

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ  
І НАУКИ УКРАЇНИ

MINISTRY OF EDUCATION  
AND SCIENCE OF UKRAINE

ЛУЦЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ  
ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

LUTSK NATIONAL  
TECHNICAL UNIVERSITY

**СУЧАСНІ  
ТЕХНОЛОГІЇ  
В  
МАШИНОБУДУВАННІ  
ТА ТРАНСПОРТІ**

**ADVANCES  
IN  
MECHANICAL  
ENGINEERING  
AND TRANSPORT**

*НАУКОВИЙ ЖУРНАЛ*

*SCIENTIFIC JOURNAL*

**№1 (3)**

**2015**

[www.avtomash.lntu.edu.ua](http://www.avtomash.lntu.edu.ua)

ЛУЦЬК

LUTSK

Сучасні технології в машинобудуванні та транспорті. Науковий журнал. – Луцьк: Луцький НТУ, 2015.– №1(3).– 178 с.

В матеріалах наукового журналу висвітлюються результати наукових досліджень та науково-дослідних розробок в галузі машинобудування, автомобільного транспорту, транспортних систем і транспортних технологій на автомобільному транспорті, а також, математичного та комп'ютерного моделювання технічних процесів та систем.

Свідоцтво про державну реєстрацію  
друкованого засобу масової інформації – КВ №20504-10304Р від 30.12.2013р.

**Науковий журнал включений до Переліку наукових фахових видань України  
згідно наказу Міністерства освіти і науки України № 528 від 12.05.2015р.**

#### РЕДАКЦІЙНА КОЛЕГІЯ

**Пустюльга С.І.**, д.т.н., професор, Луцький НТУ (головний редактор); **Дідух В.Ф.**, д.т.н., професор, Луцький НТУ (заступник головного редактора), **Плюський В.О.**, д.т.н., професор, Київський національний університет будівництва і архітектури (заступник головного редактора); **Сахно В.П.**, д.т.н., професор, Національний транспортний університет (заступник головного редактора); **Ярошевич М.П.**, д.т.н., професор, Луцький НТУ (заступник головного редактора); **Козачук І.С.**, к.т.н., доцент, Луцький НТУ (відповідальний секретар); **Божидарнік В.В.**, д.т.н., професор, ректор Луцького НТУ; **Владут Валентин**, PhD. Eng., Національний інститут проектування машин та обладнання для сільського господарства і харчової промисловості (INMA, Румунія); **Вржеш М.В.**, к.т.н., доцент, Луцький НТУ; **Головачук І.П.**, к.т.н., доцент, Луцький НТУ; **Голячук С.Є.**, к.т.н., доцент, Луцький НТУ; **Заболотний О.В.**, к.т.н., доцент, Луцький НТУ; **Ковальов М.М.**, д.т.н., професор, Всеросійський науково-дослідний інститут механізації льонарства Російської академії сільськогосподарських наук; **Кравченко О.П.**, д.т.н., професор, Східноукраїнський національний університет ім. В. Даля; **Ланець О.С.**, д.т.н., доцент, НУ «Львівська Політехніка»; **Максимович О.В.**, д.т.н., професор, Луцький НТУ; **Марчук В.І.**, д.т.н., професор, Луцький НТУ; **Матейчик В.П.**, д.т.н., професор, Національний транспортний університет; **Мурований І.С.**, к.т.н., доцент, Луцький національний технічний університет; **Олександренко В.П.**, д.т.н., професор, Хмельницький національний університет; **Рихтер Марцін**, PhD. Eng., Інститут автомобільного транспорту (Польща); **Рудь В.Д.**, д.т.н., професор, Луцький НТУ; **Савчук П.П.**, д.т.н., професор, Луцький НТУ; **Селезньов Е.Л.**, к.т.н., доцент, Луцький НТУ; **Цизь І.Є.**, к.т.н., доцент, Луцький НТУ; **Хамед Ашраф**, Dr.-Ing., ВАТ «Dornier Consulting» (Німеччина); **Шваб'юк В.І.**, д.т.н., професор, Луцький НТУ.

Друкується за рішенням Вченої ради  
Луцького національного технічного університету  
(Протокол №12 від 26.05.2015р.)

