часть зерна высокого качества с кондиционными свойствами, затем выделение полноценного зерна высокого качества с между операционным его доведением до кондиционных свойств.

Аналитические исследования: Е.Я. Агафонова, В.Г. Антипова, И.Е. Кожуховского, В.А. Кубишева, были направлены на изучение влияния характеристик потоков зернового материала на работу отдельных элементов поточных очистительно-сушильно-сберегающих комплексов.

Изменение влажности, чистоты зернового материала, интенсивность его поступления в пределах сезона носит случайный (стохастический) характер, что было доказано следующими учеными с использованием теории вероятности: В.А. Кубишевым, В.Д. Шаповаловым, А.Е. Ивановым, В.П. Комаровым, А.В. Процеровым и др. [7, 8, 9, 17, 19, 20, 21]. Тем не менее, первые разработанные методики предусматривали потребность в оборудовании для послеуборочной обработки зерна и семян, которые предполагали постоянство характеристик потоков зернового материала как отмечено в трудах: К.А. Агафонова, В.А. Гобермана, Г.И. Синькова, И.Е. Кожуховского.

Вышеупомянутые исследования не дают полной информации разработчику организационно-технологического проекта в условиях интенсивного многономенклатурного поступления потока

на очистительно-сушильный пункт, поэтому актуальной задачей является разработка системно-проектного подхода к исследованию системы машин для послеуборочной обработки зерна и моделирования процессов сепарации зерновых материалов в условиях зернового тока, что позволяет рассмотреть систему в целом и исследовать причинно-следственные связи между операциями технологической системы.

## ЦЕЛЬ РАБОТЫ

Разработка системно-проектного подхода, для моделирования процессов сепарации зерна в условиях зернотока и исследование системы машин для послеуборочной обработки зерна с целью повышения эффективности функционирования их работы во время уборки урожая.

## РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЙ

Системно-проектный подход к исследованию технологических систем обслуживания многономенклатурных потоков предусматривает определение, сравнение и обоснование альтернативных решений, позволяющих повысить эффективность и необходимую производительность технологических систем.

Входными факторами выступают показатели, определяющие качество поступающего зернового материала:  $W_c \text{ ВХ}$  – влажность поступающего зерна;  $\Psi_c \text{ ВХ}$  – засоренность поступающего в очистительно-сушильно-сберегающий пункт зерна;  $Q_c \text{ ВХ}$  – интенсивность поступления зерна. Важны также характеристики, определяющие структуру многономенклатурного потока: продолжительность –  $\Delta t_{\text{вх}}$ , номенклатурность –  $\eta(t)_{\text{вх}}$ , объем отдельных партий –  $Q_{n \text{ вх}}$ .

Кроме этого важным начальным условием является также изменение качественных показателей собранного урожая во времени (динамика поступления зерна на зеновой ток).

После обработки зернового материала технологическим комплексом машин на току, зерновая масса получает свойства, которые можно охарактеризовать следующими параметрами:  $W_{c \text{ вых } (j)}$  – исходная влажность зерна;  $\psi_{c \text{ вых } (j)}$  – исходная засоренность зерна. Важным исходным параметром является скорость обработки зернового материала системой машин на току –  $Q_{c \text{ вых } (j)}$ .

Как уже отмечалось выше, входные факторы ( $W_{c \text{ вх}}, \psi_{c \text{ вх}}, Q_{c \text{ вх}}$ ) не являются постоянными в течение времени, а изменяются как в течение суток, так и в течение уборочного периода.

Мгновенное суточное поступление зернового материала от комбайнов на зерноочистительно-сушильно-сберегающий пункт сельскохозяйственного предприятия значительно отличается от среднесуточного и зависит в основном от одновременно работающих комбайнов и обслуживающих их транспортных средств, урожайности культуры, производительности комбайнов, расстояния между полями и очистительно-сберегающего пункта, размером посевной

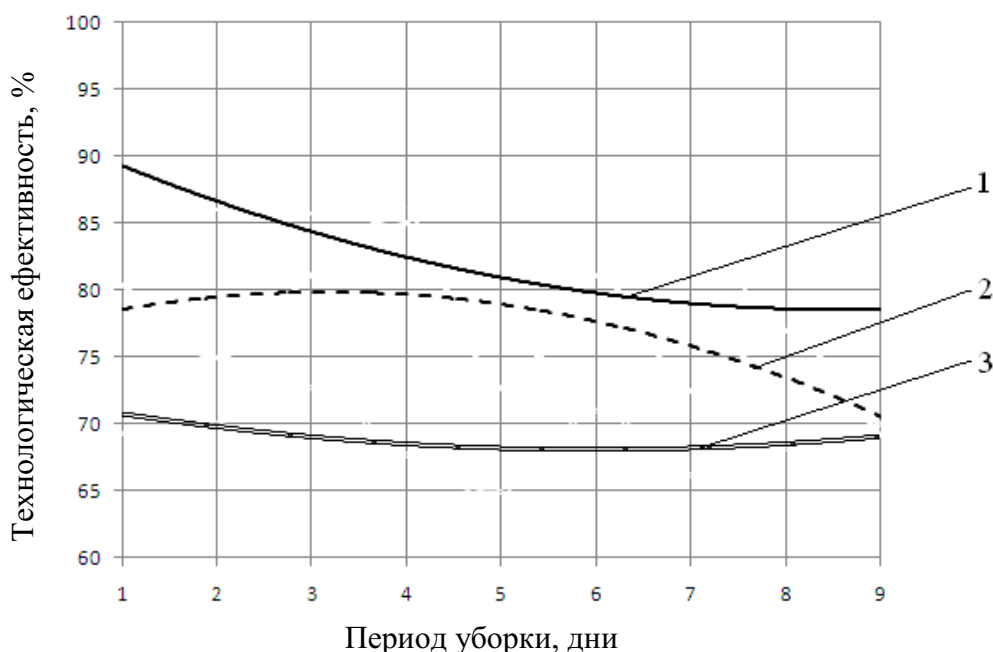
площади культуры. Среднесуточное поступление зернового материала за весь период сбора и среднесуточное поступление зерна в самый напряженный период уборки урожая значительно колеблется даже в хозяйствах с равной величиной посевных площадей, это объясняется разным уровнем организации уборочных работ. Неравномерность суточного поступления зерна характеризуется коэффициентом суточной неравномерности:

$$\delta = \frac{\overline{\Delta Q_{з \text{ доб}}}}{\overline{\Delta Q_{д \text{ доб}}}}, \quad (1)$$

где  $\overline{\Delta Q_{з \text{ доб}}}$  – среднее арифметическое трех максимальных суточных поступлений зерна за период уборки;

$\overline{\Delta Q_{д \text{ доб}}}$  – среднесуточное поступление зерна за весь период уборки.

На рис. 3 представлены графики зависимости технологической эффективности в зависимости от периода сбора при различных значениях коэффициента неравномерности  $\delta$  для хозяйства ДХ "Оленевское", Киевской обл.



1 – при  $\delta = 1,58$ ; 2 – при  $\delta = 1,8$ ; 3 – при  $\delta = 2,3$ .

Рис. 1. Зависимости технологической эффективности от периода уборки при различных значениях коэффициента неравномерности  $\delta$ .

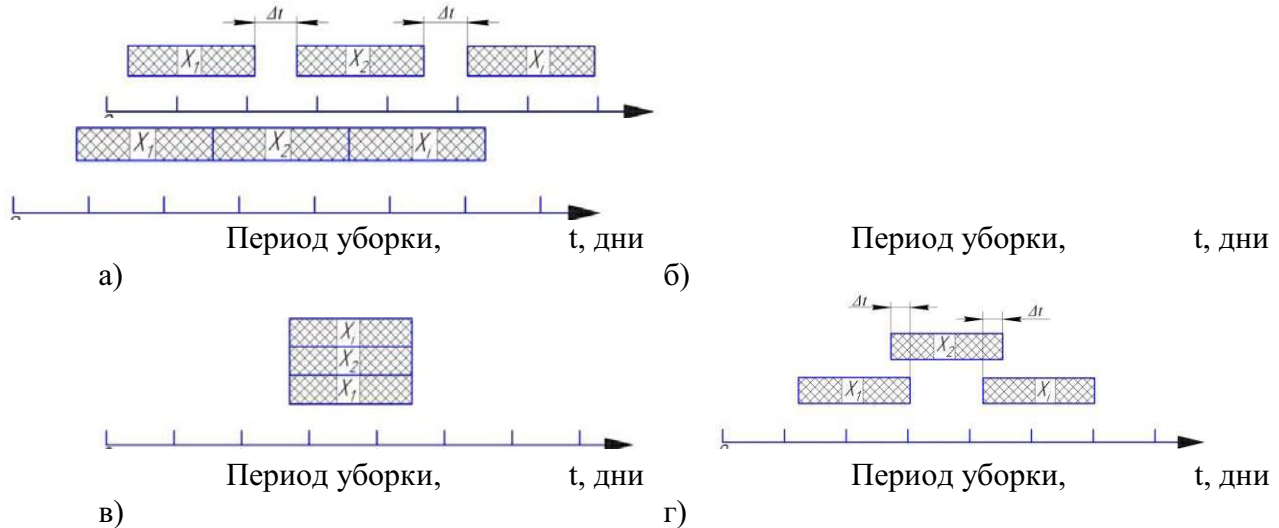
Этот коэффициент, как правило, находится в пределах от 1,5 до 2,2. Он зависит от технического оснащения хозяйств,

агротехники выращивания зерновых культур (урожайности), использования уборочной техники и почвенно-климатических условий

хозяйства. Коэффициент суточной неравномерности существенно влияет на оптимальную загрузку линии очистительно-сушильно-сберегающего пункта. От ритмичности и устойчивости работы линий напрямую зависит качество обработки и технологическая эффективность. Рис. 1 показывает, что с увеличением коэффициента неравномерности  $\delta$  технологическая эффективность системы машин для послеуборочной обработки зерна уменьшается. Поэтому при значении коэффициента суточной неравномерности более 2,0 используются переходные бункеры, или применяют дополнительное технологическое оборудование для очистки зерна.

Состав и характеристики технологических систем обслуживания многономенклатурных потоков зависят не только от объемов поступления зерна на очистительно-сушильно-сохраняющий пункт, но и от количества культур, которые одновременно собираются. Возможно также одновременная уборка различных сортов одной зерновой культуры, которые отличаются своими характеристиками. В этих случаях номенклатурность входного зернового потока  $\eta(t)_{ex} > 1$  [5, 6, 7].

Рассмотрим несколько вариантов поступления многономенклатурных потоков зерновых культур (рис. 2).



- а) последовательный с промежутками между периодами уборки различных культур  $\Delta t$ ;  
 б) последовательный без промежутков между периодами уборки различных культур;  
 в) параллельная уборка различных культур;  
 г) последовательный с промежутками  $\Delta t$  параллельно уборке различных культур.

Рис. 2. Схемы поступления различных культур (различных сортов одной культуры)  $x_1, x_2, \dots, x_i$  в течение работы очистительно-сушильно-сберегающего пункта

Наиболее оптимальный из рассмотренных способов является способ, который указан на (рис. 4 а), когда многономенклатурные потоки разлагается на однономенклатурные в определенных промежутках времени, причем между периодами уборки существует промежуток  $\Delta t$ . В течение этого промежутка возможно перенастроить систему машин очистительно-сушильно-сберегающего пункта на другую культуру. На практике такой случай наблюдается в начале и конце поступления потоков. Это обусловлено тем, что как в начале, так и в конце периода уборки,

зерновые культуры созревают на отдельных полях, поэтому в большинстве случаев возникает ситуация, когда необходимо параллельно собирать несколько культур. Во многих случаях наблюдается явление, которое показано на (рис. 4 б) и характеризуется тем, что в течение некоторого периода  $\Delta t$  происходит параллельная уборка различных культур. Для эффективного функционирования в этот период необходимо две и более поточных линии, или задействовать комплексы подвижных зерноочистительных машин. Наиболее неблагоприятным режимом

является случай который приведен на (рис. 4 в), в этом случае происходит параллельная уборка нескольких культур или разных сортов одной культуры. Для этого необходимо иметь несколько поточных линий для очистки различных сортов или группу зерноочистительных машин, в зависимости от одновременно собираемой культур.

Последовательность уборки различных зерновых культур зависит не только от сроков их созревания, но и от организации уборочных работ. Например, сроки уборки бобовых для зоны Степи, как правило, составляют по разным данным примерно 3-20 июля, а сроки уборки ранних зерновых - 6 июля-3 августа. В период с 6 июля по 20 июля возникает необходимость в послеуборочной обработке одновременно нескольких культур. Задержка в послеуборочной обработке в связи с перенастройкой режимов на другую культуру вызывает потери урожая. Поэтому в таких случаях необходимо функционирование одновременно 2 и более поточных линий в зависимости от номенклатурности культур  $\eta_{(t)вх.}$ , или применять переходные бункера для временного хранения.

Следует заметить, что для предотвращения накопления и задержки зерновой массы между операциями, нужно выполнять следующее условие:

$$q_1 < q_2 < q_3 < q_4, \quad (2)$$

где  $q_1, q_2, q_3, q_4$  - фактические производительности приемной, очистительной, сушильной и разгрузочной операций технологической системы обслуживания многономенклатурных потоков зерновых культур во время уборки урожая.

В случае невыполнения условия (2), т.е. когда производительность предыдущей операции превышает производительность следующей ( $q_i > q_{i+1}$ ), для эффективной работы нужно увеличивать производительность следующей операции  $q_{i+1}$  путем замены машиной большей производительности или установления дополнительного количества машин, возможно также установление переходных бункеров вместимостью  $Q_{пер}$ :

$$Q_{пер} = (q_i - q_{i+1}) \cdot T_{кр}, \quad (3)$$

где  $T_{кр}$  - период времени, в течение которого производительность предыдущей операции превышает производительность следующей операции ( $q_i > q_{i+1}$ ), дни;

Потери поврежденного зерна в процессе выполнения послеуборочной обработки зерна можно описать зависимостью:

$$B_y = \sum_{i=1}^n e_i, \quad (4)$$

где  $e_i$  - потери и повреждения зерна  $i$ -тим элементом технологической системы при обслуживании зерновых потоков.

Анализ формулы (4) указывает на то, что снижение потерь и повреждения можно достичь двумя путями: 1) меньшим количеством воздействием технических средств в составе технологической системы, 2) снижением воздействия  $i$ -того элемента на многономенклатурные потоки зерновых культур.

Для определения рационального состава технологических систем многономенклатурных потоков зерновых культур пользуются оценкой минимального среднего. Для этого определяют эмпирическую дисперсию  $S_n^2$ :

$$S_n^2 = \frac{1}{N} \cdot \sum_{n=1}^N (\bar{\eta}_n)^2 - \frac{1}{N^2} \cdot [\sum_{n=1}^N \bar{\eta}_n]^2, \quad (5)$$

где  $\bar{\eta}_n$  - минимальное значение функционала, зависит от изменяемых параметров  $F(\beta_1, \beta_2 \dots \beta)$  с ограничениями  $G(\beta)$ .

Задача оптимизации решается в процессе статических имитационных моделей перебора и сравнения значений  $\bar{\eta}_n$  в области  $\Omega$  ( $\beta \in \Omega$ ). Область  $\Omega$  - множество дискретных значений, которые определяются величиной шагов при изменении параметров и ограничений  $G(\beta)$ .

Моделирование процессов сепарации зерна в условиях зернотока опишем зависимостями: плотности распределения влажности, плотности распределения производительности зерноочистительных машин, коэффициентом корреляции.

Плотность распределения влажности и засоренности зернового материала, поступающего на послеуборочную обработку в условиях тока:



$$f(w, s) = \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot \sigma_w \cdot \sigma_s \cdot \sqrt{1-r^2}} \cdot \exp \left\{ -\frac{1}{2 \cdot (1-r^2)} \cdot \left[ -\frac{(w-m_w)^2}{\sigma_w^2} - \frac{2r \cdot (w-m_w) \cdot (s-m_s)}{\sigma_w \cdot \sigma_s} + \frac{(s-m_s)^2}{\sigma_s^2} \right] \right\} \quad (6)$$

где  $r$  – коэффициент корреляции;

$$r = \frac{m_{w \cdot s} - m_w \cdot m_s}{\sigma_w \cdot \sigma_s}, \quad (7)$$

$\sigma_w$ ,  $\sigma_s$  – среднее квадратическое отклонение влажности и засоренности, соответственно;

$m_w$ ,  $m_s$  – математическое ожидание влажности и засоренности, соответственно.

Коэффициент корреляции рассчитывается по формуле:

где  $m_{w \cdot s}$  – математическое ожидание произведения влажности на засоренность.

Плотность распределения производительности зерноочистительных машин в зависимости от влажности  $w$  и засоренности  $s$ :

$$f(P_{ws}) = \frac{1}{\sqrt{2 \cdot \pi \cdot \sigma_{P_{ws}}}} \exp \left[ -\frac{(P_{ws} - m_{P_{ws}})^2}{2 \cdot \sigma_{P_{ws}}^2} \right], \quad (8)$$

где  $m_{P_{ws}}$  – математическое ожидание производительности зерноочистительной машины рассчитывается по формуле:

$$m_{P_{ws}} = P_{зп} \cdot K_з \cdot (1 - k_w \cdot m_w) \cdot (1 - k_s \cdot m_s), \quad (9)$$

где  $P_{зп}$  – паспортная производительность зерноочистительной машины, т/ч;  $K_з$  – коэффициент, характеризующий условия работы зерноочистительной машины;  $k_w$  – коэффициент, учитывающий снижение производительности при увеличении влажности;  $k_s$  – коэффициент,

учитывающий снижение производительности при увеличении засоренности;  $\sigma_{P_{ws}}$  – среднее квадратическое отклонение производительности зерноочистительной машины рассчитывается по формуле:

$$\sigma_{P_{ws}} = P_{зп} \cdot K_з \cdot \sqrt{[k_w \cdot (1 - k_s \cdot m_s)]^2 \cdot \sigma_w^2 + [k_s \cdot (1 - k_w \cdot m_w)]^2 \cdot \sigma_s^2 + 2 \cdot [k_w \cdot (1 - k_s \cdot m_s)] \cdot [k_s \cdot (1 - k_w \cdot m_w)] \cdot r} \quad (10)$$

Плотность распределения производительности зерносушилок в зависимости от влажности  $w$ :

$$f(P_c) = \frac{1}{P_c^2} \cdot \frac{1}{\frac{1}{K_c \cdot P_{сп}} \cdot \sqrt{2 \cdot \pi \cdot \sigma_w}} \exp \left[ -\frac{\left( \frac{1}{P_c} - \frac{m_w}{K_c \cdot P_{сп}} \right)^2}{2 \cdot \sigma_w^2 \cdot \left( \frac{1}{K_c \cdot P_{сп}} \right)^2} \right], \quad (11)$$

где  $P_{сп}$  – паспортная производительность зерносушилки, т/ч;

$K_c$  – коэффициент пропорциональности, рассчитывается по формуле:

$$K_c = \frac{k_H \cdot k_k \cdot k_e \cdot k_t}{c \cdot (1 - k_H) + k_H} \cdot \Delta w, \quad (12)$$

$k_H$  – коэффициент, учитывающий зависимость производительности зерносушилки от назначения зерна;

$k_k$  – коэффициент, учитывающий зависимость производительности зерносушилки от вида зерна;

$k_e$  – коэффициент, учитывающий условия эксплуатации зерносушилки;

$k_\tau$  – коэффициент использования времени смены;

$C$  – содержание семенного зерна в общей массе зерна, %;

$\Delta w$  – изменение влажности при паспортной производительности зерносушилки, %.

Математическая модель процесса функционирования системы тока представлена, как замкнутая квазистатическая система с различными  $\kappa_s$  - ми функциональными схемами в общем виде можно записать уравнениями:

$$E_{O\delta} = \{F_0, A_0, G_\delta[K_\delta(x), T_\delta(x)]\} \rightarrow \max \quad (13)$$

$$Z_{прв} = \left\{ \begin{array}{l} F_0, A_0, G_\delta[K_\delta(x), T_\delta(x)], \Pi_{T\delta}[K_\delta(x), \alpha_{1\delta}(x), \alpha_{4\delta}(x), b_{c\delta}(x), b_{m\delta}(x)] \\ \Pi_\delta[K_\delta(x), N_\delta(x), B_\delta(x)] \end{array} \right\} \rightarrow \min \quad (14)$$

$$A_0 \subset \vec{A}_0, \quad F_0 \subset \vec{F}_0, \quad x \in G(x, u)$$

$E_{O\delta}$  - критерий оптимизации, который характеризует полноту выделения из входного вороха отдельные компоненты;  $Z_{прв}$  - приведенные затраты.

Ограничения, налагаемые на технологические показатели конечного

$$\alpha_{i\delta} \geq [\alpha_{i\delta}], \quad \delta_{i\delta} \leq [\delta_{i\delta}], \quad b_{c\delta}(x) \leq [b_{c\delta}(x)], \quad b_{m\delta}(x) \leq [b_{m\delta}(x)] \quad (15)$$

$F_0$  - вектор входного воздействия на рассматриваемую систему

$$F_0 = \{Q, a_j, W, \gamma, M(b_i), \sigma_{bj}^2, V_{bj}, f_{Vbj}(V), f_Q(B)\} \quad (16)$$

где  $Q$  - подача зернового вороха в зерноочистительно-сушильный комплекс;  $a_j, W, \gamma$  - содержание в исходном материале  $j$ -х компонентов, их плотность и влажность соответственно;  $M(b_i), \sigma_{bj}^2$  - математическое ожидание и дисперсия размеров признаков разделения  $j$ -х компонентов;  $V_{bj}, f_{Vbj}(V)$  - средняя скорость витания и плотность

вероятности ее распределения для  $j$ -х компонентов вороха;  $f_Q(B)$  - плотность вероятности распределения зернового материала по ширине решетной поверхности очистной машины.

$A_0$  - Вектор управляющих факторов системы, обеспечения ее функционирования:

$$A_0 = \{h_u, V_{bi}, f_{Vi}(b_i), C_i, B_{0i}, l_{pi}, B_{pi}, n_{pi}, K_\delta(x)\} \quad (17)$$

где  $h_u$  - регулятор ширины выпускной щели бункера в распределительных устройствах машин;  $V_{bi}, f_{Vi}(b_i)$  - средняя скорость витания и плотность вероятности ее распределения

для  $i$ -х компонентов вороха;  $C_i, B_{0i}, l_{pi}, B_{pi}$  - тип решетной части соответствующей машины, форма отверстий, их длина и ширина соответственно;  $n_{pi}$  - частота

колебаний решетных станов;  $K_\delta(x)$  - вид той или иной схемы очистки в зерноочистительно-сушильном комплексе.

$G_\delta[K_\delta(x), T_\delta(x)]$  - функционал, определяющий показатели технологического процесса в комплексе (полнота выделения  $j$ -х компонентов, потери зерна, чистота очищенного зерна, содержание в очищенном зерне других  $j$ -х компонентов) для различных  $K_\delta(x)$  схем.

При этом для оценки показателей функции цели (13) и показателей технологического процесса  $G_\delta[K_\delta(x), T_\delta(x)]$  для различных вариантов функциональных схем необходимо построить соответствующие математические модели, часть которых уже известна, которые описывают рассмотренные в схемах подсистемы при заданных аргументах векторов  $F_0(4)$  и  $A_0(5)$ .

$\Pi_{T\delta}[K_\delta(x), \alpha_{1\delta}(x), \alpha_{4\delta}(x), b_{c\delta}(x), b_{m\delta}(x)]$  - функционал который определяет стоимость потерь, связанных с выходом  $\alpha_{1\delta}(x)$  зерна в отходы, от доли выхода очищенного зерна  $\alpha_{4\delta}(x)$ ; содержание в очищенном зерне

$$B_0 = \{E_\phi, Z_\Pi, Q_N, Q_\phi, Q_B, \varepsilon_{bji}, b_{ji}, q_{cji}, q_{nji}, \delta_{ji}\} \quad (18)$$

Г

де  $E_\phi$  - критерий эффективности реализации технологического процесса в комплексе;  $Z_\Pi$  - прямые затраты;  $Q_N, Q_\phi, Q_B$  - массовые выходы семенного материала, фуража, отходов;  $\varepsilon_{bji}$  - полнота выделения из обработанного материала  $j$ -х компонентов;  $q_{cji}, q_{nji}$  - количество  $j$ -го компонента в семенном материале и проходовых фракциях;  $\delta_{ji}$  - потери семян в отходы в  $i$ -й фракции.

Задача оптимальной структуры состоит и в нахождении:

- Узлов системы  $V$  [8, 9];
- Связей между ними  $Q_V$  [10, 11];
- Возложенных на технические средства задачи  $A$  и вариантов их решения

примесей  $b_{c\delta}(x)$ , а также и других в том числе минеральных примесей  $b_{m\delta}(x)$  в зависимости от реализации  $K_\delta(x)$  схемы зерноочистительно-сушильного комплекса.

$\Pi_\delta[K_\delta(x), N_\delta(x), B_\delta(x)]$  - функционал который определяет изменения в использовании энергии  $N_\delta(x)$  и балансовой стоимости оборудования  $B_\delta(x)$  в зависимости от использования различных схем очистки и сушки на зерноочистительно-сушильном комплексе  $K_\delta(x)$ ;

$G(x, u)$  - графическая модель функциональных схем комплекса, определяет варианты  $x$ -й схемы и минимизирует  $Z_{\Pi B}$ .

Исходные показатели системы определяются вектором  $B_0$ , аргументы которого являются случайными величинами в вероятностно-статистическом смысле:

$\omega_i, \omega_i = \overline{1, \Omega_i}$  (где  $\Omega_i$  - количество вариантов решения задачи  $A_i$ ) в распределении их по уровням и узлам системы и в выборе комплекса технических средств  $T$ , при которых максимизируется эффект решения задач и описывается выражением:

$$\max \sum_{g_i \in A, \omega_i \in \Omega} E_{g_i}^{\omega_i} \sum X_{g_i, j, tC}^{\omega_i} \quad (19)$$

где  $E_{g_i}^{\omega_i}$  - эффект от внедрения  $g_i$ -го этапа на  $i$ -й задаче при использовании  $\omega_i$ -го варианта его решения; переменная  $X_{g_i, j, tC}^{\omega_i}$  принимает значение 1, если  $g_i$ -й этап  $i$ -й задаче при использовании  $\omega_i$ -го варианта

его реализации решается в  $j$ -м узле  $t_C$ -м техническим средством  $C$  типа и значение 0 - в противном случае.

Так предполагается, что каждый этап задачи решается в одном узле как приведено в исследованиях [12, 13, 14].

$$\sum_{g_i \in A, \omega_i \in \Omega, t_C \in T} W_{g_i, j, t_C, r}^{\omega_i} \cdot X_{g_i, j, t_C}^{\omega_i} \leq W_r \quad (20)$$

где  $r = \overline{1, R}$  - тип ресурса;  $W_r$  - величина используемого ресурса.

$$\sum_{g_i \in A, \omega_i \in \Omega, t_C \in T} I_{g_i, j}^{\omega_i} \cdot F_{g_i, j, t_C}^{\omega_i} \cdot X_{g_i, j, t_C}^{\omega_i} \leq \Psi_{j, t_C} \quad (21)$$

где  $I_{g_i, j}^{\omega_i}$  - интенсивность (частота) решения  $g_i$ -го этапа  $i$ -й задачи при  $\omega_i$ -м варианте решения;  $\Psi_{j, t_C}$  - загрузка  $t_C$ -го технического средства  $C$  типа в  $j$ -м узле;  $F_{g_i, j, t_C}^{\omega_i}$  - время выполнения  $g_i$ -го этапа  $i$ -й задачи в  $j$ -м узле  $t_C$ -го технического средства при  $\omega_i$ -м варианте его решения.

## ВЫВОД

Системно-проектный подход к управлению системой машин для послеуборочной обработки зерна позволяет сформировать инженерное множество задач проектирования и эффективного управления технологической системой зернотока. При этом, имея данные о входящих факторах, климатических особенностях местности, структуре посевных площадей, валового сбора - исследователь, проектировщик может синтезировать необходимую для данных условий схему технологической системы с ее рациональными параметрами. Моделирование процессов сепарации в условиях зернотока позволяет упростить расчеты, по определению оптимального количества технических средств их

При этом очевидно, что  $\sum X_{g_i, j, t_C}^{\omega_i} = 1$ .

Оптимальная структура по данным [15, 16, 17, 21] определяется при ограничении на ресурсы, загрузки технических средств и своевременность решения задач, то есть:

Суммарное количество вариантов анализа, как отмечают авторы [17, 18, 19, 20] можно рассчитать по формуле:

технологических и конструкционных параметров.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Програма "Зерно України – 2015" – К.: ДІА, 2011 г. – 48 с.
2. Власов М.И. Совершенствование технологического процесса очистки семенного зерна на зерноочистительной линии: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.20.01 / Власов Михаил Иванович – Челябинск, 1995 г. – 20 с.
3. Елькин В.К. Исследование динамики и организация технологического процесса обработки семян: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.20.01 / Елькин Виталий Кузьмич — Орджоникидзе, 1975 г. – 31 с.
4. Макарычев Б.А. Исследование и оптимизация структуры предприятий послеуборочной обработки зерна методом статистического моделирования: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.20.01 / Макарычев Борис Александрович — Москва, 1976 г. – 30 с.
5. Сидорчук О.В. Інженерія машинних систем. Монографія. [Текст] / О.В. Сидорчук – К.: ННЦ "ІМЕСГ" УААН, 2007. – 263 с.
6. Степаненко С.П. Функціонально-структурне моделювання технологічних процесів післязбиральної обробки зерна на

- току. /С.П. Степаненко/ Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: Техніка та енергетика АПК. – К., 2012. – Вип. 166. ч. 2 – С. 187–197.
7. Завалишин Ф.С. Методы исследования по механизации сельскохозяйственного производства / Ф.С. Завалишин, М.Г. Мацнев. – М.: Колос, 1982. – 231 с.
8. Бусленко Н.М. Моделирование сложных систем. – М.: Наука, 1978. – 401 с.
9. Бусленко В.Н. Автоматизация имитационного моделирования сложных систем. – М.: Наука, 1977. – 240 с.
10. Максимей И.В. Система автоматизации моделирования вероятностных технологических процессов, реализующая агрегатный способ имитации /И.В. Максимей/ Проблемы программирования. – М.: – 2004. – №4. – С.25–31.
11. Котов Б.І. Нечітка автоматична система керування охолоджувачем повітря / Б.І. Котов, В.О. Грищенко // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства ім. Петра Василенка. – Харків: ХНТУСГ, 2010. – Вип.103. – С. 116–121.
12. Гольцев А.С. Моделирование сложных систем. /А.С. Гольцев, В.И. Капля, Д.Н. Лясин/ Волгоград: ВолгГТУ, 2007. – 177 с.
13. Кулямин В.В. Методы верификации программного обеспечения /В.В. Кулямин/. М.: Институт системного программирования РАН, 2009. – 160 с.
14. Петров Ю.А. Комплексная автоматизация управления предприятием. /Ю.А. Петров/ Информационные технологии – теория и практика. – М.: Финансы и статистика, 2001. – 160 с.
15. Феклисов Г.И. Математическое обеспечение систем управления запасами. – М.: Мир, 1981. – 576 с.
16. Фишберн Н. Теория полезности для принятия решений. – М.: Наука, 1978. – 352 с.
17. Хабатов Р.Ш. Прогнозирование оптимальных параметров агрегатов и состава МТП. 1969. – 76 с.
18. Цвит Б.Д., Степанов В.Е., Митрофанов А.И. Обоснование состава уборочно-транспортных комплексов. // Механиз. и электр. с. х-ва. – 1988. №8. – С. 17–20.
19. Половинкин А.И. Основы инженерного творчества. – М.: Машиностроение, 1988. – 256 с.
20. Месарович М., Такахара Я. Общая теория систем: математические основы: Пер. с англ. – М.: Мир, 1978. – 311 с.
21. Лэсдон Л.С. Оптимизация больших систем. Перев. с англ. – М.: Наука, 1975. – 240 с.

#### FEATURES MODELING OF SEPARATION OF GRAIN ON THRESHING FLOOR MANAGEMENT

**Summary.** In paper the system-design approach to management of system of machines for post harvest grain, model the separation of grain corn in current economy, determine the cause and effect relationship between the technological parts of the system.

**Key words:** separation, threshing floor, modeling, process.

## ОПТИМИЗАЦИЯ РЕЖИМА РАЗГОНА ОДНОМАССОВОЙ ДИНАМИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ С ИНТЕГРАЛЬНЫМИ ОГРАНИЧЕНИЯМИ

Вячеслав Ловейкин, Юрий Ромасевич

Национальный университет биоресурсов и природопользования Украины  
Украина, г. Киев, ул. Героев Обороны, 15

**Аннотация.** В данном исследовании приведено решение задачи оптимизации режима разгона одномассовой динамической системы. Оптимизация осуществляется с помощью методов вариационного исчисления. Для учета ограничений наложенных на режим движения системы используется метод множителей Лагранжа. Проводится анализ влияния величины множителя Лагранжа на показатели движения системы.

**Ключевые слова:** динамическая система, вариационное исчисление, множитель Лагранжа.

### ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМЫ

Основная проблема при создании разных машин и механизмов – обеспечить повышение их производительности, надежности, точности и экономичности по отношению к известным конструкциям. Удовлетворить эти высокие требования можно только при тщательном анализе режимов движения механизмов машин. От избранного режима движения механизма зависит продолжительность переходных процессов и всего цикла движения, которая влияет на производительность машины. Уменьшить продолжительность цикла движения машины можно путем выбора такого режима, при котором движение осуществлялось бы при максимально допустимых значениях кинематических характеристик и динамических нагрузках основных элементов.

Большинство механизмов имеют неизменный момент инерции или массу, потому их движение можно описать простейшим дифференциальным уравнением второго порядка. Для этого все массы и моменты инерций сводятся к валу двигателя, а в качестве обобщенной координаты выбирают угловое перемещение вала двигателя [1]. Однако приведение масс и моментов инерций можно выполнять также к элементам которые двигаются

поступательно, в этом случае обобщенная координата будет линейным перемещением рабочего органа машины. Построив математическую модель машины можно оптимизировать ее режим движения.

На режимы движения механизмов накладываются ограничения интегрального и терминального типов. Терминальные ограничения характеризуют значение обобщенной координаты системы и ее высших производных по времени в определенные моменты времени. Эти ограничения можно удовлетворить постановкой краевых условий в процессе оптимизации режима движения.

Учет интегральных ограничений требует определенным образом модифицировать подынтегральную функцию критерия оптимизации с помощью использования множителей Лагранжа [2]. Эти множители показывают „цену” увеличения оптимизационного критерия по сравнению с величиной критерия без учета ограничений.

### АНАЛИЗ РЕЗУЛЬТАТОВ ПОСЛЕДНИХ ИССЛЕДОВАНИЙ

Существует	несколько
математических методов	оптимизации
переходных режимов	движения
динамических систем:	классическое

вариационное исчисление [3], принцип максимума Л.С. Понтрягина [4], динамическое программирование [5]. Кроме указанных методов используются также итерационные и приближенные процедуры оптимизации [6-14]. Для синтеза оптимального управления с учетом ограничений интегрального типа можно использовать любой из указанных методов.

### ЦЕЛЬ РАБОТЫ

Целью приведенного исследования является оптимизация режима разгона одномассовой динамической системы по интегральному оптимизационному критерию с учетом ограничений на среднее значение энергии ускорений. Для достижения поставленной цели необходимо выполнить такие задачи: 1) составить уравнение Эйлера-Пуассона для интегрального критерия с учетом принятых ограничений; 2) исследовать влияние величины множителя Лагранжа на показатели качества движения динамической системы.

### РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЙ

Движение большого количества машин и механизмов может быть описано с помощью простейшего дифференциального неоднородного уравнения второго порядка:

$$m\ddot{x} = F - W, \quad (1)$$

где  $x$  – обобщенная координата (линейное перемещение машины);  $m$  – сведенная к поступательному движению масса машины и ее приводного механизма;  $F$  – приведенная к поступательному движению сила приводного механизма;  $W$  – сила сопротивления перемещению машины.

Будем рассматривать режим разгона динамической системы. В этом случае краевые условия можно представить таким образом [15]:

$$\begin{cases} x(0) = \dot{x}(0) = 0; \\ \dot{x}(T) = v; \quad \ddot{x}(T) = 0. \end{cases} \quad (2)$$

где  $T$  – продолжительность движения динамической системы;  $x(T)$  – координата динамической системы в конце разгона.

Для оптимизации режима движения динамической одномассовой системы

используем такой интегральный критерий, который отображает среднее за время движения значение кинетической энергии системы:

$$\frac{1}{T} \int_0^T \frac{m}{2} \dot{x}^2 dt \rightarrow \min. \quad (3)$$

Минимизация этого критерия позволяет уменьшить энергетические затраты машины или механизма на протяжении разгона.

Наложим на оптимальный режим движения системы ограничения в виде среднего значения динамической составляющей момента приводного механизма. При этом экстремаль функционала (3) должна удовлетворять равенству:

$$\int_0^T \frac{m}{2} \ddot{x}^2 dt = \frac{2mv^2}{3T} k, \quad (4)$$

где  $k$  – некоторый коэффициент. При  $k=1$  достигается минимум критерия (4). Очевидно, что одна и та самая экстремаль не может доставлять экстремум обоим интегралам (3) и (4). Итак, всегда  $k > 1$ .

Поставленная задача относится к вариационным, а именно: необходимо исследовать на условный экстремум интегральный функционал с учетом ограничений (4). Для ее решения необходимо определенным образом сформировать подынтегральное выражение нового функционала и найти его экстремум без ограничений. Запишем подынтегральное выражение нового функционала:

$$f = \frac{m}{2} \dot{x}^2 + \frac{1}{\lambda^2} \frac{m}{2} \ddot{x}^2, \quad (5)$$

где  $\lambda$  – некоторый коэффициент (множитель  $\frac{1}{\lambda^2}$  в выражении (5) есть не что иное как множитель Лагранжа).

Для нахождения минимума интегрального функционала с подынтегральным выражением (5) используем необходимое условие экстремума – уравнение Эйлера-Пуассона, которое в данном случае запишется таким образом:

$$x - \lambda^2 \ddot{x} = 0. \quad (6)$$

Решением данного однородного приняты краевых условиях (2) есть дифференциального уравнения при выражение:

$$x = \frac{-v \operatorname{Cosh}\left(\frac{T\lambda}{2}\right)^2 (\operatorname{Sinh}(T\lambda) + \operatorname{Sinh}((t-T)\lambda) - t\lambda \operatorname{Cosh}(T\lambda))}{2\lambda}. \quad (7)$$

Представим также высшие производные выражения (7) по времени:

$$\ddot{x} = \frac{-v \operatorname{Sinh}((t-T)\lambda)}{1 - \operatorname{Cosh}(T\lambda)}. \quad (8)$$

$$\dot{x} = v + \frac{v - v \operatorname{Cosh}((t-T)\lambda)}{\operatorname{Cosh}(T\lambda) - 1}, \quad (9)$$

Приведем графики функций скорости и ускорения динамической системы при разных значениях коэффициента  $\lambda$ .

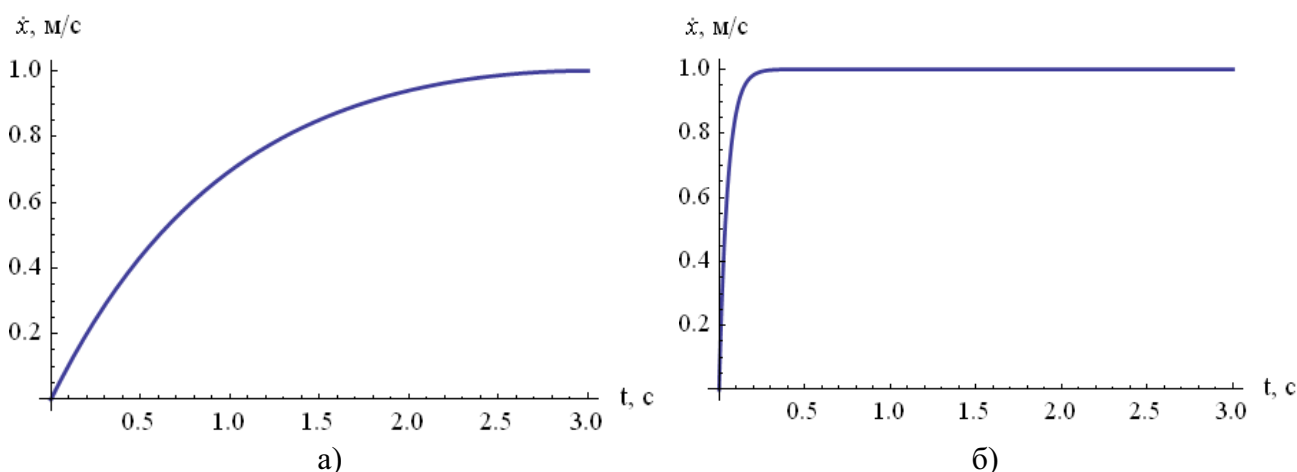


Рис. 1. Графики функций скорости движения динамической системы при  $\lambda=1$  (а) и при  $\lambda=20$  (б)

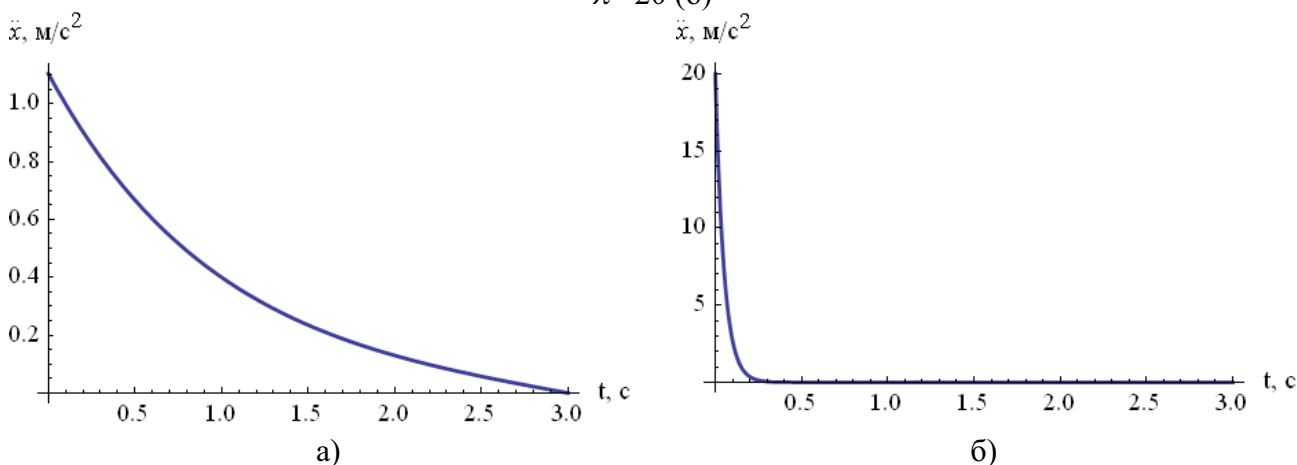


Рис. 2. Графики функций ускорения динамической системы при  $\lambda=1$  (а) и при  $\lambda=20$  (б)

Недостатком синтезированного закона движения динамической системы есть большое значение ускорения в начале движения. Необходимо обеспечить такой закон движения системы, при котором начальное ускорение будет не больше заданного значения. Для этого необходимо решить уравнение:

$$\ddot{x}(0) = a_{\text{доп}}, \quad (10)$$

где  $a_{\text{доп}}$  – допустимое ускорение системы. Уравнение (10) в развернутом виде можно записать таким образом:

$$v\lambda \operatorname{Coth}\left(\frac{T\lambda}{2}\right) = a_{\text{доп}}. \quad (11)$$

Уравнение (11) является трансцендентным уравнением, поэтому для его решения используем приближенный метод (метод простых итераций) [16].



Алгоритм метода состоит в многократном выполнении циклов однотипных расчетов. Такие расчеты называются телом цикла. Ниже приведено тело цикла, которое используется для приближенного нахождения неизвестной величины  $\lambda$ :

1) расчеты

$$\lambda^* = \frac{a_{\ddot{x}} v}{\text{Coth}\left(\frac{T\lambda}{2}\right)}. \quad (\lambda^* - \text{воображаемый}$$

коэффициент введен для выполнения ЭВМ логических и арифметических операций);

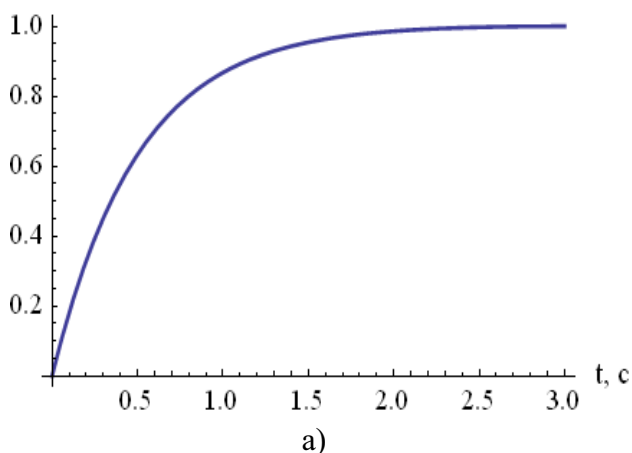
2) очистка  $\lambda$ ;

3)  $\lambda = \lambda^*$ ;

4) очистка  $\lambda^*$ .

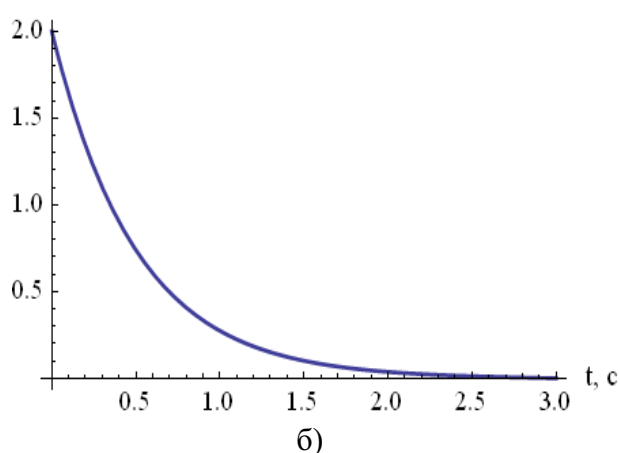
После каждого прохождения тела цикла проверяется условие:

$\dot{x}$ , м/с



а)

$\ddot{x}$ , м/с<sup>2</sup>



б)

Рис. 3. Графики функций скорости (а) и ускорения (б) динамической системы при выполнении условия (11) при  $a_{\text{дон}} = 2 \text{ м/с}^2$

Нахождение неизвестного множителя Лагранжа  $\lambda$  можно также выполнять другим способом. Приведем описание этого способа.

$$\frac{1}{32} m v^2 \lambda \text{Cosh}\left(\frac{T\lambda}{2}\right)^2 (\text{Sinh}(2T\lambda) - 2T\lambda) = \frac{2m v^2}{3T} k. \quad (13)$$

Выясним сущность данного уравнения. Левая часть уравнения (13) показывает величину интеграла (4) при условии, что для его нахождения используется функция (9). Правая часть равенства (13) показывает произведение минимума интеграла (4) на некоторый коэффициент  $k$ . Таким образом, выражение (13) показывает во сколько раз необходимо увеличить минимум интеграла (4), чтобы получить значение этого же интеграла, но

$$\lambda_i - \lambda_{i-1} > \Delta\lambda, \quad (12)$$

где  $\lambda_i, \lambda_{i-1}$  – значение неизвестного коэффициента на  $i$ -том и на  $(i-1)$ -м прохождении тела цикла;  $\Delta\lambda$  – заведомо установленная абсолютная погрешность определения неизвестного коэффициента. Если условие (12) выполняется, то необходимо продолжать выполнение расчетов. Если условие (12) не выполняется, то это означает, что получено достаточно точное значение коэффициента  $\lambda$ .

Приведем графики функций скорости движения и ускорение динамической системы, которые получены с учетом условия (11) (рис. 3).

Для этого необходимо решить следующее трансцендентное уравнение:

при использовании другой функции (не экстремали функционала (4)). Уравнение (13) решается аналогично предыдущему (11) численным методом. В результате получим соответствие между значением коэффициента  $k$  и величиной  $\lambda$ . На основе расчетов построим фазовый портрет движения динамической системы (рис. 4).

Для осуществления оптимального управления, которое в данном случае является программным, необходимо

использовать регулируемый привод [17, 18], который есть элементом мехатронной системы машины [19, 20]. Синтезированный оптимальный режим разгона одномассовой динамической системы можно использовать для различных производственных машин и

механизмов, внешняя среда которых является детерминированной (сварочные роботы, краны-манипуляторы, экскаваторы и другие грузоподъемные и транспортирующие машины).

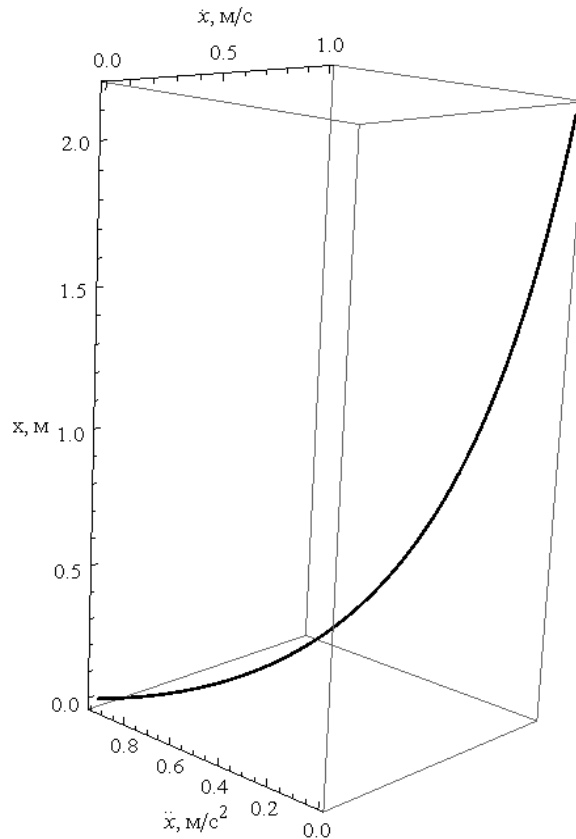


Рис. 4. Неклассический фазовый портрет динамической системы при выполнении условия (13)

## ВЫВОД

Для оптимизации движения одномассовой динамической системы с учетом ограничений интегрального типа использовано вариационное исчисление, поскольку при этом задача на условный экстремум квадратичного функционала сводится к решению краевой задачи. Величину множителя Лагранжа можно определять разными способами в зависимости от того, какие условия ставятся к движению динамической системы. Однако следует заметить, что определение множителя Лагранжа связано с решением трансцендентного уравнения, которое выполняется численным методом и не дает универсального результата.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Oleg Litvinov. К динамическому расчету машин / Oleg Litvinov, Wojciech Tanaś // Motrol. Tom 2 A. 2006. – Lublin. – С. 210–223.
2. Киселёв Ю.Н., Аввакумов С.Н., Орлов М.В. Оптимальное управление. Линейная теория и приложения: Учебное пособие для студентов факультета ВМиК МГУ. – М.: Издательский отдел факультета ВМиК МГУ им. М.В. Ломоносова, 2007. – 270 с.
3. Ванько В.И., Ермошина О.В., Кувыркин Г.Н. Вариационное исчисление и оптимальное управление: учебн. для вузов / под ред. Зарубина, А.П. Крищенко. – 3-е изд., исправл. – М.: Изд-во МГТУ им. Баумана, 2006. – 466 с.
4. Арутюнов А.В., Магарил-Ильяев Г.Г., Тихомиров В.М. Принцип максимума

- Понтрягина. Доказательство и приложения. – М.: Изд-во Факториал Пресс, 2006. – 144 с.
5. Щербина О.А. Методологические аспекты динамического программирования / Щербина О.А. // Динамические системы. Межведомственный научный сборник. – Вып. 22, 2007. – С. 21–36.
6. Ловейкін В.С. Синтез оптимальних режимів руху механізмів і машин прямим варіаційними методами / Ловейкін В.С., Ромасевич Ю.О. // Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. – Вип. 144. Частина 3. Серія „Техніка та енергетика АПК”. – 2010. – С. 32–42.
7. Сеньо П.С. Прямые интервальные методы решения вариационных задач и задач оптимального управления. // Динамические системы. – 2004. – Вып. 18. – С. 44–50.
8. В. И. Гурман, И. В. Расина, А. О. Блинов. Эволюция и перспективы приближенных методов оптимального управления // Программные системы: теория и приложения : электрон. научн. журн. 2011. № 2(6), с. 11–29. URL: [http://psta.psiras.ru/read/psta2011\\_2\\_11-29.pdf](http://psta.psiras.ru/read/psta2011_2_11-29.pdf).
9. Гурман В. И., Квоков В. Н., Ухин М. Ю. Приближенные методы оптимизации управления летательным аппаратом // Автоматика и телемеханика, 2008, № 4. – С. 191–201.
10. Гурман В.И., Трушкова Е.А. Приближенные методы оптимизации управляемых процессов // Программные системы: теория и приложения, 2010. 1, № 4, [http://psta.psiras.ru/read/psta2010\\_4\\_85-104.pdf](http://psta.psiras.ru/read/psta2010_4_85-104.pdf)
11. Улдаев А. С., Моржин О. В. Улучшение управлений в нелинейных системах на основе краевых задач // Известия Иркутского государственного университета. Математика, 2009. 2, № 1, с. 94–107.
12. Блинов А.О., Фраленко В.П. Многомерная аппроксимация в задачах моделирования и оптимизации // Автоматика и телемеханика, 2009, № 4, С. 98–109.
13. Ловейкін В.С. Оптимізація керування рухом одномасових механічних систем / Ловейкін В.С., Ромасевич Ю.О. // Motrol. Tom 12 B. 2010. – Lublin. – С. 91–96.
14. Ловейкін В.С. Дискретний метод синтезу оптимальних керувань технічними системами / Ловейкін В.С., Ромасевич Ю.О. // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства ім. Петра Василенка. – Вип. 107. – Том 2. – 2011. – С. 119–125.
15. Ловейкін В.С. Оптимізація перехідних режимів руху механічних систем прямим варіаційним методом / Ловейкін В.С., Ловейкін А.В., Ромасевич Ю.О. // Вісник Тернопільського державного технічного університету. – 2010. – № 1. – Т. 1. – С. 7–13.
16. Джон Г. Мэтьюз, Куртис Д. Финк Численные методы. Использование MATLAB / М.: Издательство: Вильямс, 2001. – 716 с.
17. Самосейко В.Ф. Теоретические основы управления электроприводом. – СПб.: Элмор, 2007. – 464 с.
18. Белов М.П. Автоматизированный электропривод типовых производственных механизмов и технологических комплексов / М.П. Белов, В.А. Новиков, Л.Н. Рассудов. – 3-е изд., испр. – М.: Издательский центр „Академия”, 2007. – 576 с.
19. Губарев А.П. Механотроника: от структуры системы к алгоритму управления / А.П. Губарев, О.В. Левченко. – К.: НТУУ „КПИ”, 2007. – 180 с.
20. Карнаухов Н.Ф. Электромеханические и мехатронные системы / Н.Ф. Карнаухов. – Ростов н/Дону: Феникс, 2006. – 320 с.

#### OPTIMIZATION OF REGIME OF ACCELERATION OF ONE-MASS DYNAMIC SYSTEM WITH INTEGRAL LIMITATIONS

**Summary.** In the given research the solution of problem of optimisation of regime of acceleration of one-mass dynamic system is resulted. Optimisation is carried out by means of variational calculus methods. For the account of limitations superimposed on regime of driving of system the Lagrangian multiplier method is used. The analysis of agency of magnitude of factor of Lagrange on parametres of driving of system is carried out.

**Key words:** dynamic system, variational calculus, multiplier of Lagrange.

## ПУТИ РАЗВИТИЯ ОТРАСЛИ СВИНОВОДСТВА И ПОВЫШЕНИЕ КОНКУРЕНТОСПОСОБНОСТИ ЕЕ ПРОДУКЦИИ

Наталья Болтянская

Таврийский государственный агротехнологический университет  
Украина, Запорожская область, г. Мелитополь, ул. Богдана Хмельницкого, 18

**Аннотация.** Рассмотрены пути развития отрасли свиноводства и повышение конкурентоспособности ее продукции.

**Ключевые слова:** свиноводство, животноводство, система гибридизации, смешанные корма, механизация и автоматизация производственного процесса.

### ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМЫ

Украина имеет значительный естественный потенциал, благодаря чему способна не только обеспечить собственные потребности в основных продуктах питания растительного и животного происхождения, но и стать экспортером высококачественной, конкурентоспособной, биологически чистой продукции [1-3].

Однако, на протяжении последних лет в Украине состоялся катастрофический упадок животноводства в целом и, в частности, свиноводства как одной из основных составляющих отрасли. За период 1991...2011 годов во всех категориях хозяйств поголовье свиней сократилось на 12,1 млн. или в 2,6 раза, (из 19,4 млн. до 7,3 млн.) преимущественно за счет стремительного сокращения поголовья свиней в сельскохозяйственных предприятиях - на 11,8 млн. или 6,2 раза [1-5]. В результате стремительного сокращения поголовья крупного рогатого скота, птицы и др., потребление мяса и мясопродуктов уменьшилось из 68,2 кг в 1990 году до 34,5 кг в 2010 году, то есть почти в 2 раза. В структуре потребления мяса, свинина составляет наибольшую часть - 41% (говядина и птица соответственно 28%, 27%, остальные 4% - баранина, рыба и др. [6].

### АНАЛИЗ РЕЗУЛЬТАТОВ ПОСЛЕДНИХ ИССЛЕДОВАНИЙ

Упадок животноводства в целом и, в частности, свиноводства как одной из основ-

ных составляющих отрасли объясняется незаинтересованностью товаропроизводителей в развитии животноводства в результате его убыточности, поскольку себестоимость продукции в 2...3 раза превышает ее реализационную цену [1,3,7].

С таким выводом можно согласиться относительно реформированных сельскохозяйственных предприятий, однако он мало касается частного сектора, где содержится 70% общего поголовья свиней, причем эта часть в течение последних 14 лет существенно не изменяется. Темпы сокращения поголовья свиней в сельскохозяйственных предприятиях остаются выше, по сравнению, с личными хозяйствами населения, а соотношение между поголовьем свиней, которые содержатся в хозяйствах населения и сельхозпредприятиях остается неизменным, - приблизительно 70:30. Причем, в отдельных областях (Черновицкая, Львовская, Тернопольская, Ивано-Франковская, Ровенская) численность поголовья свиней в хозяйствах населения составляет от 85 до 90%.

При таких обстоятельствах становится очевидным, что возобновить численность поголовья животных и увеличить объемы производства свинины в кратчайший срок возможно путем первоочередного обеспечения хозяйств населения племенным, высокопродуктивным ремонтным молодняком, сбалансированными полнорационными комбикормами и вооружив сельского хозяина новейшими технологиями содержания и ухода за животными [8-11].

## РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЙ

Успешное развитие отрасли свиноводства и конкурентоспособность ее продукции зависят от ряда важнейших факторов, среди которых отметим:

- уровень селекционно-генетической работы;
- технология производства;
- организация кормовой базы и кормления животных с учетом современных знаний физиологии питания свиней.
- высокий уровень ветеринарной и зооигиенической культуры на свиноводческих предприятиях.

Следует отметить, что в настоящее время уровень селекционно-генетических работ и технологии применяемые в товарном свиноводстве не всегда отвечают поставленным задачам.

Продуктивность маточного стада в украинских племенных хозяйствах уступает показателям ведущих научных свиноводческих центров мира и составляют 70-75% от их уровня в лучшем случае. Существенно больше мы тратим кормов на 1 кг прироста живой массы, почти в 2 раза выше отход животных [8, 12].

Недостаточно используется в общей системе производства свинины всем известный способ повышения продуктивности животных - гибридизация. Доля гибридного молодняка в настоящее время в Украине не превышает 65%, в то время как за рубежом практически все откормочное поголовье получают руководствуясь принятыми схемами многоступенчатой гибридизации.

В 2005 году была предложена и обоснована пирамидальная система производства свинины. В основе этой системы предлагалось создавать нуклеусы селекционно-генетические центры, предназначенные для работы по созданию новых и совершенствованию существующих пород и линий свиней. Эти животные должны использоваться как прародительские формы для получения промежуточных гибридов. Следующим звеном пирамиды предполагались центры гибридизации, которые на базе прародительских форм производили бы гибридное поголовье родительского стада товарных репродукторов. На товарных же репродукторах должна

осуществляться заключительная стадия гибридизации с получением двух-, трех, и четырехпородных породных гибридов для откорма. Установлено, что двух-, трехпородные гибриды ландрасов с матками большой белой породы по откормочным и мясным показателям значительно опережают чистопородных животных. В настоящее время, в Украине действуют 19 племенных репродукторов по разведению свиней породы ландрас, в том числе 4 из них – в Черновицкой области. Свиньи породы ландрас – одна из лучших среди заводских пород мира за откормочными и мясными показателями. По сравнению с большой белой породой среднесуточные приросты ландрасов больше на 11,4...17,9%, затраты корма на 1 кг прироста меньше на 14,7...19,4 %, убойных кондиций они достигают на 20...25 дней раньше, на 12...20% лучше используют азотистую часть корма [12-14].

Как правило, владельцы вновь строящихся свиноводческих предприятий предпочитают импортировать племенной скот, а не закупать его в отечественных племенных заводах и репродукторах. В первую очередь это объясняется необходимостью минимизировать капитальные вложения в строительство и техническое оснащение ферм и комплексов.

Высокопродуктивные животные зарубежной селекции в сравнении с отечественными способны обеспечивать производство большего количества продукции за более короткий технологический цикл. Это снижает потребность в скотоместах для единовременной постановки животных, а следовательно способствует значительной экономии общей площади застройки комплекса и оборудования.

Сравнение результативности использования животных из разных селекционных центров Европы и Украины при производстве свинины в расчете на 1300 основных маток показывает, что в Голландии от них получают 28000 голов откормленных свиней в год живой массой 110 кг, в Дании - 35000 голов, в Украине – по средним хозяйствам – 19000 голов в год, что меньше зарубежных аналогов на 47 и 85 % соответственно.

Сравнение технологических параметров продуктивности животных, используе-

мых разными компаниями, закладываемых при строительстве новых свиноводческих предприятий приведены в таблице 1. Как видно из таблицы 1, учтенный технологический отход молодняка от рождения до сдачи на мясокомбинат в среднем по Украине составляет 22%, а прирост живой массы на откорме - 328 г в сутки при средней продолжительности откорма 280 дней. Эти показатели у зарубежных производителей варьируют от 12 до 14% и 720-970 г/сут. соответственно.

Существенно снижены у зарубежных коллег нормы площадей для животных. Так, по технологии производства свинины ряда европейских компаний норма площади на 1 условную свиноматку со шлейфом составляет около 13,2 м<sup>2</sup>. Отечественные технологии в сочетании с животными отечественной селекции требуют около 22-25 м<sup>2</sup>.

Необходимость проведения исследований этих нормативов несомненна и должна

стать предметом изучения в ближайшие годы.

Широко распространено мнение о негативном влиянии систематического освежения крови вновь создаваемых и уже существующих стад свиней племенными животными из-за рубежа. Однако, анализ многочисленных проектируемых объектов показывает, что удельный вес затрат на импорт племенных животных при первоначальном комплектовании стада составляет 4...5% от общих капиталовложений. В дальнейшем, при полном освоении мощностей предприятия, ежегодный ремонт стада будет составлять около 5% от текущих затрат на производство продукции.

Практика разработки различных проектов по зарубежным технологиям и селекции позволила выявить ряд интересных факторов влияния продуктивности животных на капитальные вложения и эксплуатационные затраты.

Таблица 1

Уровень технологических параметров продуктивности животныхиспользуемых при проектировании свиноводческих предприятий

№ п/п	Наименование показателей фирм	Да-ния	Ав-стрия	Кана-да	Гол-ландия	Герма-ния	Украина
		Эге-берг	Шау-ер	Фи-ЖиСи	Пор-кон	Биг Дач-мен	Средние показате-ли
1	Число опоросов в год на одну свиноматку	2,48	2,48	2,36	2,37	2,45	2,0
2	Подсосный период, дней	26	28	28	27	28	35...45
3	Прохолост, %	15	25	15	20	20	30
4	Поросят в опоросе, шт	13	11	11	12	11	10,6
5	Живых поросят в опоросе, шт	12	11	10	11	10	9,4
6	Потери поросят в подсосный период, %	8	8	10	9	10	12
7	Средний привес поросенка на доращиваний, гр	470	580	470	420	450	280
8	Продолжительность доращивания от рождения, дней	77	94	77	77	84	60
9	Потери поросят на доращивании, %	2	6	1,5	4	3	6,0
10	Вес поросят при переводе на откорм, кг	31,3	50	30	25	29,1	17,9
11	Средний привес поросенка на откорме, гр	972	780	760	800	725	328
12	Потери поросят на откорме, %	2	0	2	3	1	4

13	Продолжительность откорма до 110 кг, дней	81	77	105	112	120	280
14	Суммарная продолжительность откорма от опроса до бойни, дней	158	171	182	189	204	340
15	Количество поросят снятых с откорма на 1 свиноматку в год	26,1	23,4	20,4	21,9	21,0	18,2

В современных технологиях промышленного производства свинины наиболее дорогими являются цеха для содержания свиноматок, особенно цех опороса и подсосного периода. Доля их стоимости в общем объеме инвестиционных затрат достигает 60%. Эксплуатационные расходы в 2...2,5 раза выше чем на участках доращивания и откорма. Стоимость оборудования одного скотоместа для содержания свиноматки с подсосными поросятами превышает 1500 €. Поэтому совершенствованию систем содержания основного стада свиноматок необходимо уделять особое внимание. Отечественное оборудование для содержания свиноматок громоздкое, материалоемкое, не устойчиво к коррозии.

Предлагаемые зарубежные технологии содержания маточного стада нередко подразумевают фиксированное содержание свиноматок на протяжении всего цикла воспроизводства. Следствием этого является укороченный срок хозяйственного использования животных, который не превышает 3...4 опороса. Интенсивный ремонт маточного стада, достигающий 40...50% в год, ведет к резкому возрастанию затрат на ремонтный молодняк [15].

В 2003 году был принят общеевропейский закон по охране здоровья домашних животных, который предусматривает обязательный моцион свиноматок во втором периоде супоросности (от 30 до 110 дней супоросности).

В настоящее время перспективными направлениями в области проектирования свиноводческих ферм и комплексов является поточно-туровое производство при котором обеспечивается принцип «пусто-занято» с целью дезинфекции помещений. При этом необходимо обеспечивать работу системы отопления и вентиляции в каждом боксе индивидуально [16,17].

Современные технологии предусматривают содержание свиноматок после отъёма от поросят в групповых станках для отдыха и выявления охоты. Для чего предусматривается 2-3 станка для хряков – пробников. Осеменение проводят два раза, после чего свиноматок переводят в секции первого периода супоросности на 28 – 30 дней. В этих помещениях свиноматок содержат в индивидуальных станках с фиксацией до подтверждения супоросности. Кормление может быть сухими или влажными кормами. Системы нормированной раздачи корма автоматизированы и осуществляются при помощи индивидуальных дозаторов.

После подтверждения супоросности свиноматок переводят в помещения супоросного периода. Существует несколько технологий содержания свиноматок в этот период, ориентировочно 77 дней. Свиноматок содержат в индивидуальных станках с фиксацией, при этом облегчается уход и контроль за свиноматкой, но свиноматка неподвижна весь период и срок её продуктивной жизни сокращается. Распространён групповой способ содержания свиноматок до 12 голов в одном станке с системой нормированного кормления, однако не исключается травмирование свиноматок и неудобно проводить осмотр и профилактические мероприятия. Наибольшее распространение получает способ содержания свиноматок в станках со свободным входом и выходом, что обеспечивает комфортные условия содержания и естественный моцион, это укрепляет мышцы опорно-двигательной системы, увеличивает количество и качество живорождённых поросят. Это наиболее гуманный и эффективный способ содержания, но требует увеличения капитальных затрат при строительстве или реконструкции. Станки обеспечивают свободный вход и выход свиноматки, а также снабжены дозаторами нормированного кормления [18].