Ціна договірна

Колектив авторів

**СУЧАСНІ ТЕХНОЛОГІЇ В МАШИНОБУДУВАННІ ТА ТРАНСПОРТІ**  
**ADVANCES IN MECHANICAL ENGINEERING AND TRANSPORT**

*НАУКОВИЙ ЖУРНАЛ*

*SCIENTIFIC JOURNAL*

ISSN 2313-5425

**Випуск 1 (3), 2015**

**Volume 1 (3), 2015**

Видається двічі на рік

Publication Frequency: 2 issues per year

Комп'ютерний набір та верстка: І. Козачук  
Дизайн обгортки: В. Чернецький

**Матеріали друкуються в авторській редакції. За стилістику і орфографію статей відповідальність несуть автори.**

Адреса редакції:  
вул. Львівська, 75, ауд. 339, Луцьк,  
Волинська обл., Україна, 43018.  
тел. (0332) 74-61-31.  
e-mail: [tehavtomash@gmail.com](mailto:tehavtomash@gmail.com)  
[www.avtomash.lntu.edu.ua](http://www.avtomash.lntu.edu.ua)

Підписано до друку 24.06.2015 р.  
Формат 60x84/8. Гарнітура Times. Папір офсетний.  
Ум. друк. арк. 19,99. Обл. вид. арк. 19,71. Тираж 100 прим.

Редакційно-видавничий відділ  
Луцького національного технічного університету  
43018, м. Луцьк, вул. Львівська, 75.  
Свідоцтво Держкомтелерадіо України ДК № 4123 від 28.07.2011 р.

Друк – Вежа-Друк. Зам. № 97.  
(м. Луцьк, вул. Бойка, 1, тел. (0332)29-90-65).  
Свідоцтво Держ. комітету телебачення та радіомовлення України  
ДК № 4607 від 30.08.2013 р.

## ЗМІСТ

<b>Ісмаїлова Н.П.</b> Автоматизоване проектування квазігвинтових поверхонь з використанням параметричного кінематичного гвинта .....	5
<b>Абрамов Д.В.</b> Предельные динамические показатели переднеприводных легковых автомобилей с учетом подъемной аэродинамической силы .....	10
<b>Архипов О.В., Жиров Е.В.</b> Підготовка та апробація вдосконалених навчальних завдань з комп'ютерної графіки при роботі в пакеті Autodesk Inventor .....	16
<b>Біліченко В.В., Романюк С.О.</b> Проект розвитку виробничо-технічної бази автотранспортних підприємств в сучасних умовах господарювання .....	23
<b>Гречихін Л.І., Куць Н.Г.</b> Ефективність роботи газотурбінних двигунів .....	32
<b>Громко Л.С. Пустульга С.І. Самчук В.П.</b> Математична модель "м'якої оптимізації" процесу вибору легкового автомобіля відповідно прийнятих критеріїв .....	41
<b>Гулько Ю.Л., Федорусь Ю.В., Парфенюк А.В.</b> Підвищення ефективності роботи похилих дифузійних апаратів цукрового виробництва .....	53
<b>Гутаревич Ю.Ф., Корпач А.О., Карев С.В., Філоненко О.Д., Шуба Є.В.</b> Ефективність використання добавок водневмісного газу до повітряного заряду бензинових двигунів .....	59
<b>Дембіцький В.М.</b> Регулювання параметрів генератора під час рекуперативного гальмування .....	65
<b>Єфімчук Г.В.</b> Вплив обробки шкур кроля електроактивованою водою на пористу структуру дерми .....	71
<b>Забродець І.П., Силивонюк А.В., Ярошевич М.П.</b> Дослідження пуску вібраційних машин з інерційним збудником з урахуванням пружної муфти .....	77
<b>Ковалев М.М.</b> Інноваційні способи підвищення ефективності роботи делителів уборочних машин .....	86