За 5 дней до опороса свиноматок переводят в помещения для опороса. Свиноматки предварительно проходят санитарную обработку в специальном помещении. Хорошие показатели в опоросе – это 12...14 поросят. В среднем живых при отъёме должно быть не менее 10 поросят. Свиноматка кормит поросят молоком в течение всего подсосного периода 26 – 28 дней. За неделю до отъёма поросят начинают подкармливать специальным комбикормом. Подсосных свиноматок с поросятами содержат в унифицированном станочном оборудовании с трансформирующимся станком и берложкой для поросят с инфрокрасным обогревом и линией нормированного кормления свиноматок. Системы сухого кормления предусматривают подачу корма по индивидуальной норме, при этом nippleная поилка располагается непосредственно в кормушке и свиноматка может сама регулировать влажность корма. Рекомендуются предусматривать подогрев пола в зоне размещения поросят в берложке, что повышает их сохранность.

В 26...28 дней поросят переводят в помещения дорастивания, а свиноматок возвращают в помещения для осеменения. В помещениях для дорастивания поросят содержат в индивидуальных станках по 25...35 голов, от 2...3 опоросов. Кормление сухими кормами «вволю» осуществляется автоматическими кормушками системой автоматической подачи корма. Поросяток качает колокол кормушки и корм дозированно высыпается из бункера. Процесс кормления сопровождается игрой и потребление корма увеличивается, что сопровождается повышением привесов. В станках устраивают навес-берложку с подогревом пола, создают локальную зону отдыха поросят на теплом полу. Это повышает сохранность и привесы, а также позволяет значительно экономить энергетические ресурсы на отопление помещений в зимний период. При достижении веса 20 кг поросят переводят в помещения второго периода дорастивания, что позволяет обеспечивать более высокую сохранность и упрощает систему кормления.

При достижении веса 50 кг поросят переводят в помещения откорма. В откорме «сухое» кормление с применением автоматических кормушек по технологии кормле-

ния «вволю», с автоматической раздачей корма. Имеется возможность увеличения поголовья в существующих помещениях на 25...50% за счёт применения новых сдвоенных кормушек на 70 голов, что снижает затраты на реконструкцию и увеличивает производство мяса. Перевод на кормление «вволю» позволяет повысить среднесуточные привесы до 900...1000 грамм. Снизить расход кормов с 5...6 кг до 2,3...2,9 кг на 1 кг привеса.

При строительстве и реконструкции современных ферм и комплексов в условиях возрастающего дефицита энергоносителей важным вопросом является внедрение энергосберегающих технологий. Наиболее энергоемкими показателями отличаются системы отопления и вентиляции. Затраты на них составляют 45-50% от общих затрат на оборудование по комплексу. Существует несколько путей снижения энергозатрат при эксплуатации свиноводческих предприятий:

- использование нетрадиционных источников энергии;
- рекуперация тепла удаляемого воздуха;
- децентрализация отопительных систем, более широкое применение методов локального обогрева;
- использование энергосберегающих методов обогрева;
- использование строительных материалов и конструкций с оптимальными изоляционными параметрами, применительно к конкретным климатическим и технологическим условиям.

Нетрадиционные источники энергии представлены в первую очередь биотопливом, производство которого может осуществляться на собственной ресурсной базе. К таким источникам энергии относится заменитель дизельного топлива на основе растительных масел, биогаз, вырабатываемый в метантенках, жидкое и твердое топливо – продукты пиролиза навозных стоков и промышленных отходов. Кроме биотоплива интенсивно возрождаются и модернизируются источники энергии основанные на силе ветра. Возможности более широкого применения энергии ветра в свиноводстве требует дальнейших научных разработок. Весьма ограниченное и сомнительное значение



имеют такие источники энергии, как солнечная радиация. Высокая стоимость солнечных батарей в настоящее время не оправдывают себя.

В современных экономических условиях состоялось резкое сокращение номенклатуры оборудования, которое выпускалось. Вместе с тем, оборудование, которое выпускается, по номенклатуре и качественным параметрам не удовлетворяет требованиям по созданию оптимального микроклимата, особенно относительно автоматизации регуляции, экономного использования энергоресурсов и охраны окружающей среды.

Применение того или другого типа обогрева свиноводческого помещения зависит от пола и возраста свиней, а также от конфигурации помещения. В немалой степени выбор системы обогрева связан с наличием определенных энергоресурсов на ферме. В современном свиноводстве наиболее экономическими считаются приборы прямого сжигания топлива в помещении (газ, жидкое топливо). Такими является воздуходувные теплогенераторы. Однако из-за технологических особенностей они могут успешно применяться только в помещениях для содержания поросных свиноматок, кабанов и свиней на откорме. Они создают интенсивное движение воздуха, что недопустимо в помещении маточников и дорастивания. В последних помещениях лучше всего зарекомендовали себя регистры водяного отопления типа дельтатрубки, ребристая труба общего обогрева и водяные коврики (или секции пола) для обогрева логова поросят, вода в которых подается из бойлера.

Анализ теплопотерь из свиноводческих помещений показал, что установленная мощность оборудования систем микроклимата и энергоемкость его создания зависят от параметров внешнего воздуха и воздуха внутри помещений, степени теплозащиты зданий, воздухообмена и других факторов. Поэтому основными мероприятиями по уменьшению энергопотребления являются такие, как сокращение энергозатрат на вентиляцию и подогрев приточного воздуха в сочетании с рационализацией объемно планировочных решений.

Существуют разные способы построения энергосберегающих систем микрокли-

мата, основанные, в основном, на сокращении теплопотерь с вентиляционными выбросами и через защищающие конструкции, а также на использовании нетрадиционной энергии. Наиболее эффективным техническим решением проблемы сокращения энергозатрат на вентиляцию является утилизация тепла воздуха, который удаляется из животноводческих помещений. В существующих системах обеспечения оптимального микроклимата не предусматривается полная утилизация тепла, в результате больше 70 % ее удаляется с вентиляционным воздухом.

Работы, которые проводились по созданию теплоутилизаторов разных типов (регенеративных, рекуперативных, на базе тепловых насосов, тепловых труб) позволили сделать вывод о том, что для свиноводства наиболее приемлемыми является теплоутилизаторы с промежуточным теплоносителем, поскольку их можно было комплектовать с водяными калориферами, вентиляторами, насосами и арматурой. Воздух, который удаляется, проходя через калорифер подогрева, охлаждается, подогревая промежуточный теплоноситель, и вытяжным вентилятором выбрасывается в атмосферу, а холодный внешний воздух, проходя через калорифер охлаждения, подогревается и приточным вентилятором подается в помещение.

Недостатками существующих систем с утилизацией теплоты для животноводческих помещений с высокой влажностью внутреннего воздуха есть обледенение теплообменной поверхности и потеря работоспособности при внешних температурах ниже  $-10^{\circ}\text{C}$ , то есть при перепаде температур более чем  $20...25^{\circ}\text{C}$  и при соотношении воздушных потоков 1:1. Поэтому для эффективной работы упомянутых утилизаторов необходимо определять в каждом конкретном случае нижний порог внешней температуры и разницу температур воздуха, который удаляется и приточного. Новая тенденция – применение децентрализованных систем микроклимата с утилизацией теплоты реализованная в комплектах оборудования „АГ-РОВЕНТ-С“.

Преимущества этого комплекта перед другими заключаются в отсутствии воздухопроводов (оборудование монтируется в оконных отверстиях или на стенах), модуль-

ности конструкции и автономности работы (каждая установка обслуживает определенную зону помещения и при необходимости может быть выключенная). Комплект „АГ-РОВЕНТ-С“ предназначен для помещений с переменными внутренними тепловлаговыведениями.

Параллельно с разработкой систем оборудования утилизации, ведутся работы по усовершенствованию систем вентиляции. Разработана система вентиляции, совмещенная с отоплением, с применением эжекторного воздухораспределителя. Отличительная особенность этой системы заключается в том, что переходный период года рассматривается как отрезок времени от минимально допустимой внешней температуры (определяется расчетом) к максимальной, регламентированной нормами. Вентилятор для подачи приточного воздуха подбирается при условии необходимого воздухообмена для зимнего периода. Возникающий дефицит приточного воздуха в меру повышения температуры внешнего воздуха, заполняется с помощью дроссельного клапана эжекторного воздухораспределителя. При этом особенно важно, что используется тепло, что выделяется животными, поскольку система по способу организации воздухообмена в помещении исключает возможность подачи приточного воздуха непосредственно в рабочую зону. В этом случае приточный воздух ассимилирует избыточную температуру, которая образуется, как правило, в верхней зоне помещения и поступает в рабочую зону с расчетной температурой. Внедрение данной системы в свиноводческих помещениях на 700 голов позволяет за счет использования нетрадиционного источника тепловой энергии (тепловыделений животных) сократить длительность отопляемого сезона на два месяца.

Основными элементами вентиляционных систем, предлагаемых в настоящее время на рынке заграничными фирмами („Big Dutchman“ (Германия), „VDL Agrotech“ (Голландия), „SKOV“ (Дания)) для свиноводческих помещений, являются вытяжные шахты, приточные шахты и приточные клапаны. Они дополняются системой отопления, основными элементами которой являются алюминиевые дельтатрубки или

газовые конвективные теплогенераторы. Данные системы вентиляции позволяют сократить затрату электроэнергии на 30...50 %.

В настоящее время 85% оборудования по регулированию микроклимата животноводческих помещений поставляется зарубежными производителями. Затраты на его закупку, доставку и монтаж при строительстве свиноводческих предприятий составляют 25...30% от общей стоимости всего технологического оборудования.

Собственное производство этого оборудования в основном рассчитано для птицеводческих ферм. Отсутствуют отечественные системы очистки воздуха от механических, биологических и химических загрязнений возникающих в процессе эксплуатации свиноферм. Необходимо уделять больше внимания проектно-конструкторским работам по созданию этого вида оборудования.

При большом многообразии кормовых ресурсов свиноводства основополагающими для успешной реализации их питательной ценности следует признать, во-первых, технологии их хранения, приготовления и использования кормосмесей, во-вторых, совершенствование норм скармливания питательных веществ кормов.

Использование сухого типа кормления свиней на основе комбикормов обеспечивает производство полноценной и безвредной свинины согласно директив Европейского Союза, относительно внедрения в Украине фитосанитарных норм, международных и европейских стандартов в производстве животноводческой продукции, которые не предусматривают применения ветеринарных препаратов, которые содержат активные действующие вещества, запрещенные для использования распоряжением Главного государственного инспектора ветеринарной медицины Украины.

При любом подходе в организации кормления на фермах и комплексах наиболее эффективным является использование полнорационных комбикормов. Использование гранулированных комбикормов при сухом кормлении также предпочтительнее по многим показателям в сравнении с негранулированными смесями. Теплофизическое воздействие на корма в процессе заготовки, хранения и размола, гранулирование кормосмесей способствуют повышению доступности уг-

леводов, протеина, аминокислот и микроэлементов. Однако при этом разрушается часть витаминов. Эта же группа питательных веществ частично разрушается при длительном хранении отдельных компонентов комбикорма.

Кормление свиней сухими гранулированными комбикормами обеспечивает снижение объемов потребления кормов, потребности в складских помещениях и транспорте, частичное обеззараживание и повышение усвояемости, упрощение механизации и автоматизации процесса кормораздачи, сокращение потерь корма.

Применение систем кормления с использованием влажных и жидких кормосмесей и их сравнение с сухими кормами вот уже многие годы дискутируется научными центрами многих стран мира. Главным условием перехода на влажное (жидкое) кормление должно стать наличие в хозяйствах дешевых «жидких» компонентов рациона (отходы переработки молока, пивная барда, измельченные отходы пищевых предприятий, корнеклубнеплоды собственного производства и др.). При этом следует тщательно просчитывать все энергозатраты, связанные с приготовлением жидких кормов. Нередко небольшой выигрыш в повышении использования питательных веществ влажного корма (+5-8%) «съедается» дополнительными расходами энергии на приготовление, нормализацию микроклимата помещений, увеличением объемов отходов и т.д.

Много вопросов возникает на производстве при реализации новых интенсивных технологий мясного свиноводства в связи с большими разночтениями в нормировании питания различных групп свиней. И если по содержанию энергии и сырого протеина в комбикормах между отечественными нормами и рекомендациями ведущих компаний Европы различия незначительны, то по уровню незаменимых аминокислот и витаминов различия достигают 30...40% и в 2...3 раза соответственно.

Американские и канадские фермеры широко используют региональные (по штатам) рекомендации по структуре комбикормов для различных половозрастных групп свиней и стандартными наборами БВД, включающих добавки кристаллических ами-

нокислот, недостающих микроэлементов и витаминов. Причем добавки витаминов производятся без учета их в кормах, но с учетом потерь при экструдировании, гранулировании и хранении. Этот подход сегодня находит широкое распространение в европейских странах.

Промышленное свиноводство может успешно развиваться только с учетом его экологической безопасности для человека и природы. Особенно это касается проблем утилизации отходов свиноводства и рационального использования получаемых на комплексах огромных объемов навоза и навозных стоков. Так расчетный годовой выход навозных стоков от свинокомплекса на 100000 голов откорма в год составляет 115...120 тыс. м<sup>3</sup>. Анализ состояния вопросов по использованию отходов свиноводства показывает, что разработанные ранее и рекомендуемые ныне основные технологии, машины и оборудование зачастую не соответствуют возросшим технологическим, зоотехническим, санитарно-ветеринарным и социально-экологическим требованиям. Научные исследования в этом направлении и практическое решение проблем удаления и использования отходов свиноводства продолжает оставаться важнейшим направлением научного обеспечения отрасли.

От типа и качества пола, используемого в помещениях для содержания животных, зависят ветеринарное состояние фермы, соблюдение технологических требований к их содержанию разных половозрастных групп, а также экономические показатели производства. Необоснованная экономия на высокотехнологичных полах при обустройстве свинарников может вызывать серьезные ветеринарные и экологические проблемы.

Главное преимущество пола из пластика – они не отбирают тепло у животных, потому с успехом применяются для содержания поросят со свиноматкой и поросят на дорастивании. Бетонные полы крепки и наиболее дешевы. Однако они не могут применяться в маточниках и помещениях для дорастивания, поскольку не выдерживают технологических требований по температуре. Вместе с тем, бетонные полы успешно применяются в помещениях для содержания поросят свиноматок (в группах и индиви-

дуально) и свиней на откорме, поскольку они чаще нуждаются в охлаждении. Металлические щелевые полы изготавливают из стали или чугуна. Современные полы из металла, предназначенные для свиноматок, оборудуют люками в задней части: это облегчает сток гноя. Такие полы можно делать только в логове для свиноматок. Металл холоден, он лишает животных тепла. Но для маток это свойство полезно. При лактации у них поднимается температура тела, которое вызывает дискомфорт. Поэтому на то место, где должна лежать свиноматка, настилают металл, а зону вокруг этого пола, в которой находятся поросята, оборудуют пластиком или покрытыми толстым пластиковым слоем металлическими панелями.

Наиболее важным и, одновременно, наиболее уязвимым местом в технологической цепочке выращивания свиней является период опороса и первые недели жизни новорожденных поросят. В это время животные требуют особых условий содержания: нужна температура воздуха, соблюдения норм гигиены, предотвращения травм и повреждений. Система щелевого пола для боксов опороса „Tenderfoot” на последней выставке „EuroTier” признана лучшей для боксов опороса. Это комбинированные решетки из высококачественной стали в оболочке из полипропилена для тепла и комфорта животных (поросят и свиноматки). Конфигурация пола специально разработана для поросят. По результатам сравнительных тестов эта система показывает наилучшие результаты по индексу потерь, степени самоочистки, степени износостойкости. К недостаткам данной системы можно отнести только его высокую стоимость.

Такие полы отлично поддаются очистке; отверстия с круглыми краями способствуют удалению навоза через пол под действием копыт; для очистки время от времени достаточно использовать шланг с водой. полипропиленовое покрытие стойкое к бактериям и грибкам; сокращает повреждение коленей и ног; сокращает проблемы нижней части брюха (некроз соска). Маленькие отверстия препятствуют защемлению и ранению ног, и кроме того, обеспечивают сцепление, необходимое для уменьшения разбега ног и растягивания связок, а также для

массажа сосков с целью максимального выделения молока и сокращения энергии, нужной для поддержки нормальной температуры тела. У поверхности пола нет грубых и острых краев, которые могут стать причиной ранок на конечностях и источником инфекций. Исследования, проведенные на фермах, показали наличие повреждений в 45% поросят, которые появились на свет на сетчатом полу и ни одного на щелевом. Навоз проталкивается сквозь щели пола, попадает в накопительный канал и удаляется оттуда разными системами удаления. Таким образом, поверхность пола остается чистой, что позволяет сократить время на ее мойку и дезинфекцию, а также в значительной степени снизить возможную заболеваемость поросят.

Применяемые в настоящее время в отечественной практике способы и технологии удаления из свиноводческих помещений навоза по принципу действия и конструктивным решениям подразделяются на механические, самотечные (самосплавные) и гидросмывные.

Транспортерные механические системы, как показала многолетняя практика, не удовлетворяет необходимым требованиям в условиях крупных промышленных комплексов, поскольку требует частого ремонта, создают повышенную аварийную опасность. Не выдерживает критики санитарная сторона данной системы, не позволяющая изолировать отдельные секции и проводить полноценную дезинфекцию и, кроме того, подвергаящая своим шумовым воздействием свиней стрессу. Исходя из вышеизложенного, можно сделать вывод о невозможности рекомендовать для современных промышленных комплексов данную систему удаления навоза.

Системы смывного типа функционируют на многих крупных свинокомплексах, введенных в эксплуатацию, в основном, в последней четверти 20-го века. Их характеризует высокая трудоемкость, высокий уровень затрат воды, и, как следствие - либо значительное увеличение необходимых площадей навозохранилищ, либо ввод энергоемких систем термического, или биологического экспресс обеззараживания навозных стоков, с использованием дорогостоящих

установок для рециркуляции жидкой фракции навоза.

Самосплавные системы навоза постоянного действия, по результатам многолетнего опыта, не выигрывают в значительной мере перед системами смывного типа, поскольку, наблюдается тенденция к заиливанию навозных ванн, что неизбежно ведет или к использованию гидросмыва, или к удалению осадка твердой фракции механически с использованием мускульной силы, что может привести к сбою в технологическом цикле.

Самосплавные системы периодического типа с использованием шиберов также не удовлетворяет по некоторым параметрам современных свиноводов. В процессе ее эксплуатации наблюдается нарушение герметизации шиберов, их частая поломка, требующая ремонта. В санитарном отношении данная система несет риск распространения инфекций на свинокомплексе по ходу эвакуации навозного стока.

Самотечная технология удаления навозных стоков периодического действия с

применением в станках щелевых полов и пластиковых труб находит в настоящее время широкое применение, как при реконструкции, так и при новом строительстве свиноводческих предприятий. Эта система предполагает минимальный расход воды, минимальные трудозатраты, и, как следствие, обеспечивает снижение затрат на строительство навозохранилищ.

Данная система разрабатывалась Датскими и Голландскими фермерами на протяжении последних 30 лет и успешно внедрялась в проекты. Суть системы сводится к накоплению навоза в ваннах под щелевыми полами в течение 2-х недель, откуда навоз эвакуируется через отверстие в середине ванны по трубам канализации. Отверстие закрывается пробкой.

Пример сравнительного расчета емкостей навозохранилищ при смывной и самотечной системе периодического действия навозоудаления на примере двухплощадочной фермы с выходом в 27000 свиней в год приведен в таблице 2.

Таблица 2

Пример сравнительного расчета емкостей навозохранилищ при смывной и самотечной системе периодического действия навозоудаления

	Выход навозных стоков, в год	
	Самотечная периодическая система, м <sup>3</sup>	Смывная система, м <sup>3</sup>
Цех репродукции	14841,6	41871,07
Цех откорма	23906,3	88781,3
Итого	38747,9	130652,4

При отсутствии карантинных емкостей, навозохранилища должны обеспечить 12-ти месячное хранение навоза под пленкой для биологического обеззараживания навоза. Для такой экспозиции необходимо 4 емкости, в каждую из которых собирается 5-ти месячный выход навозного стока и, в последующем, выдерживается 12 месяцев.

Объем закрытого навозохранилища репродуктора и карантина при самотечной периодической системе составит  $14841,6 \times 5 / 12 = 6184 \approx 7000 \text{ м}^3$ , а 4 емкости в сумме составят  $28000 \text{ м}^3$ .

Объем закрытого навозохранилища репродуктора и карантина при смывной системе

$41871,07 \times 5 / 12 = 17446,3 \approx 17500 \text{ м}^3$ , а сумма 4 емкостей –  $70000 \text{ м}^3$ .

Объем закрытого навозохранилища цеха откорма при самотечной периодической системе составит  $23906,3 \times 5 / 12 = 9960,9 \approx 10000 \text{ м}^3$  и  $40000 \text{ м}^3$  – по четырем емкостям.

Объем закрытого навозохранилища цеха откорма при смывной системе составит  $88781,3 \times 5 / 12 = 36992,2 \approx 37000 \text{ м}^3$  и  $148000 \text{ м}^3$  по четырем емкостям.

Общий объем навозохранилищ при смывной системе превысит общий объем навозохранилищ при самотечной периодической системе на

$$(70000 + 148000) - (28000 + 40000) = 150000 \text{ м}^3.$$

Стоимость создания этих дополнительных емкостей составит около 60 млн. руб.

На практике нередко исправляются ошибки проектных организаций допускаемые при проектировании систем сбора и удаления отходов свиноферм. Наиболее часто встречающиеся отклонения от норм технологического проектирования таких систем следующие:

- нарушения соотношения длины и ширины навозных ванн;
- дно ванн делается с уклоном, что приводит к более быстрому стеканию жидкой фракции стока, и, как следствие, накоплению осадков в отдаленных местах ванн;
- пробки навозоудаления в ваннах располагаются не по центру;
- объем ванн не соответствует двухнедельному количеству навозных стоков;
- количество и объемы навозохранилищ недостаточны для биологического обеззараживания навозных стоков в течение 12 месяцев;
- пренебрегают необходимостью разделения навозных стоков на твердую и жидкую фракции.

Среди всего многообразия решений по удалению отходов хорошо зарекомендовала себя технология сбора, удаления и хранения навозных стоков компании «Фог Агротехник» (Дания). Вместе с тем на небольших фермах или производственных площадках не стоит недооценивать возможность транспортировки навозных стоков мобильным автотранспортом. Для этих целей выпускается большой спектр машин отечественного и зарубежного производства.

## ВЫВОДЫ

Обобщение вышеизложенного позволило сформулировать ряд основных принципов, соблюдение которых при проектировании обеспечивает максимально эффективное производство свинины:

1. Пирамидальность системы разведения свиней, которая предусматривает четкую специализацию хозяйств на селекционно-генетические центры (нуклеусы), репродукторные и откормочные комплексы. При этом соблюдается одностороннее движение пого-

ловья: племенное ядро (нуклеус) – племенные репродукторы – товарные репродукторы – откормочные хозяйства. 2. Получение товарной продукции на базе систем гибридизации, что дает возможность получить значительную прибавку в продуктивности свиней за счет реализации эффекта гетерозиса – превосходства потомства над родительскими формами по продуктивным качествам. 3. При проектировании селекционно-генетических центров в обязательном порядке предусматривается создание элеваторов – контрольно-испытательных станция для выращивания высококлассных хряков-производителей. Опыт зарубежных селекционно-генетических центров свидетельствует о высокой эффективности элеваторов как системы выращивания хряков-производителей, где успешно применяются современные методы популяционной генетики и маркерной селекции. 4 Организация технологического процесса с возможностью работы животноводческих помещений по принципу «пустозанято», который предусматривает создание условий для проведения регулярной дезинфекции и проведению ремонта технологического оборудования без ущерба здоровью животных. 5 Обеспечение индивидуально-выгульного содержания свиноматок второй половины супоросности (от 30 до 110 дней). 6 Обеспечение однородности и постоянства технологических групп при их перемещении с одного технологического участка на другой, что значительно снижает негативное воздействие стрессовых факторов. 7 Организация собственного производства полнорационных комбикормов. 8 Максимальная механизация и автоматизация производственных процессов и систем управления по предприятию.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Нечаев, В. Разработка направлений инновационного развития животноводства / В.Нечаев, Е. Артемова, С.Фетисов // Экономика сельского хозяйства России. – 2009. – № 12. – С. 38–48.
2. Можаяев Е.Е. Роль науки в инновационных процессах АПК и производственная подготовка кадров / Е.Е. Можаяев // Механизация и электрификация сельского хозяйства. – 2005. – №6. – С.2–4.

3. Кожамуратов, Н. Ж. Эффективность производства продукции и снижение трудовых затрат в животноводстве / Н. Ж. Кожамуратов // *Аграрная наука*. – 2009. – № 11. – С. 20–22.
4. Сайт AGRORU.COM - торговая система: <http://www.agroru.com/doska/647216.htm>.
5. Макарецев Н.Г. Технология производства и переработки животноводческой продукции. – Калуга: «Манускрипт», 2005. – С. 102.
6. Смирнова, В. Конкурентоспособность продукции свиноводства в условиях роста цен на зерно / В. Смирнова // *АПК: экономика, управление*. – 2009. – № 3. – С. 55–59.
7. Кольга Д.Ф. Методика расчета и проектирования генеральных планов животноводческих ферм и комплексов: методические указания / Д.Ф. Кольга [и др.]. – Минск: БГАТУ, 2010. – 72 с.
8. Седов, Ю. Д. Свины: разведение, содержание, уход / Ю. Д. Седов. - Ростов н/Д : Феникс, 2008. - 189 с.
9. Скляр О. Г. Механізація технологічних процесів у тваринництві: навч. посібник/ О.Г.Скляр, Н.І.Болтянська. – Мелітополь: Колор Принт, 2012. – 720 с.
10. Вагин Ю.Т. Техническое обеспечение в животноводстве: Курсовое и дипломное проектирование / Ю.Т. Вагин [и др.]. – Мн.: Техноперспектива, 2007. – 546 с.
11. Карташов Л.П. Методы расчета биологических и технических параметров системы “человек–машина–животное”: учебное пособие / Л.П. Карташов. – Оренбург : Изд-во Центр ОГАУ, 2007. – 152 с.
12. Середин В.А. Проблема интенсификации воспроизводства в животноводстве / В.А. Середин [и др.] // *Аграрная Россия*. - 2008. - № 4. - С. 16-39.
13. Зайцев В.В. Влияние генотипа на мясную продуктивность и естественную резистентность свиней / В.В. Зайцев, М.М. Серых, Л.М. Зайцева // *Аграрная наука*. – 2009. – № 11. – С. 22–24.
14. Петров Г.А. Убойные и мясные качества свиней отечественной и западной селекции / Г.А. Петров [и др.] // *Аграрная наука*. – 2009. – № 5. – С. 26–27.
15. Кольга. Д.Ф. Методика расчета и проектирования генеральных планов животноводческих ферм и комплексов: методические указания / Д.Ф. Кольга [и др.]. – Минск: БГАТУ, 2010. – 72 с.
16. Кольга. Д.Ф. Генеральные планы животноводческих и птицеводческих предприятий: методические указания к расчету и проектированию / Д.Ф. Кольга [и др.]. – Минск: БГАТУ, 2008. – 72 с.
17. Ревенко І.І. Машини та обладнання для тваринництва: підручник / І.І. Ревенко, М.В. Брагінець, В.І. Ребенко. – К.: Кондор, 2009. – 730 с.
18. Тихомиров Д.А. Эффективность использования электротеплоутилизаторов в системах обеспечения микроклимата животноводческих помещений: Энергообеспечение и энергосбережение в сельском хозяйстве. Тр. 4-й Международной научно-технической конференции (12-13 мая 2004 г., Москва, ГНУ ВИЭСХ). В 4 частях. Ч. 3. Энергосберегающие технологии в животноводстве и стационарной энергетике. – М.: ГНУ ВИЭСХ, 2004. – С. 256–260.
19. Гутман В.Н., Неверов А.И., Рапович С.П. Результаты испытаний оборудования для создания микроклимата в свинарниках / В.Н.Гутман, А.И.Неверов, С.П. Рапович // В сб. ГНУ «ВНИИМЖ» «Научно-технические проблемы механизации и автоматизации животноводства. Перспективные технологии и технические средства для животноводства: проблемы эффективности и ресурсосбережения». – Т. 112, ч. 3. – Подольск, 2008. – С. 191–196.
20. Юферев Л. Ю. Ультрафиолетовые светодиоды для стимулирования продуктивности животных и птицы / Л. Ю. Юферев, Л. К. Алферова // *Техника в сельском хозяйстве*. – 2009. – № 4. – С. 15–16.

#### PATHS OF DEVELOPMENT OF BRANCH OF SWINE BREEDING AND RAISE COMPETITIVE STRENGTH OF ITS PRODUCTS

**Summary.** The ways of development of industry of the pig breeding are analysed and the row of basic principles the observance of which at planning provides the maximally effective production of pork is certain.

**Key words:** pig breeding, plant-breeding-genetic centers, system of hybridization, mixed fodders, mechanizations and automation of production processes.

## РЕАЛИЗАЦИЯ ОПТИМАЛЬНОГО УПРАВЛЕНИЯ ДВИЖЕНИЕМ ДИНАМИЧЕСКИХ СИСТЕМ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ПД- И ПИД-РЕГУЛИРОВАНИЯ

Юрий Ромасевич

Национальный университет биоресурсов и природопользования Украины  
Украина, г. Киев, ул. Героев Оборона, 15

**Аннотация.** Приведены рекомендации относительно реализации оптимального управления в виде обратной связи. Для управления движением динамических систем предлагается использовать квазиоптимальный регулятор с дополнением в виде нелинейной функции типа „насыщение”.

**Ключевые слова:** оптимальное управление, квазиоптимальный регулятор, обратная связь.

### ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМЫ

Для синтеза оптимального управления движением динамических систем в виде обратной связи используется метод динамического программирования [1]. Важным вопросом является реализация синтезированных оптимальных управлений на практике.

Погрешность задания фазовых координат объекта управления может быть достаточно большой. Поэтому управление на некоторых этапах движения системы может быть недопустимо большим. Конечно, привод динамической системы не в состоянии реализовать любое значение управления. Возможности привода ограничены его перегрузочной способностью [2]. Поэтому вводятся разные ограничения типа  $|u| \leq u_{\max}$ , или более сложные (модифицированные) ограничения для электрического привода:

$$\begin{cases} |u| \leq u_{\max}; \\ I \leq I_{\max}, \end{cases} \quad (1)$$

где  $u_{\max}$  - максимальное значение управляющего усилия (допустимый электромагнитный момент двигателя);  $I_{\max}$  - максимальное значение тока электропривода или предельно допустимого тока преобразователя, который питает двигатель.

### АНАЛИЗ РЕЗУЛЬТАТОВ ПОСЛЕДНИХ ИССЛЕДОВАНИЙ

Для того, чтобы удовлетворить поставленные требования (1) без необоснованного завышения мощности электропривода необходимо использовать определенные способы. Одним из таких способов есть вариация весовых коэффициентов, которые входят в структуру интегрального критерия качества движения системы [3]. Заметим, что такой способ позволяет на протяжении всего процесса управления находиться „в рамках” оптимального управления.

Еще один способ учесть ограничения – использовать принцип максимума Понтрягина [4]. Однако, принцип максимума в общем случае не позволяет получить оптимальное управление в виде обратной связи.

Другими методами, которые позволяют учесть ограничение на управление, есть разные итерационные процедуры [5-8]. На каждом шагу вычисления управления выполняется проверка ограничений и выдача оптимального значения управления.

Для управления движением динамических систем часто используются ПИД-регуляторы. Настройка коэффициентов усиления соответствующих составляющих регулятора дает возможность получить



переходные процессы приближенные к оптимальным [9-14] (по интегральными критериями, по критерию отсутствия перерегулирования, на заданный запас стойкости и т.д.). Однако такие способы в значительной степени плохо формализованны, хотя и более универсальны, чем методы аналитического конструирования регуляторов [15].

### ЦЕЛЬ РАБОТЫ

Целью данного исследования является реализация оптимального управления одномассовой и двумассовой динамическими системами с помощью ПД- и ПИД-регулирования. Для достижения поставленной цели ставятся такие задачи: 1) оценить динамику движения одномассовой системы при управлении с помощью квазиоптимального регулятора; 2) оценить динамику движения двумассовой динамической системы „кран – гибкий подвес – груз” при управлении с помощью квазиоптимального регулятора; 3) указать преимущества в использовании квазиоптимальных регуляторов по сравнению с классическими оптимальными регуляторами.

$$I = \int_0^T [k_1 \Delta x_1^2 + k_2 \Delta x_2^2 + (1 - k_1 - k_2) u^2] dt, \quad (3)$$

где  $k_1, k_2$  - весовые коэффициенты, которые учитывают доли соответствующих слагаемых в критерии;  $T$  – продолжительность движения системы. В результате использования метода динамического программирования получим следующую форму оптимального управления:

$$u = u(\Delta x_1, \Delta x_2, A_1, A_2), \quad (4)$$

где  $A_1, A_2$  - найденные в процессе оптимизации режима движения системы коэффициенты.

Однако, как уже было указано выше, при достаточно больших значениях  $\Delta x_1$  и  $\Delta x_2$  ограничение  $|u| \leq u_{\max}$  может не выполняться.

Одним из способов учесть ограничение  $|u| \leq u_{\max}$  есть дополнение регулятора нелинейным элементом типа

### РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЙ

Для проведения исследований примем простейшую динамическую систему, которая описывается системой дифференциальных уравнений в форме Коши [16]:

$$\begin{cases} \dot{x}_1 = x_2; \\ \dot{x}_2 = u, \end{cases} \quad (2)$$

где  $x_1$  – обобщенная координата динамической системы (линейное перемещение системы);  $u$  – функция управления системой (например электромагнитный момент двигателя); точка над символом означает дифференцирование по времени.

Для дальнейшего исследования выполним замену переменных: будем в качестве фазовых координат системы рассматривать разности конечных и фактических фазовых координат системы:  $x_1(T) - x_1 = \Delta \delta_1, x_2(T) - x_2 = \Delta \delta_2$ .

Оптимизация выполняется путем минимизации квадратичного интегрального функционала:

„насыщение” (рис. 1). На рис. 1. изображена структура квазиоптимального регулятора. Регулятор работает таким образом. Из выхода сумматора (обозначенный на схеме  $\Sigma$ ) получаем сигнал оптимального управления. Однако, этот сигнал может превышать допустимые ограничения и неравенство  $|u| \leq u_{\max}$  не будет выполняться. Для того, чтобы данное неравенство выполнялась при  $t \in [0, T]$  необходимо к выходу сумматора подключить нелинейный элемент типа „насыщение”. В результате из выхода нелинейного элемента получим квазиоптимальное управление  $u_{opt}^*$ , которое будет представляться кусочной функцией, составленной из участков оптимального управления  $u_{opt}$  и участков  $|u| = u_{\max}$ . Другими словами нелинейный элемент типа

насыщения будто „обрезывает” куски неравенство  $|u| \leq u_{\max}$ .  
 функции  $u_{opt}$  для которых не выполняется

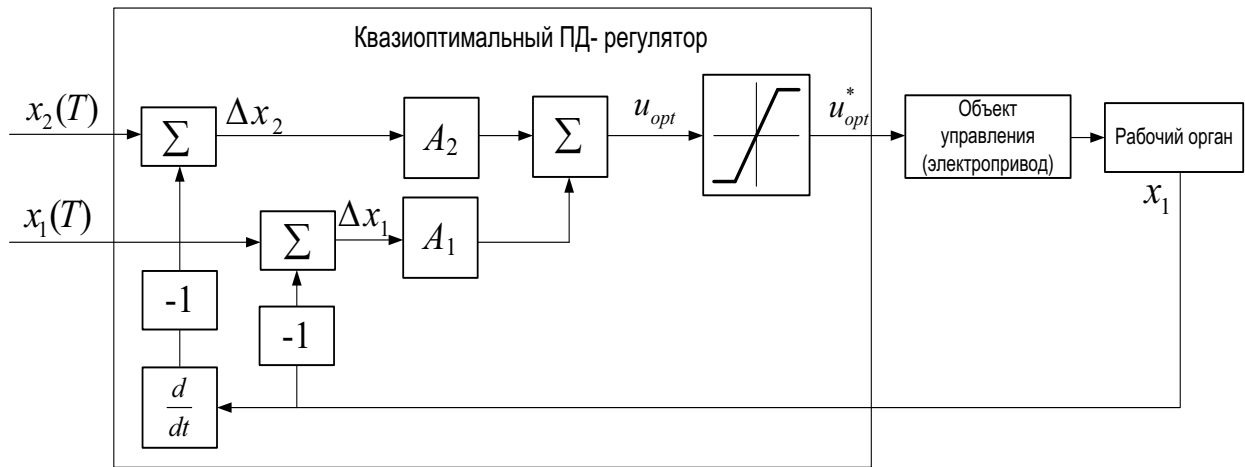


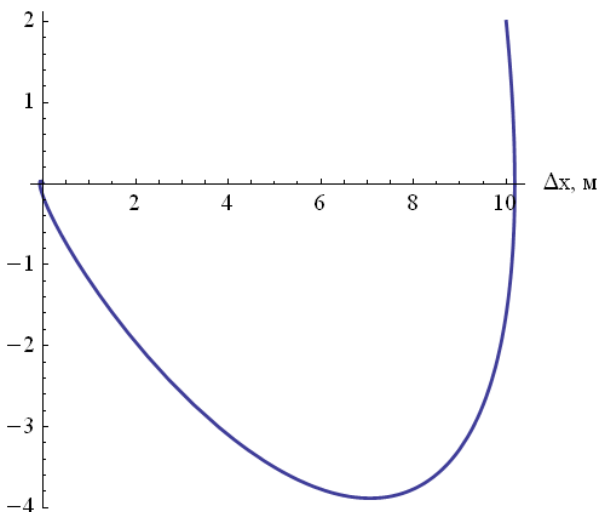
Рис. 1. Структурная схема квазиоптимального ПД-регулятора

Общее выражение для квазиоптимального управления представляется в виде:

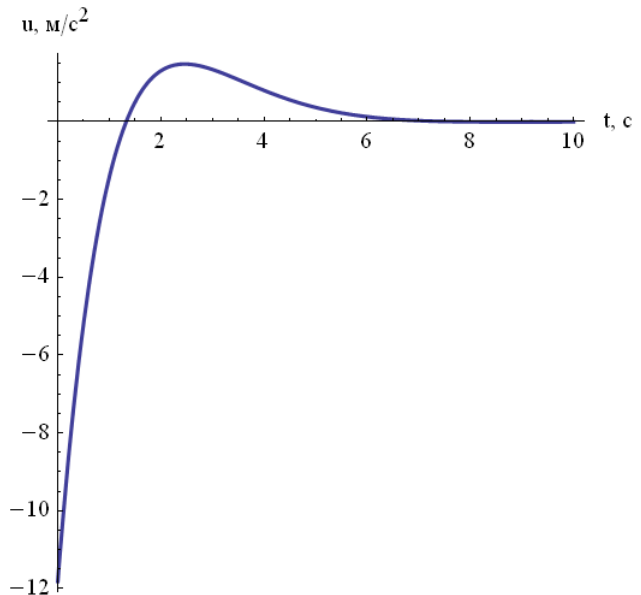
$$u_{opt}^* = \begin{cases} u_{\max}, & \text{если } u_{opt} \geq u_{\max}; \\ u_{opt}, & \text{если } u_{\min} < u_{opt} < u_{\max}; \\ u_{\min}, & \text{если } u_{opt} \leq u_{\min}. \end{cases} \quad (5)$$

На рис. 2 показаны графики, которые иллюстрируют работу оптимального регулятора без нелинейного элемента типа „насыщение”. Из графика функции  $\Delta x, \text{ м/с}$

управления (рис. 2, б) видно насколько большое значение управления может быть в начале движения системы. Этот недостаток можно устранить, если использовать более общие критерии, например такие, которые учитывают высшие производные функции управления. Однако, функция управления полученная по другим критериям остается функцией фазовых координат системы, а они могут принимать достаточно большие значения.



а)



б)

Рис. 2. Фазовый портрет (а) и график функции управления (б) динамической системой при классическом оптимальном ПД-регулировании.

Приведем графики, которые при квазиоптимальном регулировании иллюстрируют динамику движения объекта (рис. 3).

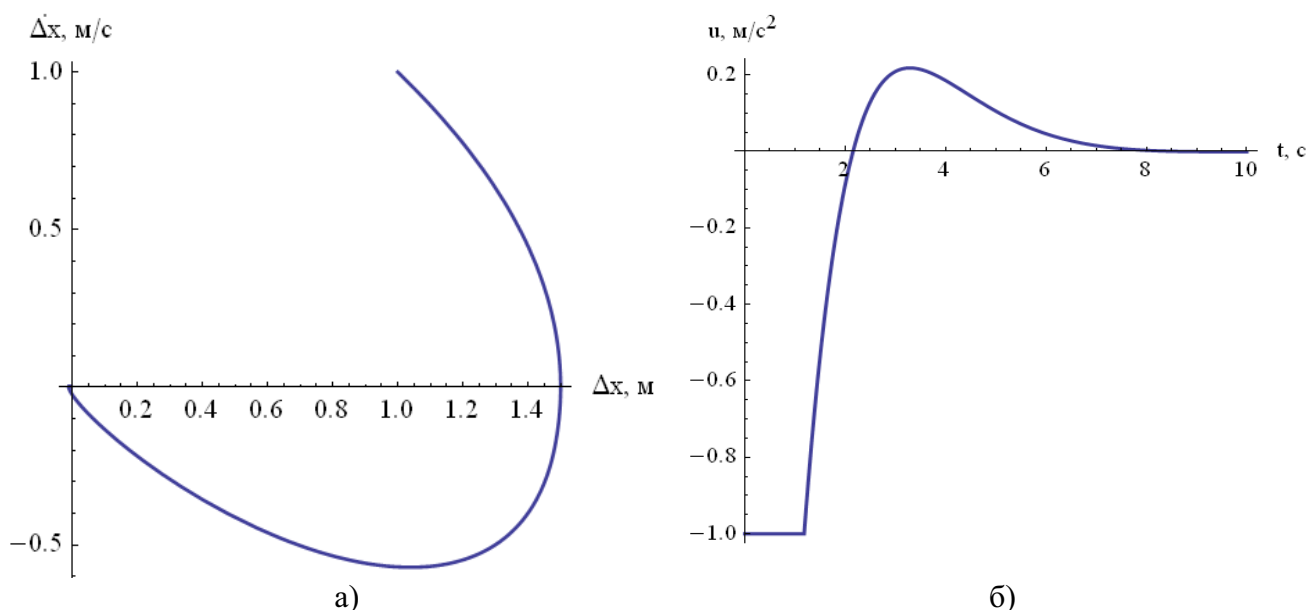


Рис. 3. Фазовый портрет (а) и график функции управления (б) динамической системой при квазиоптимальном ПД-регулировании

Для построения графиков принято  $u_{\max} = -u_{\min} = 1 \text{ } \dot{\delta} / \tilde{n}^2$ . Приведем графики фазового портрета и функции управления

для „слабого” управления ( $u_{\max} = -u_{\min} = 0,1 \text{ } \dot{\delta} / \tilde{n}^2$ ).

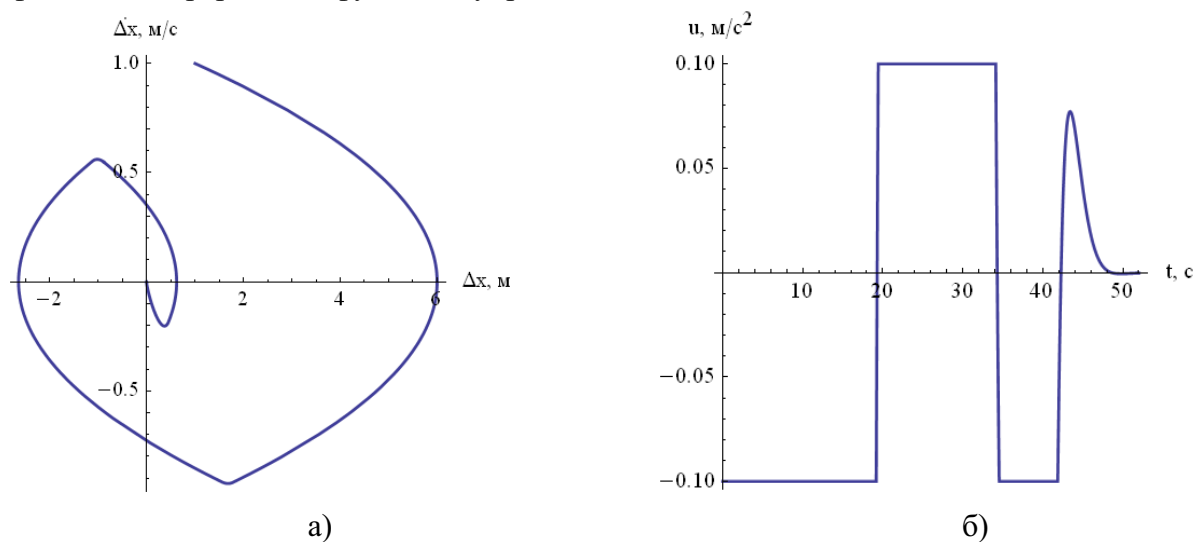


Рис. 4. Фазовый портрет (а) и график функции управления (б) динамической системой при квазиоптимальном „слабом” ПД-регулировании

Очевидно, что с уменьшением максимально-допустимой величины функции управления увеличивается продолжительность процесса движения системы. Уменьшение величины максимально-допустимого управления позволяет проектировать привод динамической системы меньшей мощности.

Приведем результаты дополнения оптимального ПИД-регулятора нелинейным элементом типа „насыщение”, который используется для управления динамической

системой „кран – гибкий подвес – груз”. Эта система описывается системой дифференциальных уравнений в форме Коши:

$$\begin{cases} \dot{y}_0 = y_1; \\ \dot{y}_1 = y_2; \\ \dot{y}_2 = u - \Omega^2 y_1, \end{cases} \quad (6)$$

где  $\Omega$  – частота собственных маятниковых колебаний груза относительно подвижной

точки подвеса ( $\Omega = \sqrt{\frac{(m_1 + m_2)g}{m_1 l}}$ , где  $m_2$  – масса груза,  $l$  – длина гибкого подвеса груза,  $g$  – ускорение свободного падения);  $y_0, y_1, y_2$  – фазовые координаты системы ( $y_0 = \frac{l}{g} \dot{x}_2, y_1 = \frac{l}{g} \ddot{x}_2, y_2 = \frac{l}{g} \ddot{\ddot{x}}_2$ , где  $x_2$  – координата центра масс груза);  $u$  – функция

управления краном ( $u = \frac{F - W}{m_1}$ , где  $F$  – суммарное тяговое или тормозное усилие, которое действует на кран;  $W$  – приведенная сила сопротивления перемещению крана,  $m_1$  – приведенная к поступательному движению масса приводного механизма и крана). Для устранения колебаний груза и остановки крана используется следующая структура квазиоптимального ПИД-регулятора (рис. 5).

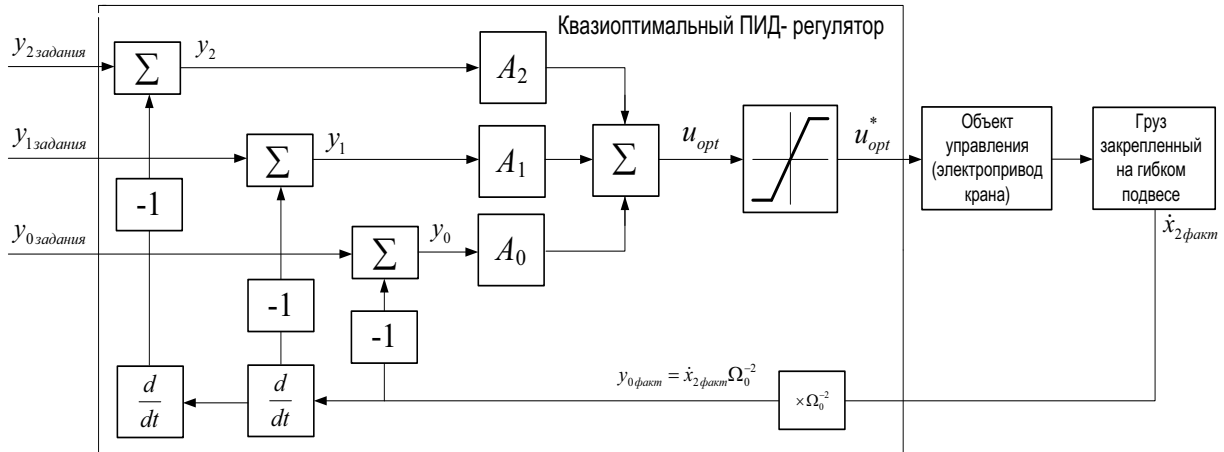
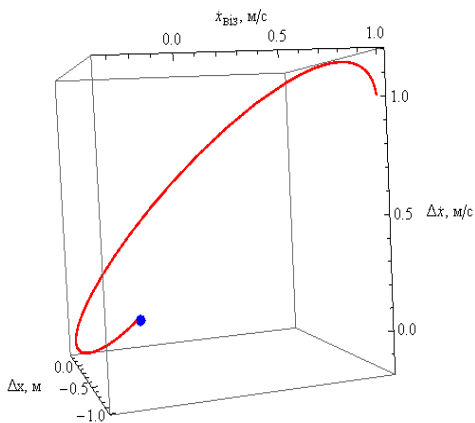


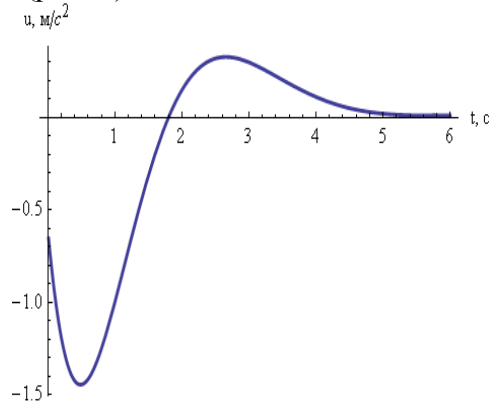
Рис. 5. Структурная схема квазиоптимального ПИД-регулятора для управления движением крана с грузом на гибком подвесе

На рис. 5:  $A_0, A_1, A_2$  – коэффициенты усиления соответствующих составляющих оптимального ПИД-регулятора;  $\Omega_0$  – частота собственных маятниковых колебаний груза относительно неподвижной точки подвеса

( $\Omega_0 = \sqrt{\frac{g}{l}}$ ). Использование приведенного оптимального ПИД-регулятора без функции типа „насыщение” дает такие результаты (рис. 6).



а)



б)

Рис. 6. Модифицированный фазовый портрет (а) и график функции управления (б) динамической системой „кран – гибкий подвес – груз” при классическом оптимальном ПИД-регулировании.

Точкой на рис. 6, а показано начало координат. Из рис. 6, б видно, что функция управления приобретает минимум, причем

модуль минимума является величиной достаточно большой. При реализации такого управления возникают проблемы с

перегрузочной способностью привода. Кроме того, ограничивается также величина ускорения крана, поскольку крановые колеса при его движении могут пробуксовывать.

Использование квазиоптимального регулятора приведенного на рис. 5 дает такие результаты (рис. 7). Точкой на рис. 7, а указано начало координат. Фазовая точка на протяжении торможения крана с грузом на гибком подвесе движется к началу координат. Это означает, что скорость крана, угол отклонения каната от вертикали и его

первая производная по времени стремятся к нулю, что и требуется по условиям задачи [17, 18]. Можно указать также недостаток присущий данному типу управления: в точках перехода из области максимального значения управления в область оптимального управления первая производная функции управления по времени имеет разрывы первого рода, которые в некоторой мере повышают требования к приводному механизму [19, 20].

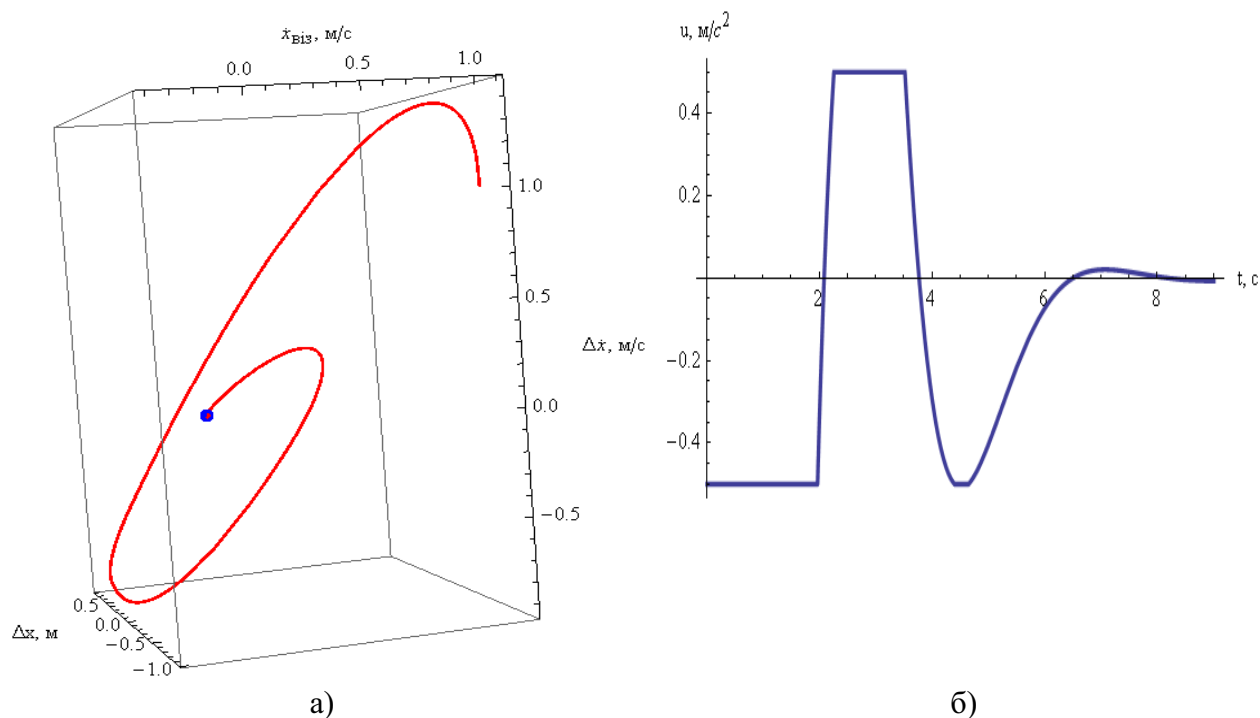


Рис. 7. Модифицированный фазовый портрет (а) и график функции управления (б) динамической системой „кран – гибкий подвес – груз” при квазиоптимальном ПИД-регулировании

## ВЫВОДЫ

Использование квазиоптимальных регуляторов дает возможность учитывать ограничения, которые накладываются на привод динамических систем и уменьшить напряженность протекания переходных процессов. Кроме того, появляется возможность проектировать привод динамических систем меньшей мощности.

Одним из преимуществ дополнения классического регулятора элементом типа „насыщение” есть возможность проводить синтез оптимального управления без учета ограничений, наложенных на функцию

управления. Это в значительной степени облегчает расчеты.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Щербина О.А. Методологические аспекты динамического программирования / Щербина О.А. // Динамические системы. Межведомственный научный сборник. Вып. 22, 2007. – С. 21-36.
2. Колб Ант. А., Колб А.А. Теорія електроприводу: навчальний посібник. – Д.: Національний гірничий університет, 2006. – 511 с.
3. Ловеїкін В.С. Комплексний синтез оптимального керування рухом

вантажопідйомного крана / Ловейкін В.С., Ромасевич Ю.О. // Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні. №45. – 2011. – С. 385–399.

4. Ловейкін В.С. Оптимізація керування рухом одномасових механічних систем / Ловейкін В.С., Ромасевич Ю.О. // Motrol. – Том 12 В. – 2010. – Lublin. – С. 91–96.

5. Арутюнов А.В., Магарил-Ильєв Г.Г., Тихомиров В.М. Принцип максимума Понтрягина. Доказательство и приложения. – М.: Изд-во Факториал Пресс, 2006. – 144 с.

6. Блинов А.О., Фраленко В.П. Многомерная аппроксимация в задачах моделирования и оптимизации // Автоматика и телемеханика, 2009, № 4, – С 98-109.

7. Ловейкін В.С. Дискретний метод синтезу оптимальних керувань технічними системами / Ловейкін В.С., Ромасевич Ю.О. // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства ім. Петра Василенка. – Вип. 107. – Том 2. – 2011. – С. 119–125.

8. Улдаев А. С., Моржин О. В. Улучшение управлений в нелинейных системах на основе краевых задач // Известия Иркутского государственного университета. Математика. – 2009. – 2, № 1. – С. 94–107.

9. Гурман В. И., Квоков В. Н., Ухин М. Ю. Приближенные методы оптимизации управления летательным аппаратом // Автоматика и телемеханика. – 2008. – № 4. – С. 191–201.

10. Репин А.И. Алгоритм оптимальной настройки реальных ПИД регуляторов на заданный запас устойчивости / А.И. Репин, Сабанин В.Р., Смирнов В.И. // Современные методы и алгоритмы систем автоматизации в энергетике. – №4 (9). – 2010. – С. 7–12.

11. Oviedo J.J.E., Boelen T., van Overschee P. Robust advanced PID control (RaPID): PID tuning based on engineering specifications // IEEE Control Systems Magazine. Feb. 2006. Vol. 26. Issue 1. P. 15-19.

12. Li Y., Ang K.H., Chong G.C.Y. Patents, Software, and Hardware for PID control: an overview and analysis of the current art // IEEE Control Systems Magazine. Feb. 2006. – P. 42-54.

13. Васильев В.А. Новые подходы к разработке адаптивного цифрового ПИД-регулятора / Васильев В.А., Воевода А.А., Жмудь В.А. // Сборник научных трудов НГТУ. – 2006. – № 3(45). – С. 11–18.

14. Рогач В.Я. О выборе критериев оптимальности систем управления с учетом случайного характера воздействий / В.Я. Рогач // Промышленные АСУ и контроллеры. – № 9. – 2006. – С. 31–36.

15. Мижидон А.Д. Аналитическое конструирование оптимальных регуляторов при постоянно действующих стохастических возмущениях в приложении к синтезу виброзащитных систем / А. Д. Мижидон // Автоматика и телемеханика. – 2008. – № 4. – С. 81–93.

16. Задорожный В.Н. Высшая математика для технических университетов. Дифференциальные уравнения: учебное пособие / В.Н. Задорожный, В.Ф. Зальмеж, А.Ю. Трифонов, А.В. Шаповалов. – Томск: Изд-во Томского политехнического университета, 2007. – 396 с.

17. Ловейкін В.С. Застосування методів варіаційного числення в задачах оптимального управління вантажопідйомними машинами сільськогосподарського призначення / Ловейкін В.С., Човнюк Ю.В., Ромасевич Ю.О. // Підйомно-транспортна техніка. №2. – 2010. – С. 3–15.

18. Ловейкін В.С. Оптимізація режиму зміни вильоту вантажу баштового крана за одиничними кінематичними критеріями / В.С. Ловейкін, Ю.О. Ромасевич, Г.В. Шумілов // Motrol. – Том 13 В. – 2011. – Lublin. – С. 167–173.

19. Півняк Г.Г., Волков О.В. Сучасні частотно-регульовані асинхронні електроприводи з широтно-імпульсною модуляцією: монографія. – Дніпропетровськ: Національний гірничий університет, 2006. – 470 с. (рос. мовою).

20. Виноградов А. Реализация защиты преобразователя частоты на основе динамической тепловой модели IGBT-модуля / А. Виноградов, А. Сибирцев, И. Колонин // Силовая электроника. – № 2. – 2006. – С. 50–55.

IMPLEMENTATION OF OPTIMUM  
CONTROL BY DRIVING  
OF DYNAMIC SYSTEMS WITH USE  
PD - AND PID-REGULATIONS

**Summary.** Recommendations concerning implementation of optimum control in form of feedback are resulted. For traffic control of dynamic systems it is offered to use quasioptimum governor with addition in form of nonlinear function of type "saturation".

**Key words:** optimum control, quasioptimum governor, feedback.

## ЛОГИКО-ВЕРОЯТНОСТНЫЕ МОДЕЛИ НАДЁЖНОСТИ СЛОЖНОЙ ТЕХНИКИ

Андрей Новицкий, Александр Банний

Национальный университет биоресурсов и природопользования Украины  
Украина, г. Киев, ул. Героев Обороны, 15

**Аннотация.** В статье представлена методика формирования логико-вероятностных моделей надёжности сложных структурных систем. Предложены критерии минимизации кратчайших путей и минимальных сечений для повышения надёжности средств для приготовления и раздачи кормов.

**Ключевые слова.** Надёжность, система, логико-вероятностные методы, средства для приготовления и раздачи корма.

### ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМЫ

Поиск резервов повышения эффективности использования сложной техники в сельском хозяйстве - важная народнохозяйственная задача. Резервы эффективного использования машин могут быть выявлены в результате системных исследований технологических процессов, в которых, участвуют «человек - машина - среда». В частности, исследуя технологический процесс приготовления и раздачи корма, как сложную структурную систему «человек - машина - среда» («ЧМС»), можно выявить достаточно точно степень влияния составляющих компонент на надёжность функционирования системы.

Технологический процесс приготовления и раздачи корма, как системы «ЧМС», с позиций надёжности может быть качественно и количественно описан методами логико-вероятностного моделирования. Основными характеристиками сложной технологической системы принято считать: коэффициент готовности; вероятность отказа; вероятность безотказной работы; интенсивность перехода с исправного состояния в состояние отказа и возвращение в первоначальное состояние. Для получения указанных характеристик надёжности технологической системы необходимо получить статистические

данные по представленным показателям и закономерности их изменения.

В качестве сложной структурной системы рассмотрим систему приготовления и раздачи корма «человек - машина - среда». Сложность представленной системы определяется большим количеством элементов, сложностью функциональных и логических связей между элементами и подсистемами, многорежимностью работы, вероятностью восстановления или невозможности восстановления элементов в зависимости от вида повреждений, а также последствий, которые могут возникнуть в результате отказа элементов. Кроме этого, самую большую сложность представляет взаимосвязь составляющих: человек - машина - среда.

### АНАЛИЗ РЕЗУЛЬТАТОВ ПОСЛЕДНИХ ИССЛЕДОВАНИЙ

Особенность использования логико-вероятностных методов исследования надёжности машин и их приложения изложены во многих научных работах [9, 18, 19, 21]. За последние несколько лет эти методы нашли широкое внедрение при проектировании систем и вычислении их надёжности [8, 13]. Использование различных методов оценки надёжности сельскохозяйственной техники исследованы



профессором Бойком А.И. и его учениками [1, 2, 4 - 6].

Среди изданных научных трудов особый интерес представляют исследования эргативных систем, в том числе систем сельскохозяйственного назначения [3, 10, 11, 17]. Основная цель анализа – определение безопасности машин с применением логико-вероятностных моделей, определение причин и расчёт риска возникновения отказов, формирование мероприятий для их предотвращения и устранения.

Логико-вероятностные модели могут быть использованы для определения риска влияния основных составляющих на надёжность систем "ЧМС", которыми являются средства для приготовления и раздачи корма (СПРК).

В последние годы рассматривались отдельные вопросы анализа и оценки надёжности указанных машин [2, 3, 12], но в большинстве научных исследований авторы представляли аналитический обзор конструкций или конструктивно-функциональные схемы средств для приготовления и раздачи корма [14 - 16, 20].

### ЦЕЛЬ РАБОТЫ

Исходя из проведенного выше анализа можно отметить, что при определении надёжности машин для приготовления и раздачи корма фирмы «DeLaval», в качестве подсистем выступают следующие механизмы машины: загрузки, измельчения-смешивания, рама с ходовой частью, выгрузки.

Представленные подсистемы являются достаточно сложными и состоят из большого количества простых элементов.

Анализ литературных источников и проведенные исследования показывают, что этот вопрос изучался мало в разрезе механизма загрузки кормов, с учётом таких составляющих системы, как «человек - машина - среда».

Исходя из выше представленного, целью формирования логико-вероятностных моделей сложных структурных систем есть определение надёжности механизмов СПРК, как составляющих системы «ЧМС».

### РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЙ

Для понимания и ясности представленного материала, рассмотрим механизм загрузки корма, как структурно-сложную подсистему системы «человек – машина – среда» средства для приготовления и раздачи корма (система «ЧМС» СПРК).

Модель формирования отказов начинается из установления последовательности опасных ситуаций (ПОС) – отказов системы. В логико-вероятностной теории аналитическое описание опасного состояния осуществляется с применением логических функций отказов систем (ФОС). Аргументами ФОС являются исходные условия (ИУ), в качестве которых выступают отказы машин и ошибки операторов, и исходные события (ИС), в качестве которых выступает негативное влияние окружающей среды. После складывания и апробации последовательности опасных ситуаций, можно перейти к складыванию ФОС – кратчайших путей возникновения отказов системы.

Необходимо вспомнить, что в предыдущих исследованиях [7] СПРК «DeLaval» структурно, с позиций обеспечения надёжности была представлена как следующая блок-схема: механизм загрузки, механизм измельчения-смешивания, рама с ходовой частью, выгрузной механизм. Для решения представленной в статье задачи, можно провести формирование логико-вероятностной модели оценки надёжности механизма загрузки, как составляющей системы «ЧМС» на примере СПРК «DeLaval». Опыт использования таких средств показывает, что надёжность механизма загрузки лимитируют ножи фрезы и детали привода. Но особенностью износа и аварийных отказов ножей есть то, что они приводят к возникновению дисбаланса барабана и нуждаются в проведении трудоёмкого технологического процесса (балансирования барабана). Отказы деталей привода вала барабана чаще всего могут возникать в результате отказа подшипников вала, приводных цепей и установочных втулок. Кроме этого, отказы



$$y_c(Z_1, \dots, Z_{11}) = \begin{pmatrix} Z_1 Z_6 Z_9 Z_{10} \\ Z_1 Z_6 Z_9 Z_{11} \\ Z_1 Z_7 Z_9 Z_{10} \\ Z_1 Z_7 Z_9 Z_{11} \\ Z_1 Z_8 Z_9 Z_{10} \\ Z_1 Z_8 Z_9 Z_{11} \\ Z_1 Z_4 Z_5 Z_9 Z_{10} \\ Z_1 Z_4 Z_5 Z_9 Z_{11} \\ Z_2 Z_3 Z_6 Z_9 Z_{10} \\ Z_2 Z_3 Z_6 Z_9 Z_{11} \\ Z_2 Z_3 Z_7 Z_9 Z_{10} \\ Z_2 Z_3 Z_7 Z_9 Z_{11} \\ Z_2 Z_3 Z_8 Z_9 Z_{10} \\ Z_2 Z_3 Z_8 Z_9 Z_{11} \\ Z_2 Z_3 Z_4 Z_5 Z_9 Z_{10} \\ Z_2 Z_3 Z_4 Z_5 Z_9 Z_{11} \end{pmatrix} \cdot \quad (2)$$

$$(Z_1, \dots, Z_{11}) = \begin{pmatrix} Z'_9 \\ Z'_1 Z'_2 \\ Z'_1 Z'_3 \\ Z'_4 Z'_6 \\ Z'_5 Z'_6 \\ Z'_4 Z'_7 \\ Z'_4 Z'_8 \\ Z'_5 Z'_7 \\ Z'_5 Z'_8 \\ Z'_6 Z'_7 \\ Z'_6 Z'_8 \\ Z'_{10} Z'_{11} \end{pmatrix} \cdot \quad (3)$$

### ВЫВОДЫ

Проведенный логико-имитационный анализ исходных условий и событий дает возможность выявить взаимосвязь составляющих системы «человек-машина-среда» и их влияние на надежность механизма загрузки СПРК. Используя функции кратчайших путей и минимальных сечений формирования отказов средств,

можно разрабатывать соответствующие мероприятия для обеспечения работоспособности СПРК, которые направлены на повышение их надёжности.

Перспективными в этом направлении могут быть исследования, которые направлены на более детальное описание других механизмов машин для приготовления и раздачи кормов.