## CONTENT

<b>Ismailova N. P.</b> The automatic projecting of kvazivinyl surfaces with the use of kinematic parametric screw .....	5
<b>D. Abramov.</b> Limit dynamic performance front-wheel drive cars with considering of lift aerodynamic force .....	10
<b>O. Arkhipov, Ye. Zhyrov</b> Preparation and testing of improving educational tasks in computer graphics using the Autodesk Inventor software .....	16
<b>V. Bilichenko, S. Romanyuk</b> Development project of material production base motor transport enterprises in the modern business environment .....	23
<b>L. Grechikhin, N. Kuts</b> The efficiency of gas turbine engines .....	32
<b>L. Hromko, S. Pustiulha, V. Samchuk</b> Mathematical model of "soft optimization" of process of choice the passenger car according to the accepted criteria .....	41
<b>Y. Hun'ko, Y. Fedorus, A. Parfenyuk</b> Improvement of the efficiency of the inclined double-screw diffusion sugar production apparatus .....	53
<b>Yu. Gutarevych, A. Korpach, S. Karev, A. Filonenko, E. Shuba</b> Efficiency of additives hydrogen including gas to gasoline engine air charge .....	59
<b>V. Dembitskyi</b> Adjustment of the electric motor in generator mode of operation during recuperative braking .....	65
<b>G. Yefimchuk</b> The influence of the processing rabbit skins by electro-activated water on the porous structure of derma .....	71
<b>I. Zabrodets, A. Sylyvonuk, M. Yaroshevych</b> Research of start of vibration machines with inertial exciter considering coupling .....	77
<b>M. Kovalev</b> Innovative ways to improve performance of divisors of harvesting machines .....	86

**Кожушко А.П.**

Результати моделювання роботи колісного трактора з гідрооб'ємно-механічними трансмісіями, що працюють по схемі «диференціал на вході» ..... 93

**Кужель В.П., Кашканов А.А.,  
Кашканов В.А., Кукурудзяк Ю.Ю.**

Теоретичні основи оптимізації функціонування автомобільних систем адаптивного освітлення ..... 103

**Павлова І.О., Булік Ю.В.**

Підвищення ефективності авторемонтного виробництва на основі застосування модульного принципу ..... 111

**Павлюк В.І.**

Поперечні переміщення елементів задньої підвіски легкового автомобіля малого класу під час бокового крену ..... 116

**Переходько Ю.А., Герасимчук О.П.,  
Остапчук О.В., Ткачук О.Л.**

Дослідження вакуумно-відсмоктуючого пристрою сушильно-ширильної лінії ..... 121

**Поляков В.М., Мурований І.С.,  
Разбойніков О.О.**

Аналіз розвитку конструкцій підвісок автомобіля ..... 128

**Сай В.А., Шпота Я.І.**

Дослідження складу насінневого вороху льону олійного ..... 136

**Сахно В.П., Прогній П.Б.**

До визначення стійкості руху автопоїзда у гальмівному режимі із використанням комп'ютерної моделі ..... 141

**Сахно В.П., Кузнецов Р.М.,  
Стельмащук В.В., Козачук Л.С.**

Вплив навантаження на тягово-зчпний пристрій на стійкість руху автопоїзда категорії М1 у перехідних режимах руху 148

**Сахно В.П., Стельмащук В.В.,  
Козачук Л.С.**

Вплив параметрів керуючого колісного модуля на показники стійкості руху автопоїзда категорії М1 ..... 156

**Тараймович І.В.**

Можливості розширення асортименту продуктів харчування за рахунок місцевої олійної сировини ..... 167

**Тараймович І.В., Можар Р.В.**

Обґрунтування технології отримання однотипного короткого льняного волокна 172

**A. Kozhushko**

Simulation results of work wheel tractor with hydrostatic mechanical transmissions working on schemes for "planetary gear input" ..... 93

**V. Kuzhel, A. Kashkanov, V. Kashkanov,  
Yu. Kukurudziak**

Theoretical bases of functioning optimization of car adaptive headlights systems ..... 103

**I. Pavlova, Y. Bulik**

Improving the efficiency of automotive production through the application of the modular principle ..... 111

**V. Pavliuk**

Transverse movement of the rear suspension elements of the small class passenger car during lateral roll ..... 116

**Y. Perehodko, O. Gerasimchuk,  
O. Ostapchuk, O. Tkachuk**

Research of vacuum suction device of stenter frame ..... 121

**V. Polyakov, I. Murovaniy,  
A. Razboynikov**

Analysis of designs vehicle suspension systems development ..... 128

**V. Sai,  
Ya. Shpota**

Research of flax oily seed heap ..... 136

**V. Sakhno, P. Prohniy**

To determination of stability of lorry convoy movement in braking mode with using of computer model ..... 141