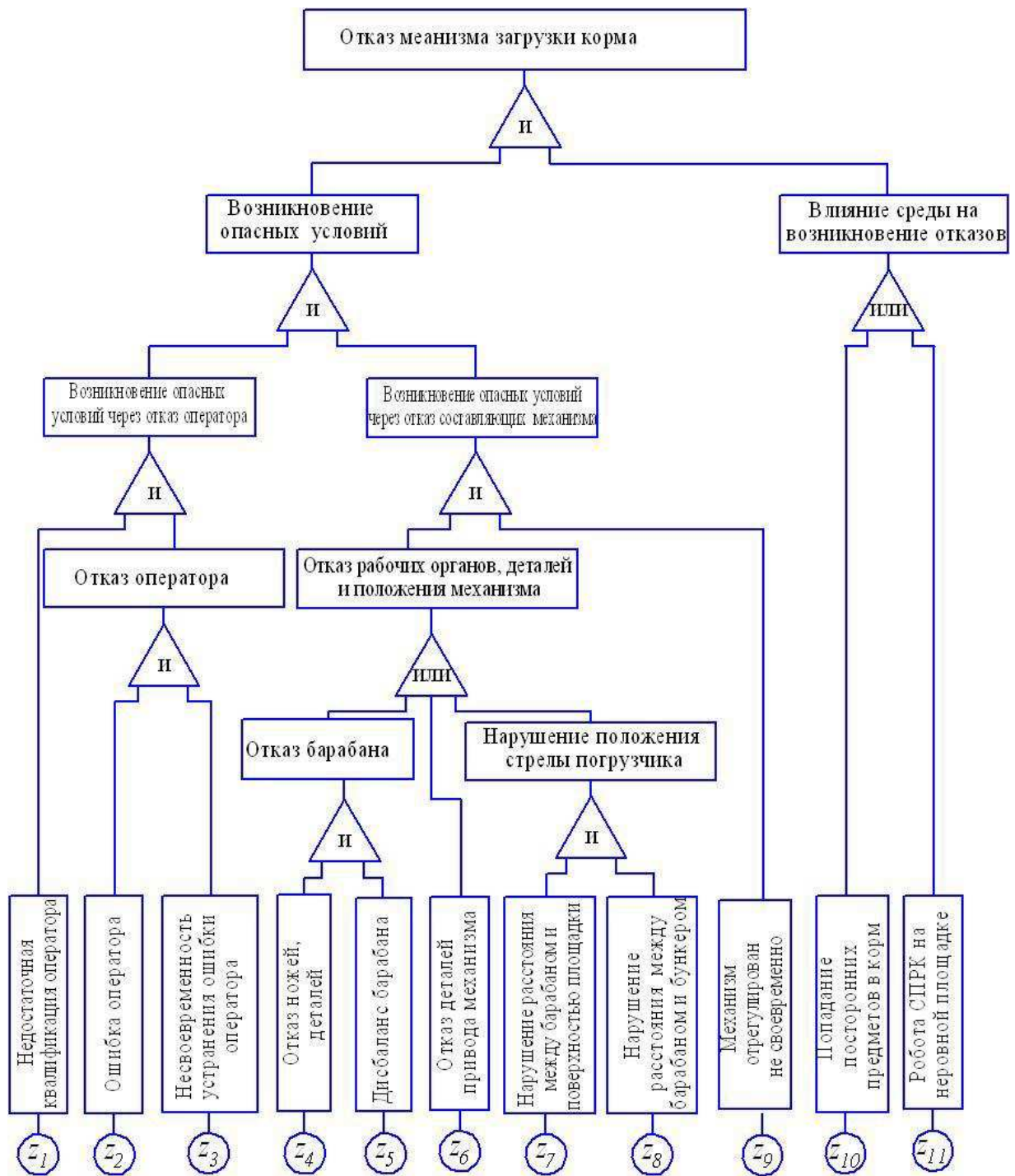


Рис. 1. Модель формирования отказа механизма загрузки системы «ЧМС» СПРК.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Anatoliy Boyko. Теоретичні дослідження надійності кукурудзозбиральної техніки при використанні резервування / Anatoliy Boyko, Oleksandr Bondarenko, Kostyantyn Dumenko // Motoryzacia i energetyka rolnictwa. – Lublin, 2011. – Vol. 13A. – С. 131 – 138.

2. Andriy Novitskiy. Аналіз надійності засобів для приготування і роздавання кормів методом дерева відмов/ Andriy Novitskiy, Oleksandr Bannyi // Motrol, motoryzacia i energetyka rolnictwa motorization and power industry in agriculture. – Lublin, 2011. – Vol. 13B. – С. 117–123.

3. Бойко А.І. Вплив оператора на надійність систем «людина-машина-середовище» (на прикладі засобів для

- приготування і роздавання кормів) / А.І. Бойко, А.В. Новицький, З.В. Ружило, А.З. Ружило // ХНТУСГ ім. Петра Василенка «Проблеми надійності машин та засобів механізації сільськогосподарського виробництва». – Харків, ХНТУСГ, 2011. – Вип. 114. – С. 103–108.
4. Бойко А.І. Дослідження функції готовності механічних систем при накопичуванні пошкоджень / А.І. Бойко, К.М. Думенко // Проблеми обчислювальної механіки і міцності конструкцій: збірник наукових праць ДНУ. – Дніпропетровськ: Наука і освіта, 2010. – Вип.14. – С. 72–78.
5. Бойко А.І. Стохастичне моделювання роботи пневмомеханічного висівного апарату/ А.І. Бойко, О.О. Банний // Техніка та енергетика АПК: збірник наукових праць НУБіПУ. – К.: НУБіПУ, 2011. – Вип.166. ч.1. – С. 112–118.
6. Бойко А.І., Бондаренко О.В. Дослідження надійності кукурудзозбиральних машин при їх старінні, незмінній базі технічного обслуговування і використанні пасивного резервування / А.І. Бойко, О.В. Бондаренко // КНТУ «Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин». – Випуск №14, Частина 1. – Кіровоград, 2011. – С.127–193.
7. Бойко А.І., Новицький А.В. Сучасні проблеми забезпечення надійності машин для приготування і роздавання кормів / А.І. Бойко, А.В. Новицький // ХНТУСГ ім. Петра Василенка «Проблеми надійності машин та засобів механізації сільськогосподарського виробництва». – Харків., Вісник ХНТУСГ. – Випуск 100. – 2010. – С. 119–126.
8. Ветошкин А.Г. Надёжность технических систем и техногенный риск / А.Г. Ветошкин. – Пенза: ПГУАиС, 2003. – 155 с.
9. Джеральд Сандлер. Техника надёжности систем / С. Джеральд // Серия «Теоретические основы технической кибернетики». – М., 1966. – 300 с.
10. Лехман С.Д. Методологія дослідження небезпечних процесів при функціонуванні ергативних систем аграрного виробництва / С.Д. Лехман, М.В. Панфілова // Техніка та енергетика АПК: збірник наукових праць НУБіПУ. – К.: НУБіПУ, 2011. – Вип. 166, ч. 1. – С. 294–301.
11. Лехман С.Д. Прогнозування небезпечних станів ергативних систем при їх функціонуванні на виробництвах АПК / С.Д. Лехман // Механізація та електрифікація сільського господарства. – К., 2008. – Вип. 92. – С. 509–514.
12. Новицький А.В. Оцінка надійності системи приготування та роздавання кормів «людина-машина-середовище» методом дерева відмов / А.В. Новицький, С.В. Кропивко // Техніка та енергетика АПК: збірник наукових праць НУБіПУ. – К.: НУБіПУ, 2011. – Вип.166. ч.2. – С. 179–186.
13. Острейковский В.А. Теория надёжности: учеб. для вузов / В.А. Острейковский. – М.: Высш. шк., 2003. – 463 с.
14. Погорілий Л., Ясенецький В., Лінник М. Сучасна техніка для приготування кормів на фермах ВРХ // Л. Погорілий, В. Ясенецький, М. Лінник // Техніка АПК. – 1999. – №4. – С. 31–33.
15. Посібник. Машини для тваринництва та птахівництва/ За ред. Кравчука В.І., Мельника Ю.Ф. – Дослідницьке: УкрНДПВТ ім. Л.Погорілого. – 2009. – 207 с.
16. Ревенко І.І. Шляхи удосконалення агрегатів для приготування і роздавання кормів рогатій худобі / І.І. Ревенко, В.С. Хмельовський, Д.Ю. Белік // Вісник ХНТУСГ: Сучасні проблеми вдосконалення технічних систем і технологій у тваринництві. – Харків, ХНТУСГ, 2010. – Випуск 95. – С. 250 – 258.
17. Роговський І.Л. Вплив показників надійності на періодичність технічного обслуговування сільськогосподарських машин / І.Л. Роговський // Motrol, motoryzacja i energetyka rolnictwa motorization and power industry in agriculture. – Lublin, 2011. – Vol. 13В. – С. 92 – 97.
18. Рябинин А.И. Логико-вероятностные методы исследования надёжности структурно-сложных систем/ А.И. Рябинин, Г.Н. Черкесов. – М. Радио и связь, 1981. – 264 с.
19. Рябинин А.И. Надёжность и безопасность структурно-сложных систем/

А.И. Рябинин. – Санкт-Петербург: Политехника, 2000. – 248 с.

20. Смоляр В. Фермерський комбайн – універсальний технічний засіб / В. Смоляр, С. Постельга, Л. Кириченко, Ю. Калітинський // Техніка АПК. – 2007. – №10. – С. 34–35.

21. Хенли Х. Дж., Кумамото Х. Надежность технических систем и оценка риска / Х. Хенли, Х. Кумамото; под ред. В.С. Сыромятникова. – М.: Машиностроение, 1984. – 528 с.

#### LOGICALLY-PROBABILISTIC MODELS OF RELIABILITY OF DIFFICULT MACHINERY

**Summary.** There are presented methods of forming of logically-probabilistic models of reliability of difficult structural systems in the article. The criteria of minimization of short cuts and minimum sections are offered for increase of reliability of facilities for preparation and distribution of forage.

**Key words:** reliability, system, logically-probabilistic methods, facilities for preparation and distribution of forage.

## МОДЕЛИРОВАНИЕ ПОВЕДЕНИЯ ПЛАСТИЧЕСКИХ МАТЕРИАЛОВ ПРИ СЛОЖНЫХ НАГРУЗКАХ

Николай Чаусов<sup>1</sup>, Валерий Вильдеманн<sup>2</sup>, Андрей Пилипенко<sup>1</sup>

<sup>1</sup>Национальный университет биоресурсов и природопользования Украины,  
Украина, Киев, ул. Героев Оборона, 15

<sup>2</sup>Пермский национальный исследовательский политехнический университет,  
Российская Федерация, г. Пермь, просп. Комсомольский, 29а

**Аннотация.** Исследованы условия реализации закритической стадии деформирования пластических материалов с учетом свойств нагружающей системы, управление которыми осуществляется с использованием плоских исследуемых образцов специальной конструкции. Анализ полученных условий позволяет прогнозировать момент разрушения материала в любой точке ниспадающей ветви диаграммы при частичной реализации закритической стадии деформирования в рабочей зоне образца. Результаты математического моделирования важны для обоснования методик уточненного расчета несущей способности и оценки живучести конструкций с учетом возникновения зон разрушения, в которых степень реализации закритической стадии к моменту разрушения зависит от конкретных условий нагрузки, свойств материала и геометрии системы.

**Ключевые слова:** методика, материал, пластичность, нагружение.

### ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМЫ

Современные исследования показали, что ключевую роль при формировании условий потери несущей способности элемента конструкции играет взаимодействие данного элемента с нагружающей системой [1-3]. Последняя, имея достаточную жесткость, может содействовать стабилизации процесса накопления повреждений. В противоположном случае происходит потеря устойчивости закритического деформирования и разрушение.

### АНАЛИЗ РЕЗУЛЬТАТОВ ПОСЛЕДНИХ ИССЛЕДОВАНИЙ

С целью прогнозирования реальных условий разрушения конструкций с зонами разупрочнения с учетом действительных свойств нагружающих систем необходимо адекватное математическое моделирование данного процесса, как при простых видах нагружения, например, при статическом растяжении, так и при сложных видах

нагружения, например, когда на процесс статического растяжения накладываются импульсные подгрузки.

Авторами раньше [4] для экспериментального изучения стадии деформационного разупрочнения материала было предложено использовать плоский образец специальной конфигурации (рис. 1,а). Образец имеет два Г-подобные сквозные прорезы, которые образуют на оси образца перемычку, которая составляется с двух последовательно расположенных прямоугольных рабочего 1 и контрольного 2 участков и два прямоугольные участки 3,4 на периферии образца. При этом, периферийные участки 3,4 в процессе нагружения выполняют роль упругих элементов, которые деформируются одновременно с рабочим участком 1, при чем допускается их пластическая деформация вплоть к достижению границы прочности материала. Для измерения нагрузки и деформации рабочего участка 1 используют тензодатчики, которые наклеивают на контрольный участок 2 и малогазовый экстензометр. При

соответствующей конфигурации Г-подобных прорезов в рабочей зоне 1 реализуется полная уравновешенная диаграмма деформаций (априори неизвестная), отображенная на рис. 2.

Оригинальный способ управления свойствами нагружающей системы, которая реализуется в образце [4] позволяет провести интересный цикл исследований. Он заключается в том, что на первом этапе можно вывести условия стойкого закритического деформирования материала в рабочей зоне 1. Далее проектируется образец с измененной геометрией (например, с уменьшенной шириной боковых элементов), для которого ниспадающая ветвь реализуется частично.

В данной работе отрабатываются условия стойкого закритического

деформирования материала в рабочей зоне 1 для рассмотренного образца.

## РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЙ

Рассмотрим упрощенную модель системы (см. рис.1,б) в предположении, что все элементы образца находятся в условиях однородного одноосного напряженного состояния. Участки 1-5 имитируют работу частей образца и погрузочного устройства. Пусть схематично показанная на рис. 2 диаграмма деформаций материала образца при одноосном напряженном состоянии аппроксимируется с функцией  $\sigma = f(\varepsilon)$ .

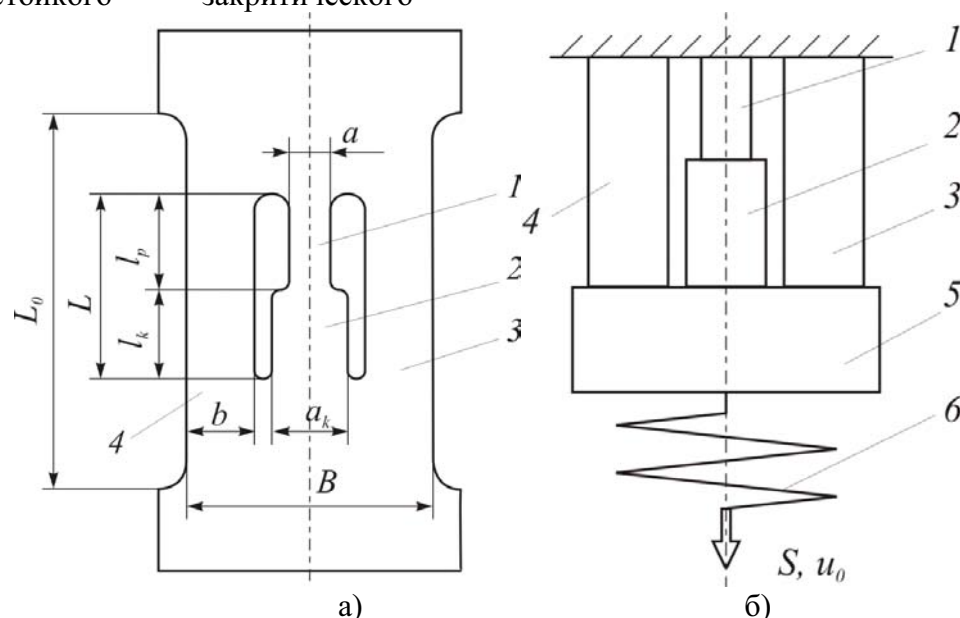


Рис. 1. Образец для изучения закритической стадии деформирования (а) и соответствующее упрощение механической системы (б).

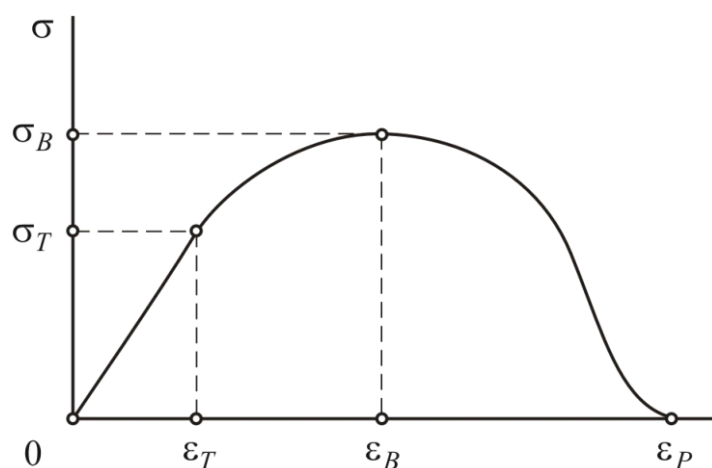


Рис. 2. Равновесная диаграмма деформаций материала при одноосном растяжении.



Естественно, что на участке упругого деформирования:

$$\frac{d\sigma}{d\varepsilon} = E, \quad \varepsilon \leq \varepsilon_T, \quad (1)$$

где  $E$  – модуль Юнга, на участке пластического деформирования.

$$\frac{d\sigma}{d\varepsilon} = E'(\varepsilon), \quad \varepsilon_T \leq \varepsilon \leq \varepsilon_B, \quad (2)$$

где  $E'(\varepsilon)$  – текущее значение модуля упрочнения, а на участке за критического деформирования (деформационного разупрочнения).

$$\frac{d\sigma}{d\varepsilon} = -D(\varepsilon), \quad \varepsilon_B \leq \varepsilon \leq \varepsilon_P, \quad (3)$$

где  $D(\varepsilon)$  – текущее значение модуля разупрочнения (модуля спада).

Рассмотрим общую работу только двух последовательно соединенных элементов 1 и 2. При выполнении очевидного условия:

$$\frac{a}{a_k} \leq \frac{\sigma_T}{\sigma_B}, \quad (4)$$

обеспечивается упругое деформирование части 2 вплоть к достижению предельной прочности в рабочей зоне 1, зависимости продольных сил от удлинения указанных участков образца описываются функциями:

$$N_1 = Eahf(u_1/l_p), \quad N_2 = \frac{Eha_k}{l_k} u_2, \quad (5)$$

где  $h$  толщина плоского образца.

Естественно, что при последовательном соединении деформируемых элементов:

$$N_1 = N_2 = N_{1(2)}, \quad u_1 + u_2 = u, \quad (6)$$

что позволяет построить график зависимости сила – удлинение  $N_{1(2)}(u)$  для системы двух элементов (рис. 3).

При этом в зависимости от соотношения размеров зон возможные два варианта.

Первый – при монотонном увеличении общего удлинения реализуется полная равновесная диаграмма. Стойкое за критическое деформирование в зоне 1 сопровождается разгрузкой в зоне 2 (рис. 3,а).

Второй – график зависимости  $N_{1(2)}(u)$  имеет вид  $S$  – подобной кривой (рис.3,б). При монотонном увеличении  $u$  равновесное деформирование возможно лишь до точки  $B$  на графике  $N_{1(2)}(u)$  и до точки  $B'$  на графике  $N_1(u_1)$ . В данном предельном состоянии в зоне 1 происходит потеря устойчивости процесса деформирования и возникает срыв нагрузки. Таким образом, в последнем случае стадия за критического деформирования реализуется лишь частично (участок  $A'B'$ ).

Предельное состояние характеризуется уравнением:

$$\frac{dN_1}{du_1} = -\frac{dN_2}{du_2}. \quad (7)$$

Из уравнения (7) вытекает  $\frac{dN_{1(2)}}{du} = \infty$ , что является условием потери стойкости при кинематической нагрузке.

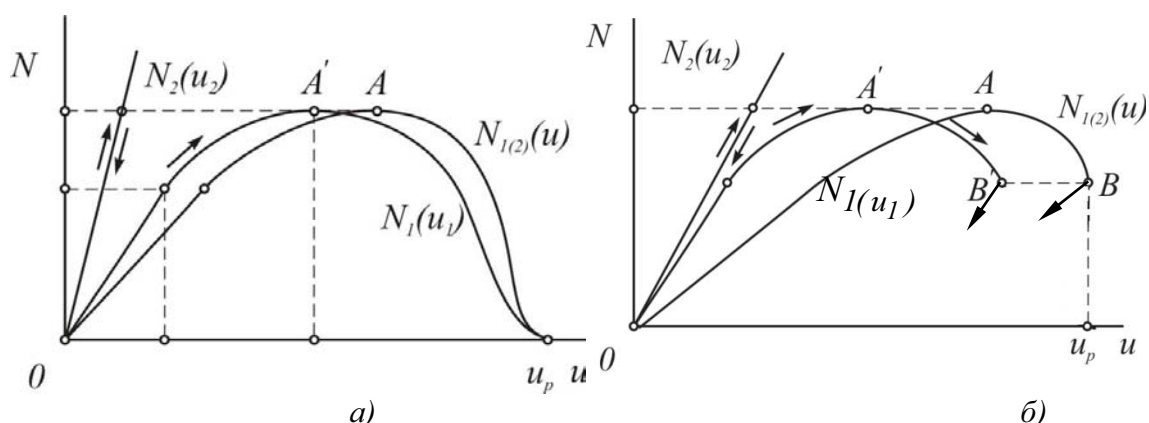


Рис. 3. Диаграммы растяжения системы последовательно соединенных элементов.

Итак, условием стойкого за критического деформирования материала в рабочей зоне 1 при “жестком” нагружении системы элементов 1 и 2 имеет вид

$$-\frac{df(\varepsilon)}{d\varepsilon} < \frac{a_k}{a} \frac{l_p}{l_k} E. \quad (8)$$

Проверим полученные условия на основе принципа минимума полной энергии

механической системы, которая при неупругом деформировании и одноосном напряженном состоянии определяется отношением:

$$W = \int_V \int_0^\varepsilon \sigma d\varepsilon dV - A, \quad (9)$$

$$\begin{aligned} \delta W_{1-2} &= \delta \left( a l_p h \int_0^{u_1/l_p} f(\varepsilon) d\varepsilon + \frac{1}{2} \frac{E a_k h}{l_k} u_2^2 \right) = a h f(u_1/l_p) \delta u_1 + \frac{E a_k h}{l_k} u_2 \delta u_2 = \\ &= \left( a h f(u_1/l_p) - \frac{E a_k h}{l_k} u_2 \right) \delta u_1 = 0. \end{aligned} \quad (10)$$

Справедливость полученного уравнения с учетом (5) и (6) очевидная.

$$\delta^2 W_{1-2} = \left( \frac{a h}{l_p} \frac{df(\varepsilon)}{d\varepsilon} \delta u_1 - \frac{E a_k h}{l_k} \delta u_2 \right) \delta u_1 = \left( \frac{a h}{l_p} \frac{df(\varepsilon)}{d\varepsilon} + \frac{E a_k h}{l_k} \right) (\delta u_1)^2 > 0, \quad (11)$$

совпадающие в рассмотренном случае, как видим, с условием (8).

Таким образом, разрушения состоится при достижении в рабочей зоне деформации

$$\left. \frac{df(\varepsilon)}{d\varepsilon} \right|_{\varepsilon=\varepsilon'_p} = - \frac{l_p a_k}{a l_k} E, \quad N_{1(2)}^P = a h f(\varepsilon'_p). \quad (12)$$

Рассмотрим общую работу систему элементов 1-4. В этом случае

$$u_3 = u_4 = u_1 + u_2 = u, \quad S = N_{1(2)} + N_3 + N_4, \quad N_{34} = N_3 + N_4 = \frac{2 E b h}{l_p + l_k} u. \quad (13)$$

Возможные графики зависимости сила – удлинение  $S(u)$  для указанной системы показаны на рис. 4. При “мягком” нагружении (монотонно увеличивается контролируемая нагрузка  $S$ ) потери стойкости закритического деформирования, или не происходит (рис. 4,а) при достаточной жесткости элементов 3 и 4, или происходит в точке  $B'$  (рис. 4,б) в противном случае. При этом свойства элементов 5 и 6 не имеют значения.

$$\frac{dN_{1(2)}}{du} = \left[ \left( \frac{dN_1}{du_1} \right)^{-1} + \left( \frac{dN_2}{du_2} \right)^{-1} \right]^{-1} = \left[ \frac{1}{a h} \left( \frac{df(u_1/l_p)}{du_1} \right)^{-1} + \frac{l_k}{E a_k h} \right]^{-1}. \quad (15)$$

Соответственно, условие стойкого закритического деформирования материала в зоне 1 при “мягком” нагружении образца:

где  $V$  – объем всех деформируемых элементов,  $A$  – работа внешних сил.

Условие стационарности – необходимое условие минимума полной энергии, которая составляет в равенстве нулю ее первой вариации, приводит к уравнению (при кинематической нагрузке работа внешних сил не меняется,  $\delta u_1 = -\delta u_2$ ):

Стойкость состояния равновесия определяется необходимым и достаточным условием минимума  $\Delta W > 0$ , или  $\delta^2 W > 0$ :

$\varepsilon'_p$  при соответствующей нагрузке  $N_{1(2)}^P$ , которые находятся из уравнения:

Предельная нагрузка  $S_p$  при потере стойкости, как это вытекает из геометрического построения, отвечают выполнению уравнения:

$$\frac{dN_{1(2)}}{du} = - \frac{dN_{34}}{du}. \quad (14)$$

Уравнение (14) отвечает  $\frac{dS}{du} = 0$  и, соответственно, определяет момент потери стойкости при силовой нагрузке.

С учетом (6):

$$- \left[ \frac{l_k}{a_k E} + \frac{l_p}{a} \left( \frac{df(\varepsilon)}{d\varepsilon} \right)^{-1} \right]^{-1} < \frac{2 E b}{l_p + l_k}. \quad (16)$$

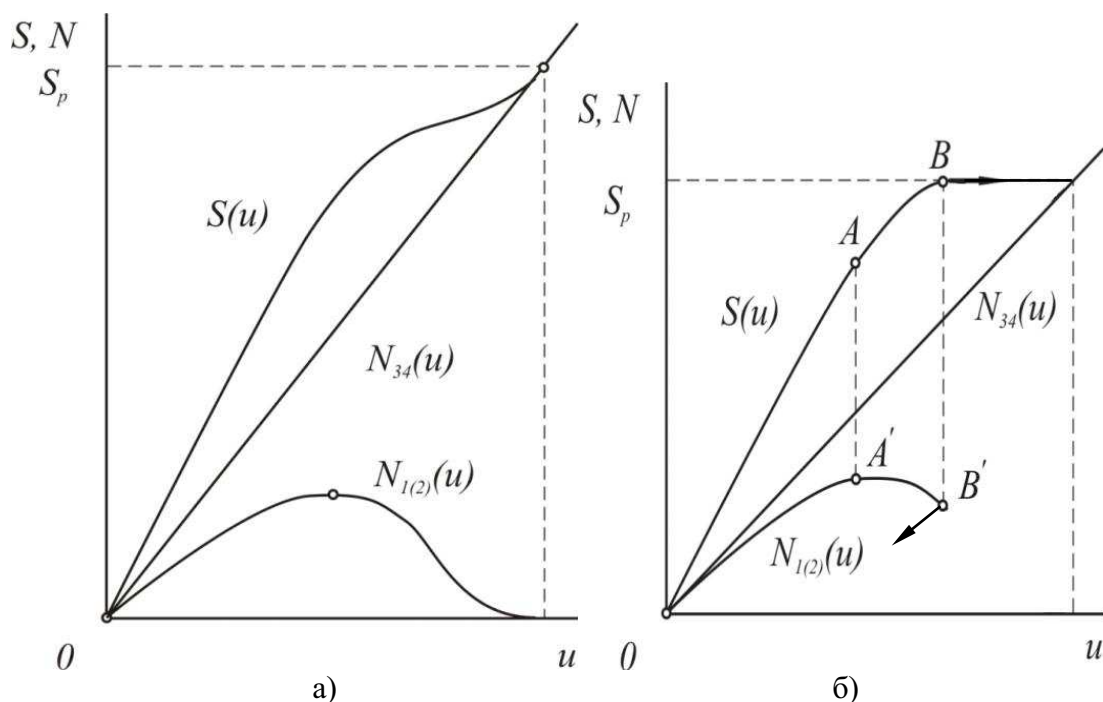


Рис. 4. Диаграммы растяжения системы последовательно и параллельно соединенных элементов.

Убедимся, что полученное неравенство является условием стойкости, проведя анализ функции полной энергии системы элементов 1-4. Для этого установим

зависимость  $S = F(u)$  - характеристику элементов 1-4, сначала определив характеристику  $N_{1(2)} = \varphi(u)$  элементов 1-2:

$$u = u_1 + u_2 = l_p f^{-1}\left(\frac{N_{1(2)}}{ah}\right) + \frac{l_k N_{1(2)}}{a_k h E} = \varphi^{-1}(N_{1(2)}),$$

$$S = F(u) = N_{1(2)} + N_3 + N_4 = \varphi(u) + \frac{2Ebh}{l_p + l_k} u, \quad W_{1-4} = \int_0^u F(u) du - Su,$$

$$\delta W_{1-4} = F(u) \delta u - S \delta u = 0, \quad \delta^2 W_{1-4} = \frac{dF(u)}{du} (\delta u)^2 > 0,$$

$$F'(u) = \left\{ \left[ \varphi^{-1}(N_{1(2)}) \right]' \right\}^{-1} + \frac{2Ebh}{l_p + l_k} = \left\{ \frac{l_p}{ah} \left[ f^{-1}(\sigma) \right]' + \frac{l_k}{a_k h E} \right\}^{-1} + \frac{2Ebh}{l_p + l_k} =$$

$$= \left\{ \frac{l_p}{ah} \left[ f'(\varepsilon) \right]^{-1} + \frac{l_k}{a_k h E} \right\}^{-1} + \frac{2Ebh}{l_p + l_k} > 0,$$

$$\left\{ \frac{l_p}{a} \left[ \frac{df(\varepsilon)}{d\varepsilon} \right]^{-1} + \frac{l_k}{a_k E} \right\}^{-1} + \frac{2Eb}{l_p + l_k} > 0.$$

Справедливость (16) доказана.

В случае “жесткого” (кинематического) нагружения образца при достаточной жесткости элементов 5 (имитирует часть образца) и 6 (имитирует упругие элементы исследуемой машины) осуществляется стойкое деформирование на стадии, которая отвечает ниспадающему участку диаграммы  $S(u)$  на рис. 4,б.

Условие стойкости можно получить рассматривая последовательно соединении элементы, аналогично тому, как это было выполнено для элементов 1 и 2.

В результате, условие стойкости критического деформирования материала в зоне 1 при “жестком” нагрузке всей представленной на рис. 1,б механической системы:

$$-\frac{dS}{du} < \left( \frac{L_0 - L}{EBh} + \frac{1}{R} \right)^{-1}, \quad (17)$$

здесь  $R$  это жесткость упругого элемента 6.

Учитывая, что

$$-\left[ \frac{l_k}{Ea_k} + \frac{l_p}{a} \left( \frac{df(\varepsilon)}{d\varepsilon} \right)^{-1} \right]^{-1} - \frac{2Eb}{l_p + l_k} < \left( \frac{L_0 - L}{EB} + \frac{h}{R} \right)^{-1}, \quad \left( \frac{L_0 - L}{EB} + \frac{h}{R} \right)^{-1} > 0 \quad (19)$$

Как видим, неравенство (16) есть достаточным, но не необходимым условием выполнения (19). Если боковые элементы не обеспечивают полной реализации закритической стадии, то есть не обеспечивается выполнения условия (16), то закритическое деформирование в рабочей зоне реализуется только при достаточной жесткости элементов 5 и 6 при выполнении условия (19). Учет твердости

$$\left. \frac{df(\varepsilon)}{d\varepsilon} \right|_{\varepsilon_p = \varepsilon_{lim}} = \frac{l_p}{a} \left\{ \left[ -\frac{2Eb}{l_p + l_k} - \left( \frac{L_0 - L}{EB} + \frac{h}{R} \right)^{-1} \right]^{-1} - \frac{l_k}{Ea_k} \right\} - 1 \quad (20)$$

Таким образом, с использованием функции  $\sigma = f(\varepsilon)$  – аппроксимации полной диаграммы для исследуемого образца осложненной конфигурации полученные условия стойкости закритического деформирования и разрушение с учетом свойств, которые нагружают систем. Анализ данных условий позволяет объяснить, почему полная диаграмма регистрируется не во всех случаях, а также спрогнозировать условия разрушения в любой точке ниспадающей областей при частичной реализации закритической стадии деформирования.

Экспериментальная проверка результатов прогнозирования важная для обоснования методик расчетов конструкций с учетом возникновения зон разхупрочнения, в которых степень реализации закритической стадии к моменту разрушения зависит от конкретных условий нагрузки, свойств материала и геометрии системы.

Раньше авторами полученные новые данные о механическом поведении пластических материалов при импульсных подгрузках за счет хрупкого разрушения образцов – спутников, которые расположены параллельно основному образцу [5, 6]. В следствие такого кратковременного

$$\frac{dS}{du} = \frac{dN_{34}}{du} + \frac{dN_{1(2)}}{du}, \quad (18)$$

получим условие стойкости в виде:

экзаменационной машины в этом случае необходим.

Полученное условие (19) позволяет вывести формулу для прогнозирования момента разрушения. При частичной реализации закритической стадии деформирования в рабочей зоне разрушения состоится при деформации  $\varepsilon_{lim}$  (в диапазоне  $\varepsilon_B \leq \varepsilon_{lim} \leq \varepsilon_P$ ) значение которой отвечает выполнению равенства:

динамического перегрузки в исследуемом материале образца реализуются динамические неуравновешенные процессы, которые приводят к значительным структурным изменениям.

Испытанный образец и устройство, которое повышает жесткость погрузочной системы для построения полной диаграммы деформирования, могут быть представлены системой параллельно соединенных элементов (рис. 5).

Общая работа этих элементов проиллюстрирована на рис. 6. Здесь, прямая 1 – характеристика всех параллельно соединенных элементов, кривая 2 – полная диаграмма исследуемого образца, кривая 3 – суммарная характеристика механической системы. Разрушение одного из элементов приводит к внезапному уменьшению жесткости нагружающей системы (характеристика системы параллельных элементов после разрушения одного из них – кривая 1'). Предполагается, что усилия, которое прикладывается к системе в целом, при разрушении ослабленного элемента остается неизменным (если это условие не выполняется, то необходимо включить к рассмотрению также упругий элемент и считать контролируемой величину).

Очевидно, что в следствие импульсных подгрузок образца металла передается большое количество энергии за короткое

время. Большая часть этой энергии диссипирует в материале, превращаясь на тепло и вызывая структурные изменения.

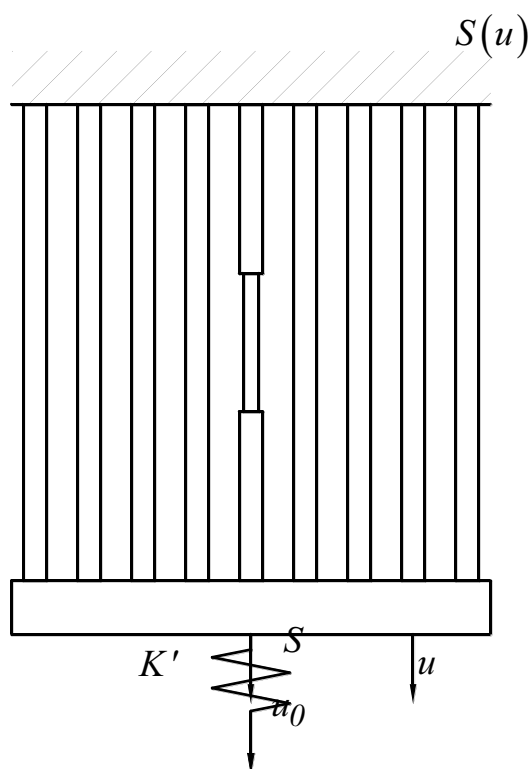


Рис. 5. Схема испытаний образца материала.

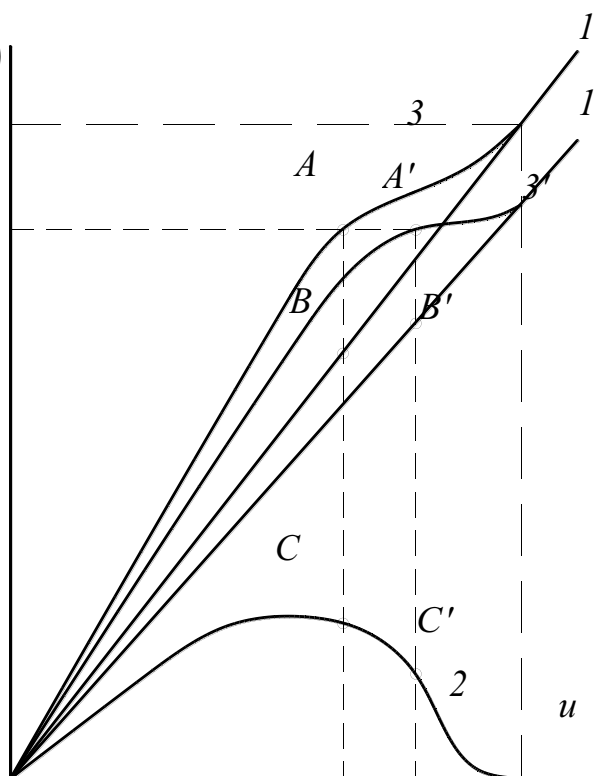


Рис. 6. Механика одновременного деформирования образца и упругих элементов.

Для оценки тепловой энергии составим баланс энергии:

$$A = A_\varepsilon + A_f + \Delta W + \Delta W_f + \Delta W_T.$$

В уравнение баланса входят:

- работа внешних сил  $A = S\Delta u$ ,  $\Delta u$  - удлинение стержней при разрушении ослабленного элемента;
- прирост упругой энергии параллельных элементов  $\Delta W = \frac{EV}{2l}(u_2^2 - u_1^2)$ ,

$E, V, l$  - модуль упругости, общий объем материала, длина элементов,  $u_2, u_1$  - удлинение элементов после и к разрушению ослабленной тяги;

- работа деформации образца (прирост упругой энергии и работа пластического деформирования исследуемого образца)

$$A_\varepsilon = V_d \int_{\varepsilon_1}^{\varepsilon_2} \sigma d\varepsilon,$$

$V_d$  - объем исследуемого образца;

- прирост (высвобождение) упругой энергии частей разрушаемого элемента

$\Delta W_f = \frac{1}{2}Ku_1^2$ ,  $K$  - жесткость разрушаемого элемента;

- работа разрушения элемента  $A_f = 2\gamma F$ ,  $F$  - площадь ослабленного поперечного сечения разрушаемой хрупкой пробы,  $2\gamma$  - удельная работа разрушения;
- тепловая энергия (разогрев образца после затухания волн напряжений)  $\Delta W_T$ .

Уравнение баланса можно использовать для оценки  $\Delta W_T$ . Знание величины  $\Delta W_T$  поможет объяснить особенности «динамической кривой деформирования» в процессе импульсных подгрузок, так как при локальном разогреве материалов может происходить образования тонко-полосовых структур, измельчение зерен, которые приводит к релаксации напряжений, фазовые преобразования, изменения кристаллической решетки (например переход ОЦК металлов к ГЦК), зерно-предельное проскальзывание.

Подобные эффекты встречаются в сверхпластичности. Так, в частности в

работе [7] наблюдался эффект деформационного разупрочнения материалов (титановых сплавов) как следствие фазовых преобразований.

### ВЫВОДЫ

1. Полученные условия стойкого закритического деформирования и разрушения пластических материалов с учетом свойств нагружающей системы.

2. Анализ полученных результатов позволяет объяснить смысл «нелокальной» теории прочности, когда в процессе повреждения и разрушения пластического материала конструкции дополнительно учитываются свойства нагружающей системы в окрестностях описанной точки материала.

### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Лебедев А.А., Чаусов Н.Г. Новые методы оценки деградации механических свойств металла конструкций в процессе наработки. – Киев, 2004. – 133с.

2. Чаусов Н.Г. Полная диаграмма деформирования как источник информации о кинетике накопления повреждений и трещиностойкости материалов // Заводская лаборатория. Диагностика материалов. – 2004. – Т.70, №7. – С. 42–49.

3. Экспериментальные исследования свойств материалов при сложных термомеханических воздействиях / В.Э. Вильдеман, М.П. Третьяков, Т.В. Третьякова и др. – Под ред. В.Э. Вильдемана. – М.: ФИЗМАТЛИТ, 2012. – 204 с.

4. А.с. 1188572 СССР, МКИ<sup>4</sup> G01 N3/08. Плоский симметричный образец для испытаний на растяжение / А.А.Лебедев, Н.Г.Чаусов, Ю.Л.Евецкий // Открытия. Изобретения. – 1985. – № 40. – С. 161.

5. Особенности деформирования пластических материалов при динамических неравновесных процессах / Н.Г. Чаусов, Е.Э. Засимчук, Л.И. Маркашова и др. Заводская лаборатория. Диагностика материалов. – 2009. – Т.75, №6. – С. 52–59.

6. Чаусов Н.Г., Пилипенко А.П., Параца В.Н., Вильдеман В.Э. Методы

управления механизмами пластического течения металлов // Deformation & Fracture of Materials and Nanomaterials. – DFMN 2007 / Book of articles, ed. By O.A.Bannykh et. Al. – Moscow:Interkontakt Nauka, 2007. – P. 71–73.

7. Васин Р.А., Еникеев Ф.У., Мазурский М.И. О материалах с падающей диаграммой // Изв. РАН. МТТ. – №2. – 1995. С. 181–182.

8. Chausov N.G., Pilipenko A.P. Influence of Dynamic Overloading on Fracture Kinetics of Metals at the Final Stages of Deformation. – *Mechanika*. – 2004. – № 3 (48). – P. 13–18.

9. Chausov M.G., Pylypenko A.P. Laws of Deformation Processes and Fracture of Plastic Steel From the Point of View of Dynamic Overloading. – *Mechanika*. – 2005. – № 4 (54). – P. 24–29.

10. V. Hutsaylyuk, H. Sulym, I. Turchyn, Ia. Pasternak, M. Chausov. Investigation of Dynamic Non-Equilibrium Processes in the Aluminum Alloy 2024-T3 under Additional Load Impulse / Proceedings of 7th International Conference ITELMS'2012. – P. 79–85.

11. Chausov N.G., Zasyrchuk E.E., Markashov L.I., Vyldeман V.E., Turchak T.V., Pylypenko A.P., Parada V.N. Features deformation plastic materials at the dynamic non-equilibrium processes // *Zavodskaya Laboratory. Diagnosis of materials*. – 2009. – Т.75. – № 6. – P. 52–59.

12. Zasyrchuk E. E., Markashov L. I., Turchak T.V., Chausov N.G., Pylypenko A. P., Paratsa V.N. Features structure plastic transformation of materials in the process of shock change load // *Fyzycheskaya mezomehanyka*. – 2009. – Т. 12. – № 2. – P. 77–82.

13. Chausov M.G., Lucko Y.Y., Pylypenko A.P. and etc. Effect of multiple change loading on the deformation of plastic material // *Mehanika i flzyka ruynuvaynya budivelnih materialiv i konstrukciy. Zbirnyk publikaciy. Lviv Kameniar*. – 2009. – Vyp. 8. – P. 289–298.

14. Yasniy P., Maruschak P., Bishchak R., Hlado V. and Pylypenko A. Damage and fracture of heat resistance steel under cyclic thermal loading. *Theor. Appl. Fracture Mech*. – 2009. – № 52. – P. 22–25.

15. Yasnii P.V., Maruschak P.O., Pylypenko A.P., Bishchak R.T., Zakiev I.M. and Hlad'o V.B. Diagnostics of the serviceability of heat-resistant steels of the

metallurgical equipment after thermal cycling. Mater. Sci., 2011, 47. – P. 224–235.

16. M. Chausov, P. Maruschak, A. Pylypenko, F. Sergejev, O. Student. Effect of high-force impulse loads on the modification of mechanical properties of heat-resistant steel after service. Estonian Journal of Engineering Vol. 18, Issue 4, 2012. – P. 251–258.

17. Z asimchuk, E.E., Gontareva, R.G., Baskova, O.I., Chausov, M.G., Hutsaylyuk, V. On possibility to use single crystal sensors of deformation damage under dynamical loading (2012) Metallofizika i Noveishie Tekhnologii, 34 (4). – P. 509–520.

18. V.Hutsaylyuk, L.Sniezek, J.Torzewski, M.Chausov, V.Berezin. Influence of additional force impulse at the monotonic load on the deformation of 2024-T3 aluminium alloy// Proceedings of 5-th International Conference on Defensive Technologies. – P. 648–654.

19. V.Hutsaylyuk, H.Sulym, I.Turchyn, Ia. Pasternak, M.Chausov. Investigation of Dynamic nono-equilibrium processes in the aluminium alloy 2024-T3 under additional impulse/ Proceedings of 7th International conference ITELMS'2012. – P. 79–85.

20. V. Hutsayluk, L. Sniezek, M. Chausov, A. Pylypenko. Badanie własności mechanicznych stopu aluminium 2024-T3 przy odkształceniu statycznym w warunkach obciążenia złożonego / Materiały XXIV Sympozjum Zmęczenie Mechanika Pekania. – P. 141–150.

21. Chausov M., Pylypenko A., K. Volyanska, Hutsaylyuk V.: Property of the static deformation of aluminum alloy 2024-T3 under the conditions of complex loading Fatigue of aircraft structures. Institute of Aviation, Warsaw, Poland, 2012. – P. 134–142.

#### SIMULATION OF BEHAVIOUR OF PLASTIC MATERIALS AT COMPLICATED LOADINGS

**Summary.** Implementation conditions postbuckling stages of straining of plastic materials taking into account properties of loading system are investigated, management with which is carried out with use of planar specimens of special design. The analysis of received conditions allows to predict the material destruction moment in any point of softening branch at partial implementation postbuckling straining stages in working zone of specimen. Results of mathematical modelling are important for substantiation of specified calculation techniques of bearing and survivability estimation of designs taking into account initiation of destruction zones, in which the postbuckling stages implementation extent by destruction time depends on concrete loading conditions, properties of material and system geometry.

**Key words:** technique, material, toughness, loading.

## МЕТОДИКА ПРОГНОЗИРОВАНИЯ ОСТАТОЧНОГО РЕСУРСА МЕХАНИЗМОВ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ МАШИН

Иван Роговский, Ольга Дубровина

Национальный университет биоресурсов и природопользования Украины  
Украина, г. Киев, ул. Героев Оборона, 15

**Аннотация.** В статье рассмотрены методические основы прогнозирования остаточного ресурса механизмов сельскохозяйственных машин.

**Ключевые слова:** ресурс, надежность, сельскохозяйственная машина.

### ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМЫ

По данным проведенных исследований, до 30% отказов тракторов, прошедших ремонт, приходится на уплотнения. При этом, как правило, отказы относятся ко 2-й и 3-й группам сложности, что вызывает значительные затраты труда на их устранение

(например, замена уплотнений заднего моста требует 3-9 чел.-ч).

Одна из причин низкой долговечности уплотнений отремонтированных тракторов – изменение физико-механических свойств резины в процессе хранения. В таблице 1 приведены данные о сроках хранения уплотнений в некоторых хозяйствах.

Таблица 1

Наименование организации или хозяйства	Относительное количество уплотнений в процентах к общему их количеству со сроком хранения (лет)					
	1	2	3	4	5	6-8
Агрофирма «Урожай»	83	12	4	1	-	-
ТОВ «Агрофирма Украина»	17	9	21	30	14	9
Агрофирма «Луч»	20	12	28	32	2	6
Агрофирма «Далматово»	29	14	42	11	4	-
Агрофирма «Збижжя»	12	26	37	20	4	1
Агрофирма «Колос»	7	14	23	41	9	6
Агрофирма «Селментово»	11	17	31	24	10	7

### АНАЛИЗ РЕЗУЛЬТАТОВ ПОСЛЕДНИХ ИССЛЕДОВАНИЙ

Сложившаяся тенденция накопления необоснованного количества уплотнений в хозяйствах приводит к случайным заменам столь важных конструктивных элементов без определения их фактического ресурса [1-7].

При проведении ежегодных инвентаризаций выявлено, что уплотнения, вышедшие из строя из-за постепенных отказов (убавления ресурса в период хранения от 100 процентов до 0), как правило, своевременно не выбраковываются. Из семи обследованных хозяйств только в одном было выбраковано

более 260 уплотнений, поврежденных в результате действия низких температур [8-16].

До настоящего времени отсутствуют рекомендации по оценке годности возобновляемых при ремонте манжетных уплотнений. Имеющиеся исследования по оценке надежности и практические рекомендации справедливы для новых изделий [17-20].

### ЦЕЛЬ РАБОТЫ

На наш взгляд, исследование надежности уплотнений нельзя рассматривать в отрыве от реальных условий, их необходимо проводить с учетом убывания ресурса в период хранения.



## РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЙ

Определение убывания исходного ресурса проводилось нами по физико-механическим свойствам материала (резина ИРП-1068-1). В качестве исследуемых показателей взяты  $f$  – сопротивление разрыву, кгс/см<sup>2</sup> и  $H$  – твердость в условных единицах. Кроме того, определялись  $\Delta G$  – изменение массы при набухании в бензине в течение 24 ч и  $d$  – изменение количества антиок-

сиданта (неозона – “Д”). Число опытов, необходимых для проведения анализа, было рассчитано по методике Веденяпина Г.В. [3]. Анализы проводились на Днепропетровском шинном заводе.

В связи с тем, что показатели  $\Delta G$  и  $d$  материала эксплуатировавшихся уплотнений отличаются от аналогичных показателей материала хранившихся уплотнений, они при определении остаточного ресурса упущены.

Данные анализов сведены в таблицу 2.

Таблица 2

Срок хранения $T$ , лет	Сопротивление разрыву, кгс/см <sup>2</sup>		Твердость, условные единицы		Изменение массы, %		Изменение неозона «Д», %	
	$f_1$	$f_2$	$H_1$	$H_2$	$\Delta G_1$	$\Delta G_2$	$d_1$	$d_2$
1	120	120	78	78	3,34	3,34	1,54	1,54
2	120	114	80	86	3,32	3,28	1,53	1,37
3	111	100	85	87	3,15	3,03	1,52	1,36
4	100	97	87	89	2,86	2,71	1,48	1,20
5	77	28	90	94	2,6	2,47	1,32	1,01
8	14	0	96	97	1,61	1,51	0,38	0,35

Примечание. Индексами 1 и 2 обозначены показатели материала уплотнений, хранившихся в упакованном и неупакованном видах.

Результаты анализов были обработаны на ПК. при этом получены следующие зависимости.

а) для уплотнений, хранившихся в упакованном виде

$$f_1 = 132,710 - 5,023T - 1,36T^2; \quad (1)$$

$$H_1 = 63,992 + 6,441T - 0,3033T^2; \quad (2)$$

$$\Delta G_1 = 3,350 + 0,073T - 0,0369T^2; \quad (3)$$

$$d_1 = 1,134 + 0,265T - 0,04448T^2; \quad (4)$$

б) для уплотнений, хранившихся в неупакованном виде

$$f_2 = 131,305 - 6,696T - 1,13571T^2; \quad (5)$$

$$H_2 = 62,380 + 8,106T - 0,0460T^2; \quad (6)$$

$$\Delta G_2 = 3,388 - 0,075T - 0,0360T^2; \quad (7)$$

$$d_2 = 1,382 + 0,0338T - 0,0211T^2 \quad (8)$$

Предлагаемый ориентировочный расчет убывания ресурса уплотнений основан на сравнении показателей материала  $f_{1-2}$  и  $H_{1-2}$  хранившихся и бывших в эксплуатации уплотнений при допущении функциональной зависимости между долговечностью и рассматриваемыми показателями материала. Для этого были использованы результаты анализов материала уплотнений, бывших в эксплуатации. В таблице 3 приведены данные анализов эксплуатировавшихся уплотнений.

Таблица 3

Наработка, мото-часы	Сопротивление разрыву кгс/см <sup>2</sup>	Твердость, усл. единицы	Изменение количества неозона «Д», %	Изменение массы, %
$N$	$f_o$	$H_o$	$d_o$	$\Delta G_o$
140	110	85	0,273	0,8
300	99	87	0,093	0,3
620	86	92	0,0746	0,1
900	76	94	0,065	0,07
1070	56	95	0,058	-
1190	47	96	0,039	-
1230	24	97	0,0274	-
1600	-	100	0,0134	-

В результате обработки данных таблицы 3 получены следующие зависимости:

$$N_{fo} = 1129,15 = 8,490f_o - 0,163f_o^2;$$

$$N_{Ho} = -21504 + 408H_o - 1,81H_o^2 \quad (10)$$

Подставив в выражения (9) и (10) значения  $f_1', f_2', H_1'$  и  $H_2'$  получим значения убывания ресурса в период хранения уплотнений, то есть  $N_{f1}', N_{f2}', N_{H1}'$  и  $N_{H2}'$  (табл. 4).

Таблица 4

Срок хранения $T$ , лет	$f_1'$ кгс/см <sup>2</sup>	$f_2'$ кгс/см <sup>2</sup>	$H_1'$ условные единицы	$H_2'$ условные единицы	$N_{f1}'$ моточасы	$N_{f2}'$ моточасы	$N_{H1}'$ моточасы	$N_{H2}'$ моточасы
1	120	120	78	78	-	-	-	-
2	120	114	80	86	-	-	-	88
3	111	100	85	87	63	348	99	293
4	100	97	87	89	348	419	293	471
5	77	28	90	94	816	1239	555	855

Как видно из таблицы 4, основное количество уплотнений хранится в пределах 1-5 лет, поэтому определение значений убывания ресурса для уплотнений, хранившихся более 5 лет, не проводилось.

В проведенном исследовании нельзя отдать предпочтение какому-либо из двух показателей  $f$  или  $H$ . Важным является то, что в период хранения манжетных уплотнений ресурс убывает довольно ощутимо.

Работоспособность муфты сцепления ходовой части комбайна характеризуется максимальным крутящим моментом, передаваемым ее фрикционными элементами. Контролируя крутящий момент, можно оценить износное состояние муфты без разборки и прогнозировать пригодность ее к дальнейшей работе. Крутящий момент может быть оценен в динамике по скольжению ведущего звена муфты относительно ведомого. Однако для такого контроля необходима загрузка муфты, а это трудно осуществить из-за отсутствия специальных тормозных стендов.

Более простым и приемлемым является метод контроля крутящего момента в статике путем прокручивания ведущего звена муфты относительно ведомого. Для этой цели разработано специальное устройство (КИм-13605). Недостаток метода заключается в том, что при проворачивании ведущего звена муфты к рычагу устройства необходимо прикладывать усилие до 50 кгс. Для устранения этого недостатка применен метод контроля крутящего момента муфты с частичным отжимом педали управления. По-

следний метод позволяет измерять момент при значительно меньших усилиях, прикладываемых к рычагу устройства.

Ниже приводится теоретическое и экспериментальное обоснование метода.

Крутящий момент, передаваемый муфтой, может быть выражен формулой

$$M = fSP_{y\delta}, \quad (11)$$

где  $M$  - крутящий момент;  
 $f$  - коэффициент трения;  
 $S$  - площадь контакта трущихся поверхностей;

$P_{y\delta}$  - удельное давление на фрикционный диск муфты.

Произведение представляет собой силу ( $P$ ) пружин, прижимающую фрикционный диск к маховику, т.е.

$$P = SP_{y\delta} \quad (12)$$

При  $f = const$  уравнение (11) с учетом (12) может быть представлено функцией

$$M = \varphi(p) \quad (13)$$

Уравнение (13) может быть представлено графически прямой линией или функцией вида

$$y = Bx,$$

где  $y$  - крутящий момент;  
 $x$  - сила давления пружин;  
 $B$  - параметр уравнения.

Возьмем на этой прямой три точки с координатами  $P_1, M_1; P_2, M_2; P_{max}, M_{max}$ , тогда можно записать

$$\frac{M_2 - M_1}{P_2 - P_1} = tq\alpha \quad \text{и} \quad \frac{M_{max} - M_1}{P_{max} - P_1}, \quad (14)$$

где  $\alpha$  - угол наклона прямой

Приравнивая левые части выражений (14) и делая преобразования, получим

$$M_{max} = \frac{P_{max}(M_1 - M_2) + M_2 P_1 - M_1 P_2}{P_1 - P_2}, \quad (15)$$

где  $M_{max}$  - максимальный крутящий момент, передаваемый муфтой;

$P_{таx}$  - максимальная сила пружин, сжимающая фрикционный диск;

$P_1$  и  $M_1$ ,  $P_2$  и  $M_2$  - соответственно давление пружин на фрикционный диск и крутящий момент, передаваемый муфтой при отжиме педали управления с усилием  $q_1$  и  $q_2$

Максимальное усилие отжима педали муфты может быть представлено уравнением  $q = P_o + P_{max}$ , (16)

где  $q$  - усилие полного отжима педали управления муфтой;

$P_o$  - усилие отжима педали при ее свободном ходе;

$i$  - передаточное отношение от педали к отжимным тягам муфты.

На основании уравнения (16) максимальная сила пружин

$$P_{max} = \frac{q - P_o}{i}, \quad (17)$$

Давление пружин на фиксационный диск при отжиме педали муфты с усилием  $q_i$

$$P_j = \frac{q_i - P_o}{i} \quad (18)$$

Подставляя в выражение (15) уравнения (17) и (18) и делая преобразования, получим

$$M_{max} = \frac{q(M_2 - M_1) - q_1 M_2 + q_2 M_1}{q_2 - q_1}, \quad (19)$$

Измерив усилия отжима педали управления муфтой и соответствующие им крутящие моменты, на основании уравнения (19) рассчитываем максимальный крутящий момент, передаваемый муфтой. При этом  $M_1$  и  $M_2$  могут быть заданы такими, чтобы усилия, прикладываемые к рычагу устройства для контроля момента, не превышали 20 кгс.

Для проверки уравнения (19) проводились экспериментальные исследования на специальном стенде и в полевых условиях на зерноуборочных комбайнах. Отжим педали муфты производился с помощью динамометра ДПУ-0,02; крутящий момент, передаваемый муфтой, измерялся динамометрическим рычагом с погрешностью 1 кгс.м.

Экспериментальные данные по обоснованию метода проверки муфты ходовой части комбайна с частичным отжимом педали (наработка 320 га)

Измеряемый параметр	Значение параметра									
	22	21	20	19	18	17	16	15	14	13
Усилие отжима педали, кгс	22	21	20	19	18	17	16	15	14	13
Среднее значение крутящего момента, кгс.м	28	34	40	46	50	54	60	67	73	76
Усилие отжима педали муфты при ее свободном ходе, кгс	13	12	13	13	12	12	13	12	13	12
Расчетный крутящий момент (максимальный) для точек 1,2; 1,3 и т.д., кгс.м	82	89	82	78	75	78	80	81	80	79

Зависимость крутящего момента от усилия отжима педали для муфты с наработкой 320 кг выражается уравнением

$$y = 145 - 5,35x, \quad (20)$$

а для муфты с наработкой 1240 га уравнением:

$$y = 125 - 4x \quad (21)$$

При этом значение  $q$  для первой муфты равно 13 кгс, для второй – 14 кгс, а  $M_{max}$  соответственно 63 и 50 кгс.м (77 и 63 кгс.м).

Момент измерялся путем прокручивания шкива муфты без снятия приводного ремня (сопротивление привода и коленчатого вала двигателя при выключенном деком-

прессоре составило соответственно 14 и 13 кгс.м).

Приведенные уравнения хорошо согласуются с принятыми предложениями при выводе формулы (19) относительно линейности функции (13). Уравнение (18) действительно при

$$q = P_1, q_1 > P_o, q_2 > P_o \quad (22)$$

Расхождения между расчетными значениями максимального крутящего момента, вычисленного по формуле (19), и его значениями, полученными экспериментальным путем, не превысили 8%. Это позволяет рекомендовать метод для практического использования.

При этом для упрощения проверки и определения  $M_{max}$  приняты следующие условия:

$$\begin{aligned} q_1 &= q + 3 \\ q_2 &= q + 4 \\ q_2 - q_1 &= 1 \end{aligned} \quad (23)$$

После преобразования формулы (19) с учетом принятых условий (23) уравнение для определения момента получит вид:

$$M_{max} = 4M_1 - 3M_2 \quad (24)$$

## ВЫВОДЫ

Необходимо создать специальные условия для хранения резино-технических изделий. Использование манжетных уплотнений, хранившихся в неотапливаемых помещениях более трех лет, при ремонте тракторов и сельскохозяйственных машин приводит к значительному снижению долговечности уплотнительных узлов.

На основании изложенного контроль максимального крутящего момента, передаваемого муфтой сцепления ходовой части зерноуборочного комбайна, осуществляют в следующем порядке:

- измерять силу  $q$  отжима педали управления муфтой при ее свободном ходе;
- нажимают на педаль с усилием  $(q + 3)$  кгс и измеряют статистический крутящий момент  $M_1$ , передаваемый муфтой;
- нажимают на педаль с усилием  $(q + 4)$  кгс и измеряют момент  $M_2$ ;
- по номограмме определяют  $M_{max}$ .

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Анашко Ю.П. Методика определения эксплуатационной надежности манжетных уплотнений по результатам стендовых ускоренных испытаний. Автореферат канд. диссертации. Челябинск, 1972. – 32 с.
2. Макаров Г.В. Уплотнительные устройства. Изд-во «Машиностроение». – М.-Л., 2005. – 320 с.
3. Веденяпин Г.В. Общая методика экспериментального исследования и обработки опытных данных. Изд-во «Колос». – М., 2007. – 416 с.
4. Гуков Я., Сидорчук О., Бурилко А. – 2004. Науковий супровід машинно-технологічного забезпечення реформованих сільськогосподарських підприємств // Техніко-технологічні аспекти розвитку та впровадження нової техніки і технологій для сільського господарства України: Зб. наук. пр. – Дослідницьке: УкрНДІПВТ ім. Л. Погорілого. – Вип. 7 (21). – С. 20–25.
5. Сидорчук А. В., Тымочко В. О., Сенчук С. Р. – 2002. Организационно-технологические принципы создания ресурсосберегающей системы ремонта дизельных двигателей // Современные проблемы агротехнической проходимости и экологии сельскохозяйственных ландшафтов : Материалы международной научно-технической конференции. – Минск. – С. 185–187.
6. Сидорчук О. В., Семерак М. М., Тригуба А. М., Башинський О. І. – 2005. Моделі управління конфігурацією проекту технічного обслуговування та ремонту пожежних автомобілів // Пожежна безпека та аварійно-рятувальна справа: стан, проблеми і перспективи (Пожежна безпека – 2005): Матеріали VII Всеукраїнської наук.-прак. конф. – Київ: УкрНДІПБ МНС України. – №4. – С. 261–263.
7. Башинський О. І., Сидорчук О. В. – 2002. Організаційні особливості технічного обслуговування та ремонту пожежних автомобілів за станом // Пожежна безпека. Зб. наук. праць ЛПБ, Укр НДІПБ. – Львів: ЛПБ. – №2 – С. 104–106.
8. Аркин В. И., Евстигнеев И. В. – 2009. Вероятностные модели управления и экономической динамики. – М.: Наука. – 2006. – С. 121.

9. Бабусенко С. М. Проектирование ремонтных предприятий. – М.: Колос, 1981. – 295 с.
10. Булей И. А., Иващенко Н. И., Мельников В. Д. – 1981. Проектирование ремонтных предприятий сельского хозяйства. – К.: Вища школа. – 416 с.
11. Андреев С. П., Богачев Б. А., Бельсник В. И. и др. – 1985. Комплексная система технического обслуживания и ремонта машин в сельском хозяйстве. – М.: ГОСНИТИ. – 144 с.
12. Trojanowska M., Maopolski J. Forecast models of electric energy consumption by village recipients over a long-term horizon based on fuzzy logic // teka kom. mot. i energ. roln. – ol pan, 2011, 11c, 327–334.
13. PROGEST MANAGEMENT /Управление проектами: Толковый англо-русский словарь-справочник /Под. ред. проф. В.Д. Шапиро, -М.: Издательство «Высшая школа», 2000. – 379 с..
14. Лапыгин Д., Новичков А. Управление конфигурацией и изменениями : RUP или ITIL. – Режим доступа: <http://www.osp.ru>.
15. Новиков А.Н. Управление конфигурациями в проектах разработки и сопровождения ПО: опыт внедрения и адаптации IBM Rational ClearCase, ClearQuest и собственных решений, на примере реальных организаций. – Режим доступа: <http://www.cmcons.com>.
16. Шмат К. І., Диневи́ч Г. Ю. – 2009. Технічне обслуговування і ремонт сільськогосподарської техніки. – К.: Кондор. – 204 с.
17. Sydoruk O., Lub P., Sharybura A. – 2011. Stochastic character of the naturally predicted optimal time of soil-tillage and plant-sowing works in the spring period // Motoryzacja i energetyka rolnictwa // Motrol–2011. – Lublin. – том 13. – P. 302–308.
18. Тригуба А.М. Управління конфігурацією інтегрованих проектів аграрного виробництва // Тезиси док. ІХ-й Межд. конф. Современные информационные технологии в экономике и управлении предприятиями, программами и проектами. – Алушта: ХАИ, 2011. – С. 232–234.
19. Тригуба А. М., Рудинець М. В., Сидорчук Л. Л. Управління конфігурацією та роботами в інтегрованих проектах молочарства // Монографія. За ред. О.В. Сидорчука.- Львів: Сполом, 2010. – 130 с.
20. Plizga K. – 2008. Model symulacyjny sygnału diagnostycznego simulating patternel of diagnostic signal // Motoryzacja i energetyka rolnictwa // Motrol–2018. – Lublin. – Т. 10. – P. 207–219.

METHOD OF SCIENTIFIC PROGNOSTICATION RESIDUAL RESOURCE MECHANISMS OF AGRICULTURAL MASHINES

**Summary.** In paper the methodical bases of scientific prognostication residual resource mechanism of agricultural mashines are considered.

**Ключевые слова:** resource, reliability, agricultural mashine.

## МОДЕЛИРОВАНИЕ МЕХАНИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ ИСПЫТАТЕЛЬНАЯ МАШИНА – УСТРОЙСТВО ДЛЯ ИМПУЛЬСНОГО ВВОДА ЭНЕРГИИ В СИСТЕМУ – ОБРАЗЕЦ

Николай Чаусов, Валентин Березин, Андрей Пилипенко

Национальный университет биоресурсов и природопользования Украины,  
Украина, г. Киев, ул. Героев Оборона, 15

**Аннотация.** Проведены численные расчеты поведения механической системы при импульсном вводе энергии в испытуемый образец из пластичных материалов. Выявлена существенная нелинейность процесса передачи импульса на исследуемый образец, что указывает на возможность скачкообразных переходов в структурном состоянии материала при незначительных изменениях в начальных условиях.

**Ключевые слова:** моделирование, механическая система, образец, динамический неравновесный процесс, испытательная машина.

### ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМЫ

При динамических неравновесных процессах практически все пластические материалы выявляют склонность к краткосрочной пластификации. При этом в зависимости от величины энергетического (силового) импульса и степени деформации, по которой материал подвергается влиянию заданного импульса, может возникнуть значительное количество новых упорядоченных структур (состояний материала), каждая с которых владеет новыми механическими свойствами [1].

### АНАЛИЗ РЕЗУЛЬТАТОВ ПОСЛЕДНИХ ИССЛЕДОВАНИЙ

При импульсном введении энергии в материал можно обеспечить широкий спектр регулирования прочностных и пластических свойств материала, а именно: пластифицировать любой материал на стандартной ветви упрочнения диаграммы деформирования, достичь изменения длин стадий деформирования, реализовать квази-сверхпластическое состояние при комнатной температуре (получить идеально-пластическое поведение материала протяжностью до десятков процентов остаточной деформации), за счет

многообразных импульсных подгрузок реализовать резервы механических свойств на стадии разупрочнения, включая и стадию роста макротрещины [2-6].

### РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЙ

Предельное состояние самоорганизации структуры материалов при динамических неуравновешенных процессах представляет значительный интерес для исследований. При таком состоянии механические свойства на макроуровне или увеличиваются максимально, или резко уменьшаются вплоть до полного разрушения материала.