**V. Sakhno, R. Kuznietsov,  
V. Stelmashchuk, L. Kozachuk**

The impact of the load on hauling-coupling device on the stability of motion of the vehicle trailer combination of M1 category in transitive modes of motion ..... 148

**V. Sakhno, V. Stelmashchuk, L. Kozachuk**

The influence of the steering wheels module parameters on stability indicators of motion of the vehicle trailer combination of M1 category ..... 156

**I. Taraymovych**

Possibilities to expand the range of food from local oil-seeds ..... 167

**I. Taraymovych, R. Mozhar**

Substantiation of technology for consistency of the short flax fiber production ..... 172

Ismailova N. P.  
*The Odessa State Academy of Building and Architecture*

## THE AUTOMATIC PROJECTING OF KVAZIVINYL SURFACES WITH THE USE OF KINEMATIC PARAMETRIC SCREW

The automatic parametric definition of the characteristics of kvazivinyl conjugate ascoids with the use of a kinematic parametric screw is proposed. On the base of programmatic development one possibly can identify the characteristics of conjugate kvazivinyl ascoids, which are widely used while projecting the tooth transmissions and a difficult cutting instrument, working by means of breaking-in.

**Keywords:** machine building, a kinematic screw, kvazivinyl conjugate surfaces, kvazivinyl ascoids, difficult surfaces.

**The setting of the problem.** The automatic parametric definition of the characteristics of kvazivinyl conjugate ascoids with the use of kinematic parametric screw is proposed.

**The analysis of the latest achievements.** In the works of A. Nikolaeva and G. Akuchina the diagram of the screw, applied to the linear conjugate surfaces, was looked through. A. Podkoritov enlarged the possibilities of the existing screw's diagram, defined the characteristics of nonlinear screw surfaces.

**The setting of the task.** In order to increase the exactness and productivity, it's necessary to automatize the process of defining of the characteristics of conjugate kvazivinyl ascoids.

**The formulation of the article's purpose (the setting of the task).** The purpose of the article is the development of an automatic parametric kinematic screw with the help of which one can possibly identify the characteristics of conjugate kvazivinyl ascoids, which are widely used while projecting the tooth transmissions and a difficult cutting instrument, working by means of breaking-in.

**The main part.** In connection with the wide use of kvazivinyl conjugate surfaces in machine building, shipbuilding, plain building, occurred the actual task of the development of the parametric kinematic screw's software.

### 1. The necessary graphical and analytical dependences.

In the system Mat LAB the program for building of conjugate kvazivinyl surfaces, on the base of a parametric kinematic screw, was created.

Before the program's development this task was solved by hand, that didn't allow the building of the surfaces of difficult forms, demanded in the modern machines. As an example we'll look through the building of some particular surfaces

### 2. Kvazivinyl surfaces.

#### 2.1. The necessary analytical dependences for building of the program.

Let's build a kvazivinyl surface, adjusted by a parametric equation (1) for the next meanings:  $h_A = 80.93$  mm,  $r_A = a = 119.012$  mm,  $\alpha_A = 66.47^\circ$ ,  $0 \leq \delta \leq 100$ ,  $0 \leq \varphi \leq 10\pi$  (i.e. 5 rotations). The syntaxes of realization in the system Mat LAB is given below.

Let's look through the parametrical equations of conjugate convolute helicoids [2], located relatively to each other in accordance with the axes  $i$  and  $j$  in the fig. 1 и 2.

$$\begin{cases} x_A = \delta \cdot \sin \alpha_A \cdot \sin \varphi + r_A \cdot (1 - \cos \varphi) \\ y_A = \delta \cdot \sin \alpha_A \cdot \cos \alpha_A (1 - \cos \varphi) - r_A \cdot \cos \alpha_A \cdot \sin \varphi + c_A \cdot \varphi \cdot \sin \alpha_A, \quad c_A = \frac{h_A}{2\pi}; \\ z_A = \delta [\cos^2 \alpha_A (1 - \cos \varphi) + \cos \varphi] + r_A \cdot \sin \alpha_A \cdot \sin \varphi + c_A \cdot \varphi \cdot \cos \alpha_A \end{cases} \quad (1)$$