В результате таких исследований можно будет выявить положительные эффекты импульсного введения энергии в материал (пластификация материала, достижение квази-сверхпластического состояния, стабилизация дефектной структуры и прочее), которые можно использовать в технологических операциях, например при ударной штамповке и для продолжения ресурса ответственных элементов конструкций, а также негативные эффекты, когда при введении критического импульса энергии можно разрушить материал, создать ли в нем повреждение, которые резко уменьшат его

трещиностойкость при дальнейшей эксплуатации.

Для моделирования механической системы «испытательная машина – образец» в процессе резких изменений в режиме нагружения в этой работе построена расчетная модель.

Все необходимые данные для модели: жесткость цепи центрального элемента внутреннего контура, который включает сферические зажимы, тензодинамометр и образец ( $C_1=9,9$  т/мм), жесткость цепи внутреннего контура, который включает в себя две одинаковые штанги, одна из которых используется как тензодинамометр и хрупкую пробу ( $C_2=3,8$  т/мм), а также жесткости других элементов внутреннего

контура, определены экспериментальным методом.

При построении модели сделанные следующие предположения:

- предполагается, что в начальный момент передачи силового импульса на образец зазоры между внутренним и внешним контурами настолько большие, что можно пренебречь взаимодействием между контурами;

- для упрощения объемной расчетной задачи делается замена хрупких проб, которые разрушаются, на ударники, изменение кинетической энергии которых происходит по счет изменения массы и начальной скорости.

Расчеты проводились на пакете Autodyn комплекса Ansys 11.

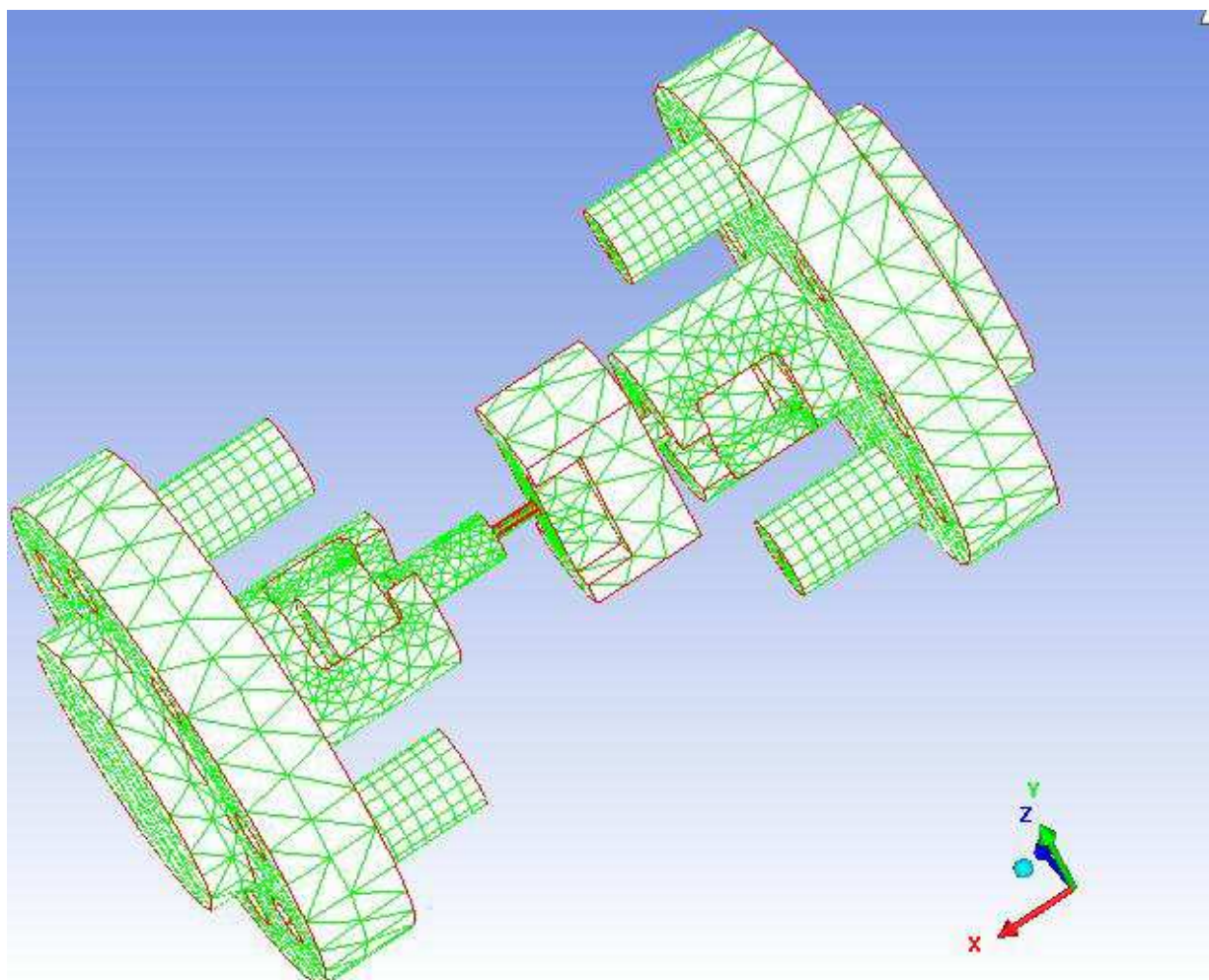


Рис. 1. Расчетная модель.

В результате расчетов выявленные соотношения между предоставленной ударникам кинетической энергией и зафиксированной полной энергией

(кинетической и внутренней) на образце до выбора зазора между внутренним и внешним контурами.

Для примера, на рис. 2 представлены некоторые расчетные данные.

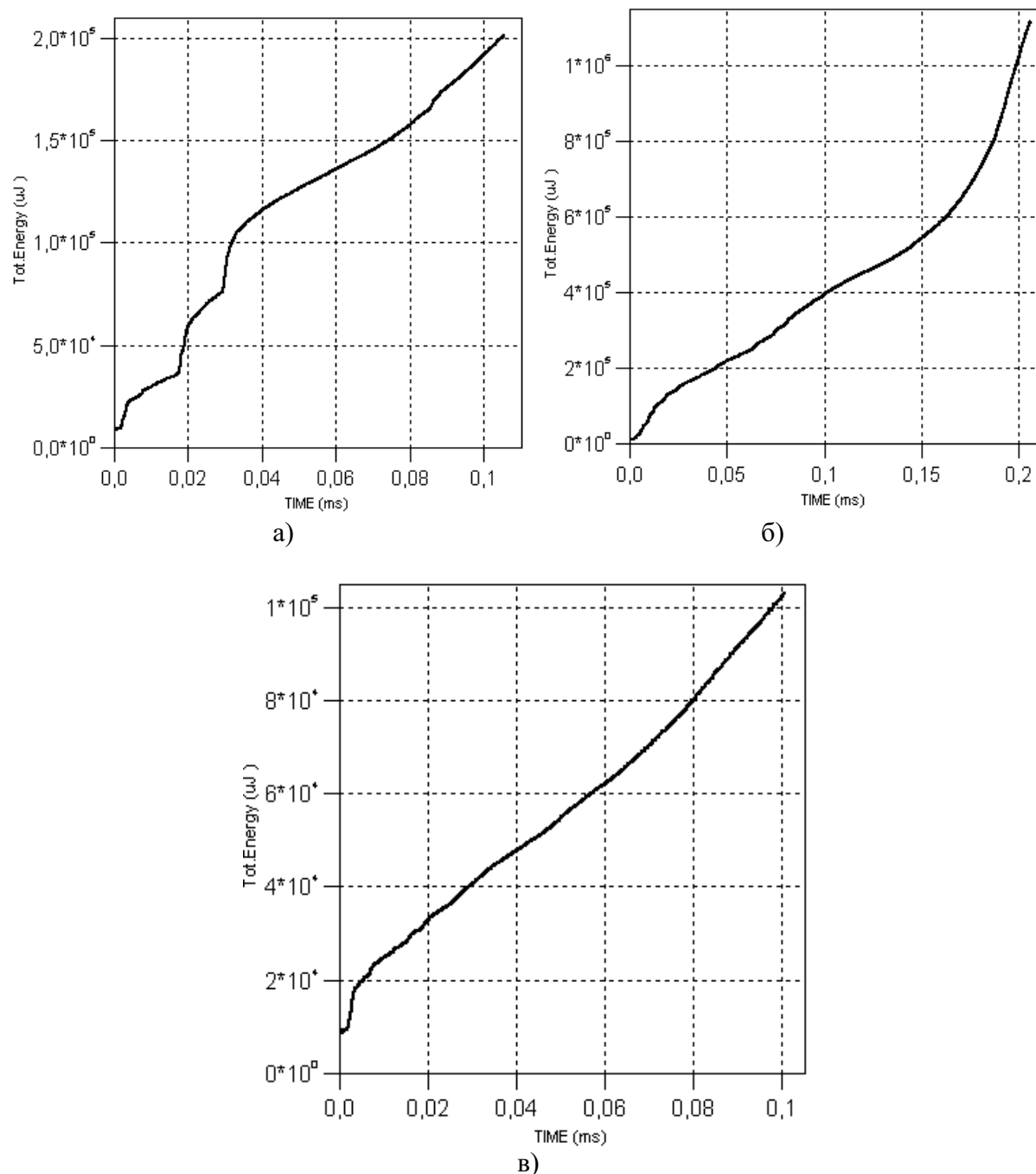


Рис. 2. Зависимости передачи во времени результирующей энергии наподобие от массы ударника: а – масса 100 кг; б – масса 20 кг; в – масса 6,3 кг. Скорость ударников 1 м/с.

Расчетами также установлено, что в ударном процессе такого вида передача энергии на образец проходит за время не меньше 10 миллисекунд и показано, что в зависимости от массы ударников и их скорости существует нелинейная зависимость передачи результирующей энергии на образец.

Также была установлена зависимость между полученной образцом энергией и

переданной. Полученная системой энергия рассчитывается за формулой:

$$E = E_K - E_D,$$

здесь  $E_K$  – начальная кинетическая энергия ударников,  $E_D$  – энергия формоизменения ударников.

Расчеты проводились для армко-железа и алюминиевого сплава.

На рис. 3, 4 приведенные, соответственно, графики изменений полной



энергии, полученной образцом и напряжение переданного системе за 1 мс. подгрузки в зависимости от импульса,

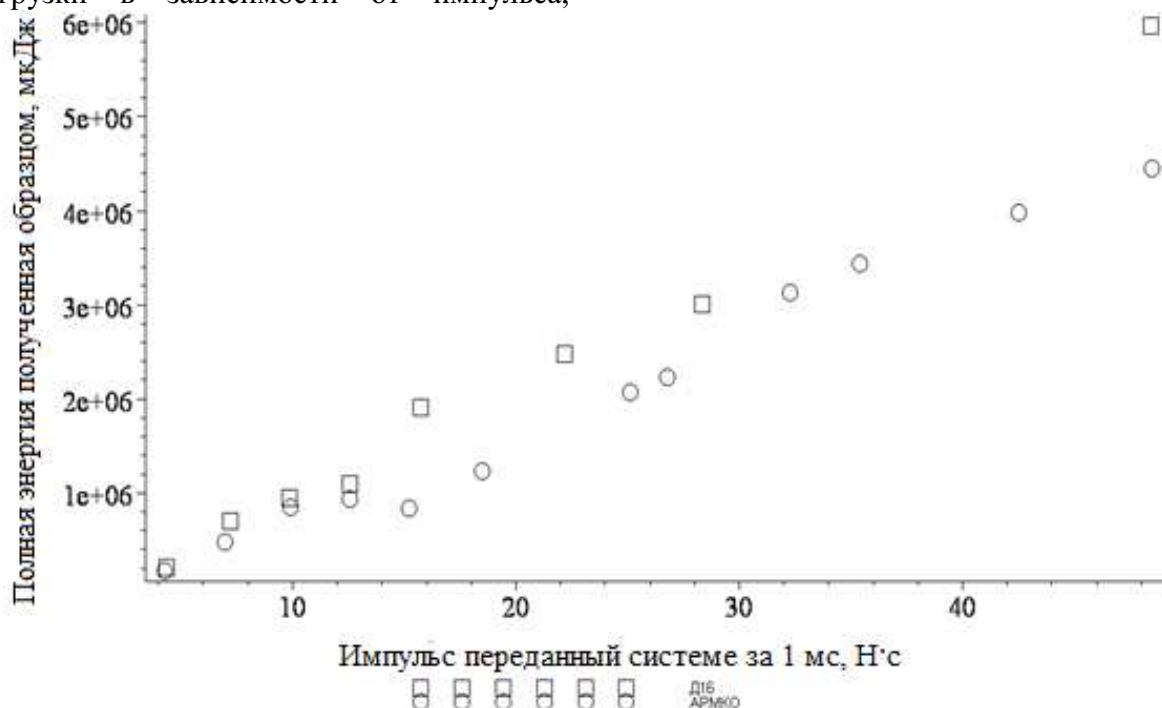


Рис. 3. Зависимость полученной образцом энергии от импульса, переданного системе за 1 мс.

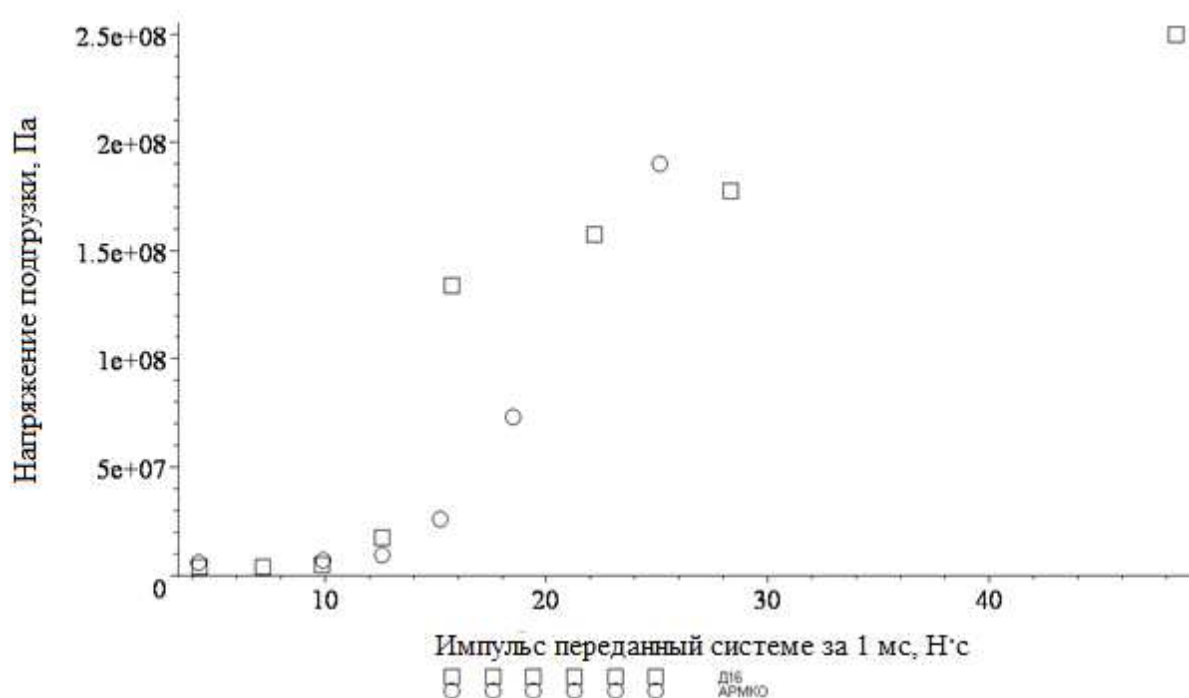


Рис. 4. Зависимость напряжения подгрузки полученного образцом от импульса, переданного системе за 1 мс.

Анализ результатов моделирования энергии полученная алюминиевым сплавом показывает, что в диапазоне рабочих импульсов нагрузок образца имеющиеся превышает энергию, полученную армко-железом. нелинейные характеристики, причем,

Результаты моделирования указывают на корреляцию энергий, полученных образцом с энергией накопленной во внешнем контуре установки (рис. 5).

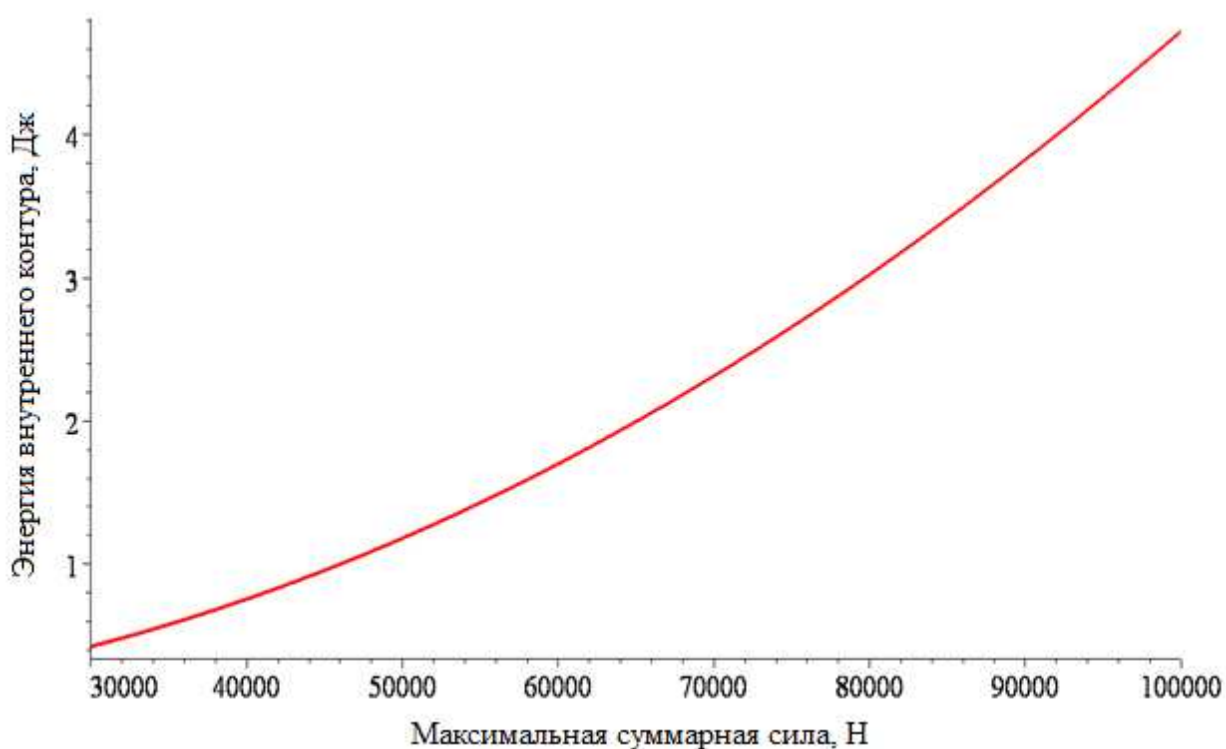


Рис. 5. Теоретическая зависимость накопленной внешним контуром энергии от максимальной суммарной силы на образце и образцах-спутниках.

С целью уточнения режима нагрузки системы было проведено численное моделирование разрыва пробы, целью которого было исследование влияния импульса разрушения на параметры

процесса (рис. 6). Режим нагрузки – жесткое крепление с наложенным предельным условием на скорость деформирования, исследование влияния которой на параметры процесса были целью.

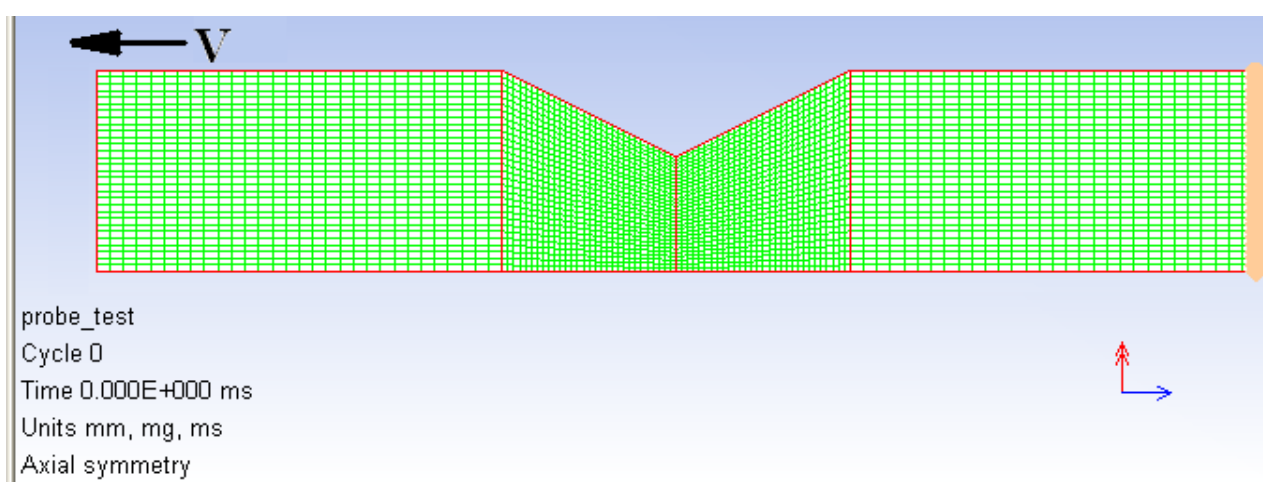


Рис. 6. Вид расчетной модели, количество элементов – 3400. Материал пробы – Steel 4340 (аналог сталь 40ХМА)

Режим нагрузки пробы: Проба деформировалась с постоянной скоростью  $V_d$  до ее разрушения (модель

поврежденности – Johnson-Cook, критерий разрыва элемента – 18% пластической деформации по критерию Мизеса) (рис. 7).

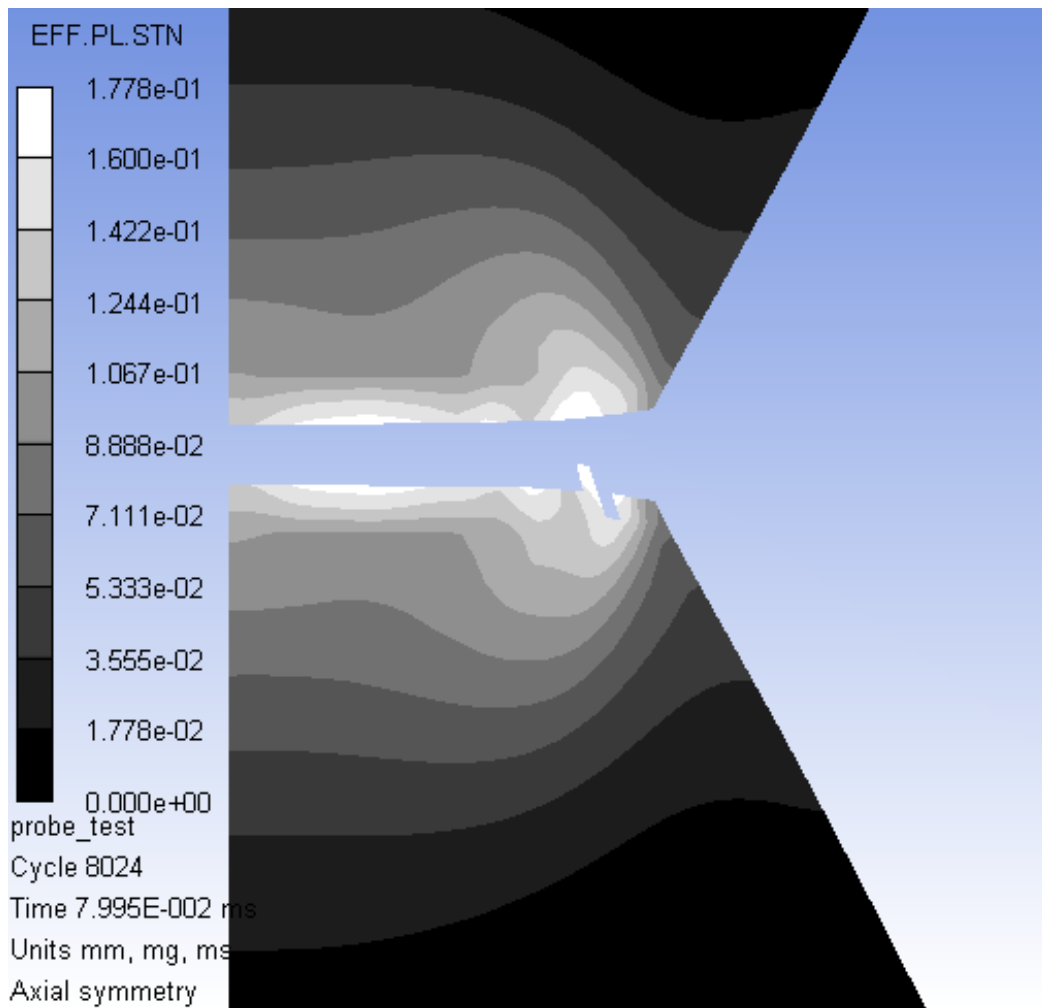


Рис. 7. Остаточная пластическая деформация разрушенной пробы (эффективная) при скорости деформирования 4 м/с

Из результатов расчетов были получены такие данные:

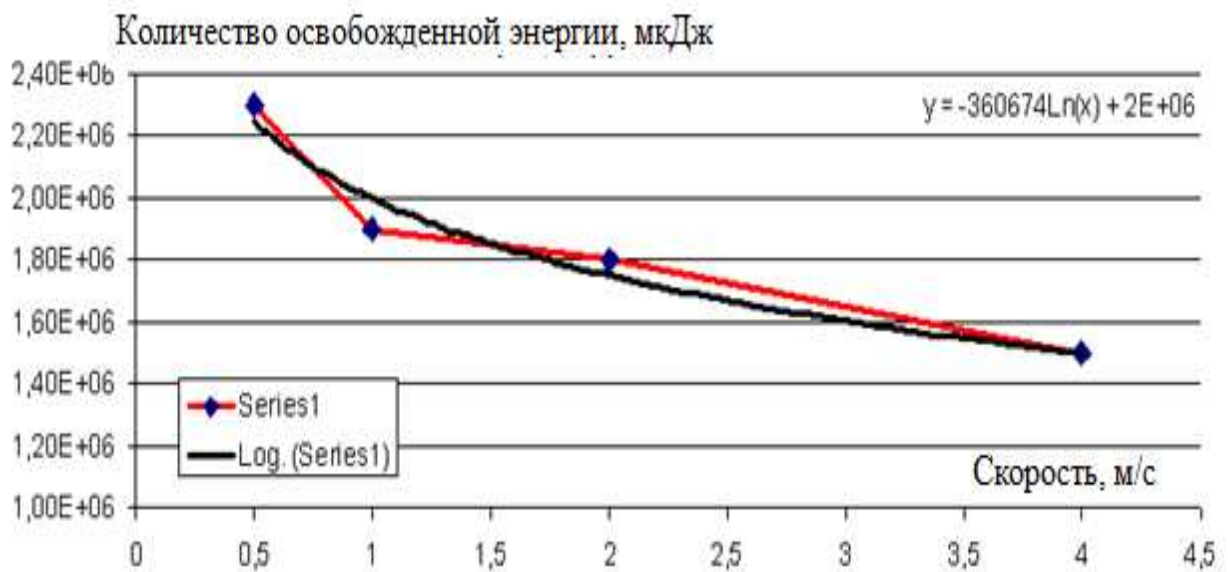


Рис. 8. Количество высвобожденной энергии пробой в зависимости от скорости деформирования (красная ломаная – экспериментальные данные, черная – аппроксимация)

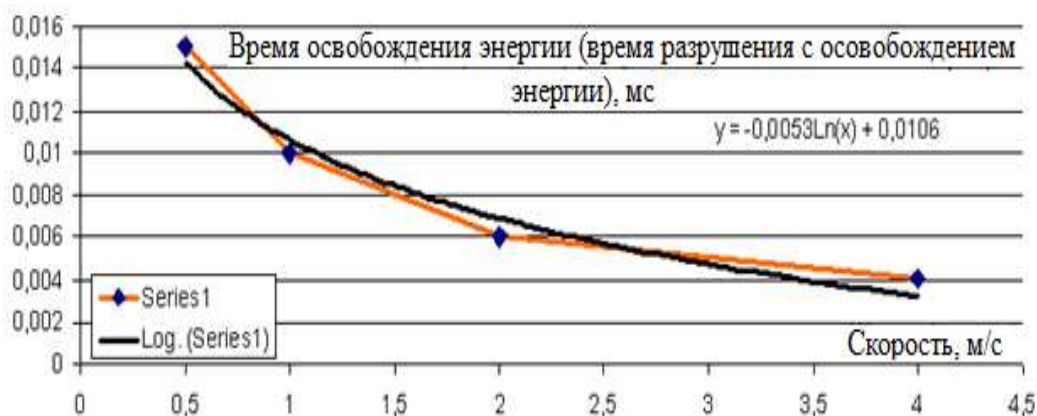


Рис. 9. Время высвобождения энергии пробы в зависимости от скорости деформирования (красная ломаная – экспериментальные даня, черная – аппроксимация)

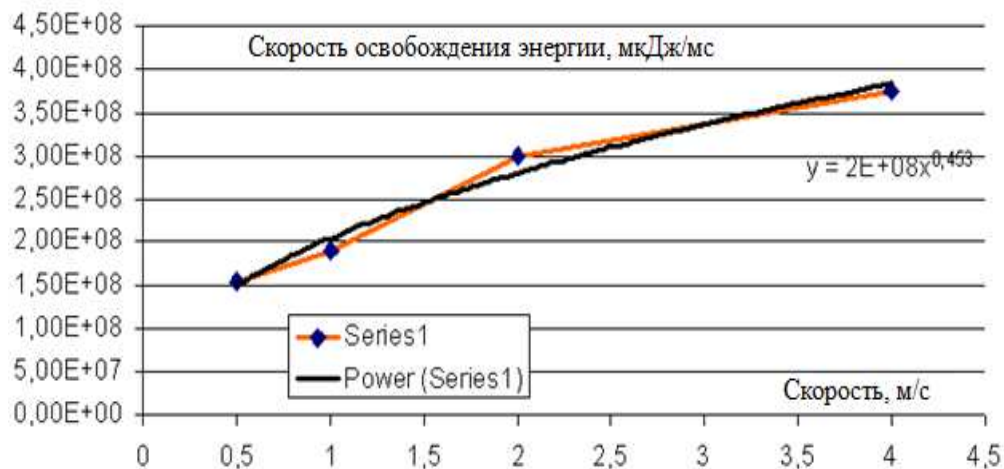


Рис. 10. Скорость высвобождения энергии пробы в зависимости от скорости деформирования (красная ломаная – экспериментальные данные, черная – аппроксимация)

При этом высвобожденная энергия и время высвобождения рассчитывались следующим образом:

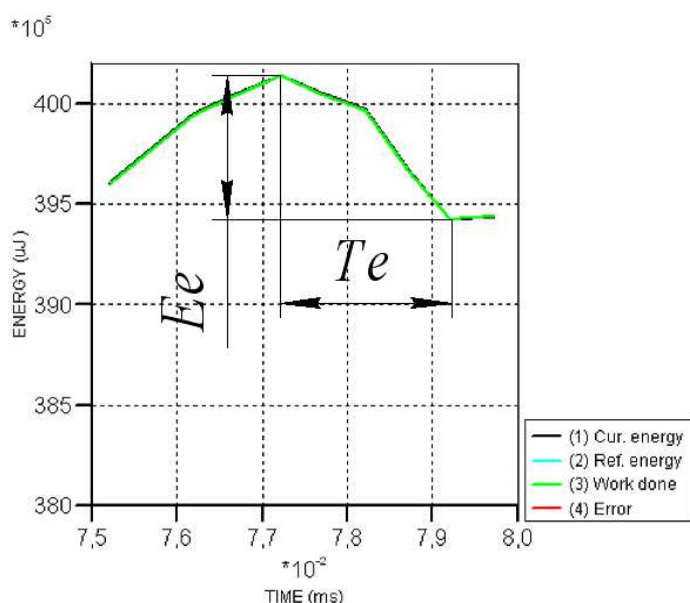


Рис. 11. Расчеты высвобожденной энергии и времени высвобождения.  $T_e$  – время высвобождения,  $E_e$  – энергия, которая высвободилась. Зеленая кривая – работа деформирования пробы.

Полученные данные является основой для дальнейшего улучшения модели передачи энергии от ударников до внутреннего контура. Кроме того, очевидно, что за такое время разрушения пробы основными характеристиками процесса являются характеристики механической системы. То есть основным механизмом введения хаотичности в процесс деформирования образца материала есть вид самой механической системы, а гидравлическая система, которая идет за механической, представляет собой источник энергии, которую поглощает образец в переходном режиме деформирования.

### ВЫВОДЫ

1. Численные исследования показывают, что при динамических неравновесных процессах большая часть энергии, которая высвобождается в процессе разрушения образцов-спутников, действительно поглощается образцом.

2. Проведенные расчеты указывают на значительную нелинейность характеристик процесса динамической подгрузки образца по заданной схеме, которая указывает на необходимость их аппроксимации более простыми функциями при использовании в феноменологической модели.

### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Чаусов Н.Г., Засимчук Е.Э., Маркашова Л.И., Вильдеман В.Э., Турчак Т.В., Пилипенко А.П., Параца В.Н. Особенности деформирования пластичных материалов при динамических неравновесных процессах // Заводская лаборатория. Диагностика материалов. – 2009. – 75. №6. – С. 52–59.

2. Засимчук Е.Э., Маркашова Л.И., Турчак Т.В., Чаусов Н.Г., Пилипенко А.П., Параца В.Н. Особенности трансформации структуры пластичных материалов в процессе резких смен в режиме нагружения // Физическая мезомеханика. – 2009. – 12. №2. – С. 77–82.

3. Вплив багаторазових змін в режимі навантаження на деформування пластичних матеріалів. Чаусов М.Г., Лучко Й.Й.,

Пилипенко А.П. та інш. / Механіка і фізика руйнування будівельних матеріалів і конструкцій. Збірник наукових праць. – Львів. Каменяр. 2009, вип. 8. – С. 289–298.

4. Чаусов Н.Г., Засимчук Е.Э., Пилипенко А.П., Порохнюк Е.М. Самоорганизация структур листовых материалов при динамических неравновесных процессах // Вестник Тамбовского университета. – Серия: Естественные и технические науки. – 2010. – Т.15. – №3. – С. 892–894.