$$\begin{cases} x_B = \delta \cdot \sin \alpha_B \cdot \sin \psi - r_B \cdot (1 - \cos \psi) \\ y_B = -\delta \cdot \sin \alpha_B \cdot \cos \alpha_B (1 - \cos \psi) - r_B \cdot \cos \alpha_B \cdot \sin \psi + c_B \cdot \psi \cdot \sin \alpha_B, \quad c_B = \frac{h_B}{2\pi}. \\ z_B = \delta [\cos^2 \alpha_B (1 - \cos \psi) + \cos \psi] - r_B \cdot \sin \alpha_B \cdot \sin \psi - c_B \cdot \psi \cdot \cos \alpha_B \end{cases} \quad (2)$$

The author's program in the system Mat LAB.

```

% The task for the parameters of the helicoid A by the formula (1)
alphaAgrad=66.47;
rA=119.012;
hA=80.93;
delta=(0:100)';
fi=[0:pi/30:10*pi];
% The transference*pi/180;
% The calculation of the coordinates by the parametric equations
cA=hA/(2*pi);
xA=delta.*sin(alphaA)*sin(fi)+ones(size(delta))*rA*(1-cos(fi));
yA=delta.*sin(alphaA)*cos(alphaA)*(1-cos(fi))-ones(size(delta))*rA*cos(alphaA)*sin(fi)+
ones(size(delta))*cA*fi*sin(alphaA);
zA=delta.*((cos(alphaA))^2*(1-cos(fi))+cos(fi))+ones(size(delta))*rA*sin(alphaA)*sin(fi)+
ones(size(delta))*cA*fi*cos(alphaA);
% The display
figure('Color','w');
mesh(xA,yA,zA);
axis('equal');
grid on;
xlabel('x'); ylabel('y'); zlabel('z');

```

### 2.2. The practical program's use.

Analogically let's build a kvazivinylny surface, adjusted by a parametric equation (2) for the next meanings:  $h_B = 56.08$  mm,  $r_B = b = 107.628$  mm,  $\alpha_B = 54.53^\circ$ ,  $0 \leq \delta \leq 100$ ,  $0 \leq \psi \leq 10\pi$ . The built surfaces are given (fig. 1, 2).

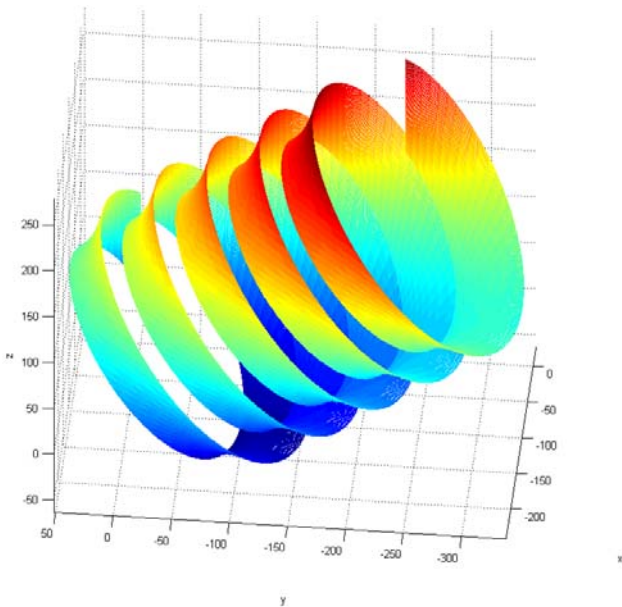


Fig.1. A kvazivinylny surface, built by formula (1) (the author's program)

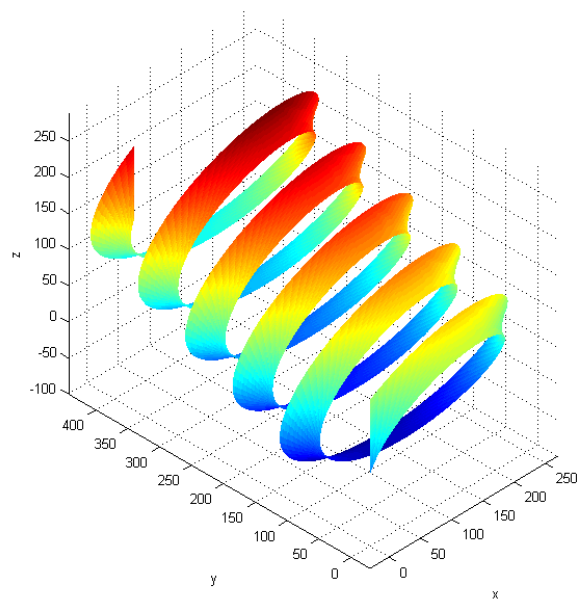


Fig.2. A kvazivinylny surface, built by formula (2) (the author's program)

### 2.3. The use of the program for building of the conjugate kvazivinylny surfaces on the base of a parametric kinematic screw.

In the system Mat LAB the diagram of a kinematic screw was built (fig. 3) for the conjugate convolute helicoids by the parameters, given in the table 1 in the unit «the initial parameters». In the result we obtained the auxiliary parameters (fig. 1, the unit «The obtained parameters») and on the basis of the given and obtained parameters the three-dimensional model of the diagram of a kinematic screw was built (fig. 4) [2], showing the spatial location of the axes of conjugate helicoids and an instantaneous axis.

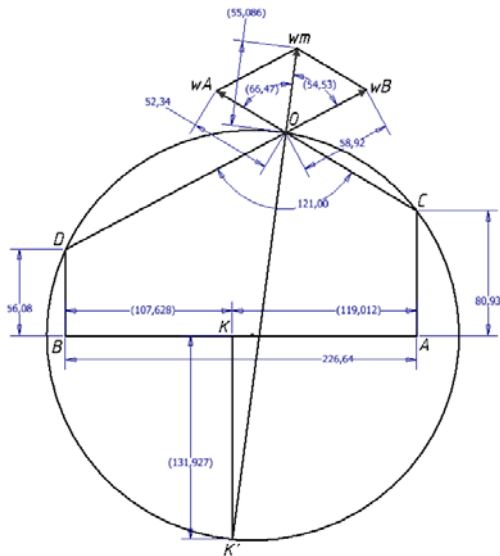


Fig. 3. The diagram of a kinematic screw for the conjugate convolute helicoids (the author's program)

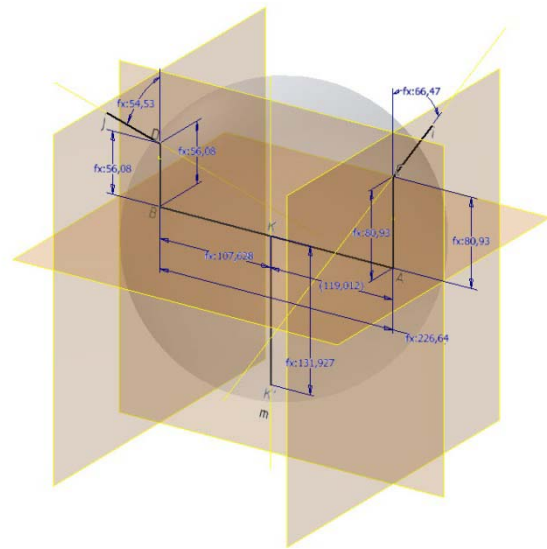


Fig. 4. The three-dimensional model of the diagram of a kinematic screw for the conjugate convolute helicoids (the author's program)

Table 1.

The parameters of a kinematic screw for the conjugate convolute helicoids

The initial parameters			The obtained parameters		
The parameter	The designation on fig.1	The meaning	The parameter	The designation on fig.1	The meaning
$AB$	$AB$	226.64 mm	$\alpha$	$\angle wAOwm$	$66.47^\circ$
$h_1$	$AC$	80.93 mm	$\beta$	$\angle wBOwm$	$54.53^\circ$
$h_2$	$BD$	56.08 mm	$\omega_m$	$wm$	55.086 mm
$\gamma$	$\angle COD$	$121^\circ$	$a$	$AK$	119.012 mm
$\omega_A$	$wA$	52.34 mm	$b$	$BK$	107.628 mm
$\omega_B$	$wB$	58.92 mm	$h_m$	$KK'$	131.927 mm