5. Чаусов М.Г., Лучко Й.Й., Пилипенко А.П., Волянська К.М. Вплив концентраторів напружень і зміни температури на кінетику руйнування листових матеріалів з урахуванням імпульсних підвантажень // Вісник Одеської державної академії будівництва та архітектури. – 2010. – Вип. 39, частина 2. – С. 307–315.

6. Mykola Chausov, Andriy Pylypenko, Kateryna Volyanska, Valentin Berezin, Volodymyr Hutsayluk. Deformation and fracture of aluminium alloy 2024-T3 under dynamic nonequilibrium process loading / Proceedings 24<sup>th</sup> Symposium on Experimental Mechanics of Solids. 2010. Wroclaw, Poland, September 22, – P. 6–7.

7. Chausov N.G., Pilipenko A.P. Influence of Dynamic Overloading on Fracture Kinetics of Metals at the Final Stages of Deformation. – Mechanika. – 2004. Nr. 3 (48). – P. 13–18.

8. Chausov M.G., Pylypenko A.P. Laws of Deformation Processes and Fracture of Plastic Steel From the Point of View of Dynamic Overloading. – Mechanika. – 2005. – № 4 (54). – P. 24–29.

9. V. Hutsaylyuk, H. Sulym, I. Turchyn, Ia. Pasternak, M. Chausov. Investigation of Dynamic Non-Equilibrium Processes in the Aluminum Alloy 2024-T3 under Additional Load Impulse / Proceedings of 7th International Conference ITELMS'2012. – P. 79–85.

10. Chausov N. G., Zasyrchuk E. E., Markashov L. I., Vyldeман V.E., Turchak T.V., Pylypenko A.P., Parada V.N. Features deformation plastic materials at the dynamic non-equilibrium processes // Zavodskaya Laboratory. Diagnosis of materials. – 2009. – Т.75. – № 6. – P. 52–59.

11. Zasyrchuk E. E., Markashov L. I., Turchak T. V., Chausov N. G., Pylypenko A. P.,

Paratsa V. N. Features structure plastic transformation of materials in the process of shock change load // *Fyzicheskaya mezomehanyka*. – 2009. – T.12. – № 2. – P. 77–82.

12. Chausov M. G., Lucko Y. Y., Pylypenko A. P. and etc. Effect of multiple change loading on the deformation of plastic material // *Mehanika i flzyka ruynuvaynya budivelnih materialiv i konstrukciy*. Zbirnyk publikaciy. Lviv Kameniar. – 2009. – Vyp.8. – P. 289–298.

13. Yasniy, P., Maruschak, P., Bishchak, R., Hlado, V. and Pylypenko, A. Damage and fracture of heat resistance steel under cyclic thermal loading. *Theor. Appl. Fracture Mech.*, 2009, №52, 22–25.

14. Yasnii, P. V., Maruschak, P. O., Pylypenko, A. P., Bishchak, R.T., Zakiev, I.M. and Hlad'o, V. B. Diagnostics of the serviceability of heat-resistant steels of the metallurgical equipment after thermal cycling. *Mater. Sci.*, 2011, 47, 224–235.

15. M. Chausov, P. Maruschak, A. Pylypenko, F. Sergejev, O. Student. Effect of high-force impulse loads on the modification of mechanical properties of heat-resistant steel after service. *Estonian Journal of Engineering* Vol. 18, Issue 4, 2012. pp. 251–258.

16. Zasimchuk, E.E., Gontareva, R.G., Baskova, O.I., Chausov, M.G., Hutsaylyuk, V. On possibility to use single crystal sensors of deformation damage under dynamical loading (2012) *Metallofizika i Noveishie Tekhnologii*, 34 (4), pp. 509-520.

17. V.Hutsaylyuk, L.Sniezek, J.Torzewski, M.Chausov, V.Berezin. Influence of additional force impulse at the monotonic load on the deformation of 2024-T3 aluminium alloy//

*Proceedings of 5-th International Conference on Defensive Technologies*. pp. 648–654.

18. V.Hutsaylyuk, H.Sulym, I.Turchyn, Ia. Pasternak, M.Chausov. Investigation of Dynamic nono-equilibrium processes in the aluminium alloy 2024-T3 under additional impulse/ *Proceedings of 7th International conference ITELMS'2012*. pp 79–85.

19. V.Hutsayluk, L. Sniezek, M.Chausov, A.Pylypenko. Badanie wlasnosci mechanicznych stopu aluminium 2024-T3 przy odkształceniu statycznym w warunkach obciazenia zlozonego/ *Materiały XXIV Sympozjum Zmeczenie Mechanika Pekania*. pp. 141–150.

20. Chausov M., Pylypenko A., K. Volyanska, Hutsaylyuk V.: Property of the static deformation of aluminum alloy 2024-T3 under the conditions of complex loading Fatigue of aircraft structures. Institute of Aviation, Warsaw, Poland, 2012.

#### SIMULATION OF MECHANICAL SYSTEM THE TEST MACHINERY – DEVICE FOR PULSING FEEDING INTO OF ENERGY IN SYSTEM – SAMPLE

**Summary.** Numerical calculations of mechanical system behavior at pulsing feeding into of energy in the test specimen from plastic materials are carried out. Essential nonlinearity of pulse transfer process on the test specimen that specifies in possibility of jump transitions in material structural condition at minor alterations in entry conditions is revealed.

**Key words:** simulation, mechanical system, the sample, dynamic nonequilibrium process, test machinery.

## ПРОЕКТИРОВАНИЕ ЛОГИСТИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ ДОСТАВКИ ГРУЗОВ В УСЛОВИЯХ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ ПРЕДПРИЯТИЙ

Лилия Савченко, Ирина Ратай

Национальный университет биоресурсов и природопользования Украины  
Украина, г. Киев, ул. Героев Оборона, 15

**Аннотация.** В статье описано создание логистической системы на сельскохозяйственном предприятии. В работе предлагается организовать процесс доставки грузов таким образом, чтобы достигалась согласованность деятельности всех участников логистической системы и общая стоимость организации и управления материальным потоком была минимальной.

**Ключевые слова:** логистика в АПК, логистический процесс, материальный поток, логистическая система

### ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМЫ

Для современного рынка логистических услуг в Украине характерным является ряд тенденций: - минимизация расходов, связанных с транспортировкой, хранением, переупаковыванием, таможенным документооборотом приводит к актуализации менеджмента и маркетинга, в результате чего привело к повышению спроса на логистические услуги и складскую недвижимость; повышение спроса на качественные логистические услуги; снижение расходов производителей за счет логистики и сроков между этапами производства и потребления. При этом негативными факторами, которые влияют на развитие рынка логистических услуг есть недовольство спросом на складские помещения и недостаточно развитая транспортная инфраструктура, а также недостаток квалифицированных кадров в отрасли логистики [6]. Аграрная логистика – это направление связанное с применением основных положений и методов в сфере аграрного производства. В Украине агрологистика находится на начальном этапе развития. Вместе с тем в развитых странах мира – США, Канаде, Западной Европе, Австралии и других странах давно оценили высокую эффективность использования логистических подходов в агробизнесе. [2, 4, 5]. Логист на предприятии аграрного сектора должен максимально эффективно совмещать все виды логистики на предприятии, так как

все они вместе будут давать максимальный результат для внедрения рациональных форм материального обеспечения аграрных предприятий, производства и доведения до рынков максимального сбыта продукции.

### АНАЛИЗ РЕЗУЛЬТАТОВ ПОСЛЕДНИХ ИССЛЕДОВАНИЙ

Объектом исследования в работе является сельскохозяйственное предприятие. Предмет исследования: есть существующая логистическая система на предприятии. Теоретической и методологической основой проведенных исследований стали положения экономической теории, теории современного менеджмента, работы ученых-экономистов, специалистов, в отрасли теории и практики управления. В процессе перевозок продукции задействованы следующие участники логистической системы: поставщики, потребители, распределительный центр, перевозчик. В работе необходимо организовать процесс доставки грузов таким образом, чтобы достигалась согласованность деятельности всех участников логистической системы и общая стоимость организации и управления развитием материального потока была минимальной.

### ЦЕЛЬ РАБОТЫ

Создание эффективной логистической системы на сельскохозяйственных предприятиях в Украине.

РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЙ

В результате проведенных исследований используются транспортные средства наиболее распространенные на сельскохозяйственных предприятиях. Для перевозки сельскохозяйственных грузов,

используются автомобили ЗИЛ-133ГЯ с прицепом СЗАП 83571 и МАЗ-53362 с прицепом СЗАП 83551. Проводим сравнение подвижного состава за технико-эксплуатационными параметрами для выбора наиболее производительного:

Таблица 1

Исходные данные для сравнения

Марка автомобиля	ЗИЛ-133ГЯ (1)	МАЗ 53362 (2)
Грузоподъемность	10000	8280
Затраты топлива л/100 км.	28	24
Мощность двигателя, л.с.	210	300
Внутренние размеры кузова	6100*2320*595	6100*2152*580
Марка прицепа	СЗАП 83551 (1)	СЗАП 83571 (2)
Грузоподъемность, т	8800	10500
Внутренние размеры кузова	6100*2320*500	6100*2320*500

Прицеп СЗАП 83551. Кузов - металлическая платформа, с боковыми и задними бортами, которые открываются, настил бортов, настил пола. Грузоподъемность, кг, – 8800. Внутренние размеры кузова, мм, - 6100\* 2320\*595. Час прицепка прицепа - 5 минут. Время отцепки - 5 минут. Грузовая высота, мм, – 1300

Прицеп СЗАП 83571. Кузов - металлическая платформа, с боковыми и задними бортами, которые открываются, настил бортов, настил пола. Грузоподъемность, кг, – 10500. Внутренние размеры кузова, мм, - 6100\* 2320\*595. Время прицепки прицепа - 5 минут. Время отцепки - 5 минут. Грузовая высота, мм, - 1300 Увеличение грузоподъемности (относительно СЗАП 83551) достигнуто за счет применения двухскатных колес. Вес груза в автомобиле ЗИЛ-133ГЯ и прицепа: СЗАП 83571  $Q = 10*895+10*895=$

=17900 кг. Коэффициент использования грузоподъемности:

$$\gamma = \frac{17900}{20500} = 0,87$$

Вес груза в автомобиле МАЗ 53362 и прицепе СЗАП 83551:

$$Q = 9*895+9*895 = 16110 \text{ кг.}$$

Коэффициент использования грузоподъемности:

$$\gamma = \frac{16110}{17080} = 0,94$$

С точки зрения использования грузоподъемности выгодно использовать автомобиль МАЗ 53362 и прицеп СЗАП 83551.

Время на выгрузку и разгрузку.

Время цикла погрузчиков состоит из следующих составляющих:

$$T_{ц}^m = t_{ДВ} + t_{ДВ}^1 + t_{ПОД} + t_{ПОД}^1 + t_{ОП} + t_{ОП}^1 + t_{ПОВ} + t_{ВСП} \text{ хв} \quad (2)$$

где  $t_{ДВ}$ ,  $t_{ДВ}^1$  – время, которое тратится погрузчиком на продольные и поперечные перемещения по составу с грузом и без груза, с;  $t_{ПОД}$ ,  $t_{ПОД}^1$  – время, которое тратится на подъем каретки погрузчика с грузом и без груза, с;  $t_{ОП}$ ,  $t_{ОП}^1$  – время, которое тратится на опускание каретки погрузчика с грузом и без груза, с;  $t_{ПОВ}$  – время, которое тратится на повороты погрузчика, 4,68 с;  $t_{ВСП}$  – время, которое тратится на вспомогательные

операции (ожидание, взятие груза, заключения груза), 30 с.

$$t_{ДВ} = \frac{l}{v} + \frac{v}{2a}; t_{ДВ}^1 = \frac{l}{v^1} + \frac{v^1}{2a} \quad (3)$$

где,  $l$  – длина рабочего плеча, - 0,5м;  $V$  – скорость движения погрузчика с грузом - 3,3 м/с;  $a$  – ускорение погрузчика,  $a = 0,3...0,5 \text{ м/с}^2$ , принимаем  $0,45 \text{ м/с}^2$ .



$$t_{DB} = \frac{0,5}{3,3} + \frac{3,3}{2 \cdot 0,45} = 3,82c; t_{DB}^1 = \frac{0,5}{4,2} + \frac{4,2}{2 \cdot 0,45} = 4,8c$$

$$t_{ПОД} = \frac{H_{CP}}{v_{П}}; t_{ПОД}^1 = \frac{H_{CP}}{v_{П}^1}; t_{ОП} = \frac{H_{CP}}{v_{ОП}}; t_{ОП}^1 = \frac{H_{CP}}{v_{ОП}^1} \quad (4)$$

где,  $H_{CP}$  – средняя высота подъема груза м;  $v_{П}^1$  – скорость подъема каретки погрузчика с грузом и без груза м/с, соответственно 0,19 и 0,22 м/с;  $v_{ОП}$ ,  $v_{ОП}^1$  – скорость опускания каретки погрузчика с грузом и без груза, м/с– соответственно 0,18 и 0,2 м/с.

Средняя высота подъема груза может быть подсчитана по формуле:

$$H_{CP} = \frac{H_{П} + h_{П}}{2} = \frac{3 + 1,3}{2} = 2,15, \quad (5)$$

где,  $H_{П}$  – высота подъема груза погрузчиком по технической характеристике, равняется 3 м;  $h_{П}$  = 1,3 м. – грузовая высота.

$$t_{ПОД} = \frac{2,15}{0,19} = 11,3c; t_{ПОД}^1 = \frac{2,15}{0,22} = 9,7c; t_{ОП} = \frac{2,15}{0,18} = 11,9c$$

$$t_{ОП}^1 = \frac{2,15}{0,2} = 10,7c \quad (6)$$

$$T_{Ц}^m = 3,82 + 4,8 + 11,3 + 9,7 + 11,9 + 10,7 + 4,68 + 30 = 86,7c$$

Считаем, что погрузочно-разгрузочные работы организованы таким образом, что автомобиль и прицеп загружаются (разгружаются) одновременно. Таким образом, чтобы загрузить кузов автомобиля ЗИЛ-133ГЯ и прицеп СЗАП 83571 нужно сделать 20 циклов, что составляет 1734с = 29 мин. В случае разгрузки МАЗ – 18 циклов, что составляет 1560с=26 мин. Время на прицепку и отцепку прицепа – по 5мин. Таким образом,

- 1)  $T_{ПОГР.} = T_{РАЗГР.} = 29 + 5 = 34$  мин.
- 2)  $T_{ПОГР.} = T_{РАЗГР.} = 26 + 5 = 31$  мин.

Для закрепления автомобилей разных марок за маршрутами с минимизацией суммарных эксплуатационных расходов на перевозку или себестоимость перевозок или суммарных приведенных расходов, необходимо решить задачу о назначении. Поиск оптимального распределения

подвижного состава между заказами осуществляется далее по стандартном алгоритме, например, с помощью модифицированного венгерского алгоритма. Объем перевозки груза является годовым.

$$Q_{доб} = 80000/305 = 590 \text{ т.}$$

Коэффициент использования грузоподъемности для груза в целом:

$$\gamma = \frac{190 \cdot 4}{895} = 0,85$$

Нормативный коэффициент эффективности капитальных вложений обычно в пределах принимаем 0,13. Переменные расходы а/м ЗИЛ-133ГЯ больше, чем а/м МАЗ 53362, поскольку больше нормы затрат топлива. Для удобства подсчета, коэффициент выпуска группы а/м принимаем одинаковым для обоих равным 0,9.

Таблица 2

Исходные данные по заявке

Исходные данные по заявке	ЗИЛ-133ГЯ	МАЗ 53362
Коэффициент использования грузоподъемности	590	590
Длина ездки с грузом, км.	0,85	0,85
Коэффициент использования пробега	35	35
Нулевой пробег, км.	0,5	0,5
Продолжительность работы загрузочного пункта, ч	0	0
Продолжительность работы разгрузочного пункта, ч	10	10
Эффективность капитальных вложений, грн	10	10

Исходные данные по заявке	ЗИЛ-133ГЯ	МАЗ 53362
Пост. расходы на а/м, грн.	320	320
Стоимость единицы ПС, грн.	12	10
Коэффициент выпуска группы	2000000	1800000
Техническая скорость, км/год.	0,9	0,9
Норма часу простоя под загрузкой-разгрузкой	49	49
Номинальная грузоподъёмность, т.	0,56	0,51
Объём груза, т	20,5	17,08

В результате проведенных расчетов, лучше использовать автомобиль ЗИЛ-133ГЯ и прицеп СЗАП 83571, при это обеспечиваются такие эксплуатационные показатели работы транспортных средств.

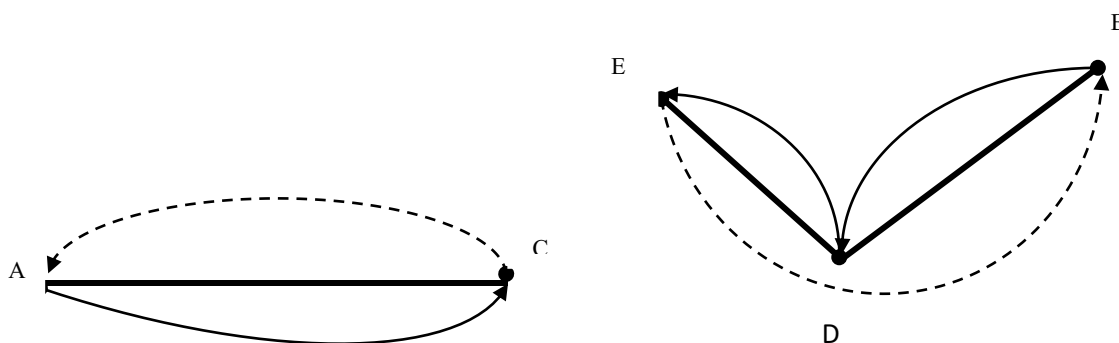
Таблица 3

Эксплуатационные показатели работы транспортных средств

Нужное количество ездов, шт.	25
Время ездки, год.	1,98
Час на нулевой пробег, ч.	0
Макс. Возможное время на маршруте, ч.	10
Число ездов день, шт.	5
Суточная продуктивність групи автомобілів, ткм.	20650
Количество автомобилей	5
Фактическое число ездов а/м, шт	5
Фактическое время работы на маршруте, ч.	9,22
Фактическое время в наряде, ч.	9,22
Суточный пробег группы а/м, км.	1745
Эксплуатационные расходы, грн	28540
Удельная себестоимость перевозок, грн.	1,38
Приведенные расходы на перевозки, грн.	32497

*Составление маршрутов движения.* Выбор маршрута движения автомобилей осуществляется с учетом многих факторов: массовость перевозок, размеров партий грузов, которые перевозятся, расположение отправок и получателей грузов, условий осуществления погрузочно-разгрузочных работ, и так далее. Важным элементом является выбор маршрута движения автомобиля по транспортной сети.

Маршруты движения подвижного состава складываются с учетом вида груза, который перевозится, тары и упаковки, типа подвижного состава, объема и расстояния перевозки и возможности сокращения нулевого пробега автомобилей. Маршрут №1.С=А-С, маятниковый:  $\beta = 0,5$ . Зерновые культуры:  $Q_{\phi} = 180$  т/с;  $Q_{пр} = 183$  т/с;  $\gamma_{с} = 0,98$ .



Маршрут №2: В=Е-В, маятниковый:  $\beta = 0,5$ .  
 Соя:  $Q_{\phi} = 170$  т/с;  $Q_{\text{пр}} = 170$  т/с  $\gamma_c = 1$ .  
 Определяем основные параметры на каждом предлагаемом маршруте.

1. Время оборота на маршруте, ч:

$$t_{об} = \frac{l_{об}}{V_{об}} + t_{n-p}, \quad (7)$$

де  $l_{об}$  - длина оборота, км;  $V_{об}$  - средняя скорость за оборот, км/ч;  $t_{n-p}$  - простой под загрузкой-разгрузкой, ч.

2. Количество оборотов:

$$z_{об} = \text{int} \left( \frac{T_n - t_{n-3}}{t_{об}} \right), \quad (8)$$

где  $T_n$  - час в наряде автомобиля на данном маршруте, ч;  $t_{n-3}$  - подготовительно-заключительное время работы автомобиля:  $t_{n-3} = 0,5$  год.

3. Час работы водителей на маршруте, ч:

$$t_m = T_n - t_{n-3} - t_o, \quad (9)$$

где  $t_o$  - час простоя по организационным и техническим причинам.

4. Суточная продуктивность одного автомобиля

$$Q = q \cdot \sum_{i=1}^{z_{e \max}} \gamma_i, \quad (10)$$

$$P = q \cdot \sum_{i=1}^{z_{e \max}} l_{ezi} \gamma_i, \quad (11)$$

где  $q$  - грузоподъемность автомобиля, т;  $\gamma_i$  - коэффициент использования грузоподъемности автомобиля;  $l_{ezi}$  - длина ездки автомобиля с грузом, км.

5. Необходимое количество автомобилей:

$$A_x = \frac{Q_j}{D \cdot (q \cdot \gamma_c) \cdot z_{obj}}, \quad (12)$$

где  $D$  - длительность соответственного периода, сут.

Интервал движения автомобилей на маршруте, мин.

$$J = t_{об} / A_x \quad (13)$$

Результаты приведены в таблице 4.

Таблица 4

Технико-эксплуатационные показатели на каждом маршруте

Номер маршрут	Тоб, год.	Зоб., шт.	tm, ч.	Qдоб., т.	Рсут., ткм.	Ах, шт.	J, мин.
1	1,98	4	8,8	69,7	2439	4	29,7
2	1,55	6	9,1	100,44	2511	6	15,5

Создаем логистическую схему управления производственным процессом на сельскохозяйственном предприятии на рис. 1. Проведенные исследования позволили сделать следующие выводы:

### ВЫВОДЫ

1. Погрузочно-разгрузочные работы следует организовывать таким образом, что автомобиль и прицеп загружались (разгружались) одновременно. Таким образом, чтобы загрузить кузов автомобиля ЗИЛ-133ГЯ и прицеп СЗАП 83571 нужно сделать 20 циклов, что составляет  $1734с=29$  мин. В случае разгрузки МАЗ – 18 циклов, что составляет  $1560с=26$  мин. В результате исследования выбран автомобиль ЗИЛ-133ГЯ и прицеп СЗАП

83571, что в свою очередь приведет к минимальным расходам в пределах 18% на обеспечение транспортного процесса при перевозке сельскохозяйственной продукции.

2. Выбранный маршрут перевозки за рассчитанными технико-эксплуатационными показателями по каждому маршруту обеспечил транспортные перевозки сельскохозяйственной продукции (сои, зерновых культур) с минимальным количеством автомобилей – 4 шт; суточной производительностью - 2439 т-км; временами работы водителей на маршруте 8,8 час. Минимизация расходов при перевозках представила возможность сэкономить расходы на транспортных процесс в пределах 15%.

3. Построение логистической схемы управления производственным процессом на

сельскохозяйственном предприятии дало возможность при работе распределительного центра более структурно планировать распределение сельскохозяйственной продукции между поставщиками, и потребителями. Следует заметить, что оптимальная логистическая инфраструктура сельскохозяйственного предприятия являет

собой систему, которая регламентирует и регулирует структуру и скорость материальных потоков, исходя из необходимых критериев эффективности функционирования предприятия, что и предложено в исследованиях данной работы.



Рис. 1. Схема микрологистической системы на сельскохозяйственном предприятии.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Альбеков А.В. Логистика коммерции/ Федько В.П., Митько О.А. – Ростов-на Дону: Феникс. – 2001. – 512 с.
2. Власова Н.О. Формирование эффективной закупочной политики предприятий розничной торговли: Учебное пособие. – Харьков, 2003. – 144 с.
3. Голошубова Н.О. Складское хозяйство оптовой торговли / Мазараки А.А. Коваленко Л.П. – К.: Высшая школа, 1994. – 216 с.
4. Кальченко А.Г. Логистика: Учебное пособие. – К.: КНЕУ, 2002. – С. 148
5. Гаджинский А.М. Логистика: Учебник для студентов высших учебных заведений. - 9-е изд., перераб. и доп. - М.: Издательско - торговая корпорация "Дашков и К", 2004. – С. 210.
6. Николайчук В. Е. Логистика в сфере распределения. – СПб: Питер, 2001. – 340 с.

7. Киршина М.В. Коммерческая логистика. – М.: Центр экономики и маркетинга, 2001. – 340 с.
8. Основы логистики: Учеб. пособие/ Под ред. Л. Б. Миротина и В. И. Сергеева. – М.: ИНФРА. – М, 2000. – 412 с.
9. Волгин В.В. Кладовщик: Устройство складов. Складские операции. Управление складом. Нормативные документы. 2-е изд. перераб. и доп. – М.: Ось-89, 2003. – 308 с.
10. Радионов А. Р., Радионов Р. А. Логистика: Нормирование сбытовых запасов и оборотных средств предприятия: Учеб. пособие. – М.: Дело, 2002. – С. 34.
11. Азаренкова Г.М. Фінансові потоки в системі економічних відносин: Монографія. – Х.: ВД "ИНЖЕК", 2006. – 328 с.
12. Kompedium wiedzy o logistyce / Pod redakcją Elzbiety Golembskiej. – Warszawa, Poznań: PWE, 1999. – 315 s.
13. Бажин И.И. Логистика: Компакт-учебник. – Х.: Консум, 2003. – 239 с.
14. Бауэрсокс Дональд Дж., Клосс Дейвид Дж. Логистика: интегрированная цепь поставок: Пер. с англ. – М.: ЗАО "Олимп-Бизнес", 2001. – 640 с.
15. Линдере Майкл Р., Фирон Харольд Е. Управление снабжением и запасами. Логистика: Пер. с англ. – СПб.: ООО "Издательство Полигон", 1999. – 768 с.
16. Маркировка и идентификация: Сборник материалов / Приложение к журналу "Логинфо". – Вып. 2. – М.: КИА-центр, 1999. – 60 с.
17. Михайлова О.И. Введение в логистику: Учеб.-метод. пособие. – М.: Дашков и Ко, 1999. – 104 с.
18. Модели и методы теории логистики: Учеб. пособие / Под ред. В.С. Лукинского. – СПб.: Питер, 2003. – 175 с.
19. Михайлова О.И. Введение в логистику: Учеб.-метод. пособие. – М.: Дашков и Ко, 1999. – 104 с.
20. Москвитина Т.Д. Логистика в торговле // Матеріали міжнар. наук.-практ. конф. "Ринок послуг комплексних транспортних систем та прикладні проблеми логістики". – К.: Автоекспо, 1999. – С. 146–147.
21. Busker J., Tyndall G. Logistics excellence / Manag. Accoun. – 1987. – № 8. – P. 32–39.
22. Heskett J.L. Logistics: Essential to Strategy / Harvard Busin. Rev. – 1977. – November-December.
23. Coyle J., Bardi E., Langley C. Zarządzanie logistyczne. – Warszawa: PWE, 2002. – 734 s.

PLANNING OF LOGISTIC DELIVERY OF LOADS SYSTEM IN CONDITIONS OF AGRICULTURAL ENTERPRISES

**Summary.** The article describes the creation of the logistics system in an agricultural enterprise. The paper proposes to organize the delivery of goods so that the achieved consistency for all players in the logistics system and that the total cost of development and management of material flow was minimal.

**Key words:** logistics in agriculture, logistics process, material flow, logistics system.

## СОДЕРЖАНИЕ

<b>Petr Jevič, Valerij O. Dubrovin, Eugeniusz Krasowski,</b> TECHNICAL STANDARD FOR RAPESEED OILS AS FUEL .....	4
<b>Валерий Дубровин, Геннадий Голуб, Олег Марус</b> ПРОИЗВОДСТВО ЭНТОМОЛОГИЧЕСКОГО ПРЕПАРАТА ТРИХОГРАММЫ .....	9
<b>Виктор Полищук, Валерий Дубровин, Алексей Полищук</b> АЛЬТЕРНАТИВНЫЕ ДИЗЕЛЬНЫЕ ТОПЛИВА .....	20
<b>Vitaliy Kryvoruchko, Thomas Amon, Barbara Amon, Valeriy Dubrovin,</b> <b>Maksym Melnychuk, Eugeniusz Krasowski</b> CO FERMENTATION OF SUGAR BY-PRODUCTS WITH TYPICAL AGRICULTURAL SUBSTRATES.....	32
<b>Vyatcheslav Loveykin, Alla Javors'ka</b> SCREW FEEDER: OPTIMIZATION OF MOTION MODES CONSIDERING THAT THE MOMENTS OF RESISTANCE FORCES CHANGE UNDER LINEAR LAW .....	40
<b>Владимир Ковбаса, Валерий Соломка, Алексей Соломка</b> АНАЛИЗ ПРОЦЕССА ПОДАЧИ ЗЕРНА В РАБОЧУЮ КАМЕРУ ИЗМЕЛЬЧИТЕЛЯ.....	47
<b>Вячеслав Ловейкин, Виталий Бортун</b> ОПТИМИЗАЦИЯ РЕЖИМА ПУСКА КОВШОВОГО ЭЛЕВАТОРА ПО КИНЕМАТИЧЕСКОМУ КРИТЕРИЮ С УЧЕТОМ СИЛЫ СОПРОТИВЛЕНИЯ ПРИ ЗАЧЕРПЫВАНИИ .....	56
<b>Станислав Смолинский</b> ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ И ТЕХНИЧЕСКИЕ ПРЕДПОСЫЛКИ ПОВЫШЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ РАБОТЫ ЗЕРНОУБОРОЧНОГО КОМБАЙНА .....	64
<b>Владимир Полищук, Александр Лановой</b> ПРАКТИЧЕСКИЕ МЕТОДЫ ОЦЕНКИ ЭФФЕКТИВНОСТИ ФУНКЦИОНИРОВАНИЯ И НЕОБХОДИМОСТИ В РАЗВИТИИ СЕТИ АВТОМОБИЛЬНЫХ ДОРОГ .....	69
<b>Елена Дениско, Анатолий Ткачук</b> ОБОСНОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ ВИБРАЦИОННОГО ШЕЛУШИТЕЛЯ ЗЕРНА .....	78
<b>Вячеслав Ловейкин, Виталий Бортун</b> УТОЧНЕННАЯ МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ДИНАМИКИ ДВИЖЕНИЯ КОВШОВОГО ЭЛЕВАТОРА .....	87
<b>Михаил Муштрук, Юрий Сухенко, Владимир Сухенко</b> ИНТЕНСИФИКАЦИЯ ПРОЦЕССА ПРЕОБРАЗОВАНИЯ ЖИРОВ В ДИЗЕЛЬНОЕ БИОТОПЛИВО .....	96
<b>Андрей Опрышко, Николай Пасичник</b> РОБОТОТЕХНИЧЕСКИЕ СИСТЕМЫ ДЛЯ ГОРОДСКИХ ТЕПЛИЧНЫХ ХОЗЯЙСТВ ....	104

<b>Sergey Karabiniosh</b> STRUCTURALLY-TECHNOLOGICAL METHODS OF PROVIDING OF RELIABILITY OF AGRICULTURAL TECHNIQUE BY COMPUTER HOLOGRAPHY .....	112
<b>Vyatcheslav Loveykin, Olga Kostyna</b> OPTIMIZATION OF START-UP MODE OF THE SCRAPER CONVEYOR .....	120
<b>Виктор Полищук, Валентин Мироненко, Светлана Тарасенко</b> ИСКОПАЕМЫЕ ТОПЛИВНО-ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ РЕСУРСЫ.....	126
<b>Вячеслав Ловейкин, Юрий Човнюк, Василий Кулык</b> ОПТИМИЗАЦИЯ РЕЖИМОВ КОЛЕБАНИЙ ЗЕРНОВЫХ СМЕСЕЙ ПРИ НАЛИЧИИ СУХОГО ТРЕНИЯ .....	140
<b>Сергей Степаненко</b> ОСОБЕННОСТИ МОДЕЛИРОВАНИЯ ПРОЦЕССОВ СЕПАРАЦИИ ЗЕРНА В УСЛОВИЯХ ЗЕРНОТОКА ХОЗЯЙСТВА .....	148
<b>Вячеслав Ловейкин, Юрий Ромасевич</b> ОПТИМИЗАЦИЯ РЕЖИМА РАЗГОНА ОДНОМАССОВОЙ ДИНАМИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ С ИНТЕГРАЛЬНЫМИ ОГРАНИЧЕНИЯМИ.....	158
<b>Наталья Болтянская</b> ПУТИ РАЗВИТИЯ ОТРАСЛИ СВИНОВОДСТВА И ПОВЫШЕНИЕ КОНКУРЕНТОСПОСОБНОСТИ ЕЕ ПРОДУКЦИИ .....	164
<b>Юрий Ромасевич</b> РЕАЛИЗАЦИЯ ОПТИМАЛЬНОГО УПРАВЛЕНИЯ ДВИЖЕНИЕМ ДИНАМИЧЕСКИХ СИСТЕМ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ПД- И ПИД-РЕГУЛИРОВАНИЯ .....	176
<b>Андрей Новицкий, Александр Банный</b> ЛОГИКО-ВЕРОЯТНОСТНЫЕ МОДЕЛИ НАДЁЖНОСТИ СЛОЖНОЙ ТЕХНИКИ.....	184
<b>Николай Чаусов, Валерий Вильдеманн, Андрей Пилипенко</b> МОДЕЛИРОВАНИЕ ПОВЕДЕНИЯ ПЛАСТИЧЕСКИХ МАТЕРИАЛОВ ПРИ СЛОЖНЫХ НАГРУЗКАХ.....	191
<b>Иван Роговский, Ольга Дубровина</b> МЕТОДИКА ПРОГНОЗИРОВАНИЯ ОСТАТОЧНОГО РЕСУРСА МЕХАНИЗМОВ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ МАШИН .....	200
<b>Николай Чаусов, Валентин Березин, Андрей Пилипенко</b> МОДЕЛИРОВАНИЕ МЕХАНИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ ИСПЫТАТЕЛЬНАЯ МАШИНА – УСТРОЙСТВО ДЛЯ ИМПУЛЬСНОГО ВВОДА ЭНЕРГИИ В СИСТЕМУ – ОБРАЗЕЦ.....	206
<b>Лилия Савченко, Ирина Ратай</b> ПРОЕКТИРОВАНИЕ ЛОГИСТИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ ДОСТАВКИ ГРУЗОВ В УСЛОВИЯХ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ ПРЕДПРИЯТИЙ .....	215