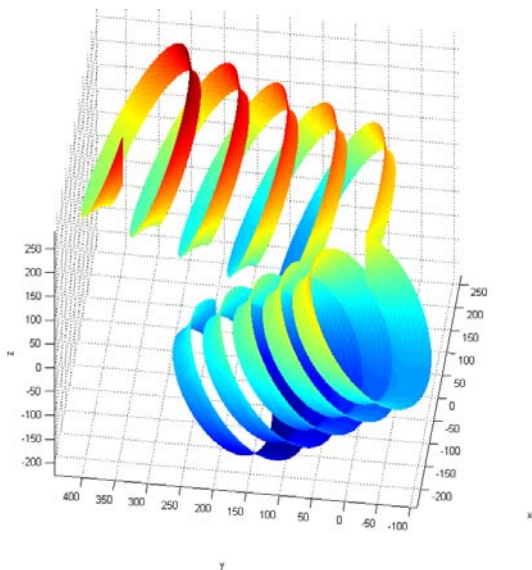


Fig. 5. The conjugate convolute helicoids (authoring)

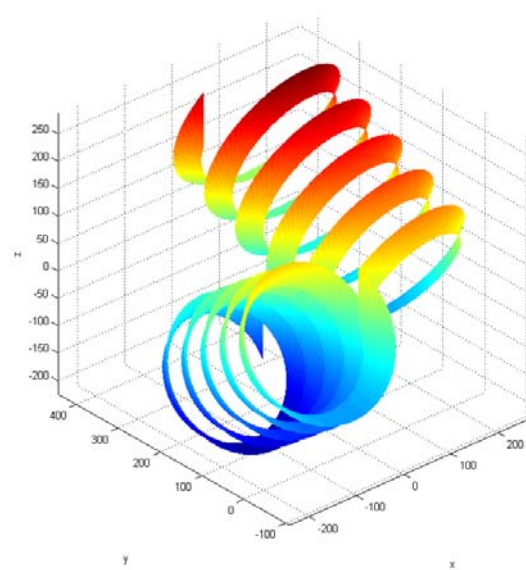


Fig. 6. The conjugate convolute helicoids (authoring)



The author's program in the system Mat LAB of the building of the conjugate convolute helicoids

```

% The task for the parameters of the helicoid A by formula (1)
alphaAgrad=66.47;
rA=119.012;
hA=80.93;
delta=(0:100)';
fi=[0:pi/30:10*pi];
% The transference of the degrees in the radians
alphaA=alphaAgrad*pi/180;
% The calculation of the coordinates by the parametric equations
cA=hA/(2*pi);
xA=delta.*sin(alphaA)*sin(fi)+ones(size(delta))*rA*(1-cos(fi));
y1a=delta.*sin(alphaA)*cos(alphaA)*(1-cos(fi));
y2a=ones(size(delta))*rA*cos(alphaA)*sin(fi);
y3a=ones(size(delta))*cA*fi*sin(alphaA);
yA=y1a-y2a+y3a;
z1a=delta*((cos(alphaA))^2*(1-cos(fi))+cos(fi));
z2a=ones(size(delta))*rA*sin(alphaA)*sin(fi);
z3a=ones(size(delta))*cA*fi*cos(alphaA);
zA=z1a+z2a+z3a;
% The display
figure('Color','w');
mesh(xA,yA,zA);
axis('equal');
grid on;
xlabel('x'); ylabel('y'); zlabel('z');

% The task of the parameters of the helicoid B by formula (2)
alphaBgrad=54.53;
rB=107.628;
hB=56.08;
delta=(0:100)';
psi=[0:pi/30:10*pi];
% The transaction of the degrees in the radians
alphaB=alphaBgrad*pi/180;
% The calculation of the coordinates by the parametric equations
cB=hB/(2*pi);
xB=delta.*sin(alphaB)*sin(psi)-ones(size(delta))*rB*(1-cos(psi));
y1b=-delta.*sin(alphaB)*cos(alphaB)*(1-cos(psi));
y2b=ones(size(delta))*rB*cos(alphaB)*sin(psi);
y3b=ones(size(delta))*cB*psi*sin(alphaB);
yB=y1b-y2b+y3b;
z1b=delta*((cos(alphaB))^2*(1-cos(psi))+cos(psi));
z2b=ones(size(delta))*rB*sin(alphaB)*sin(psi);
z3b=ones(size(delta))*cB*psi*cos(alphaB);
zB=z1b-z2b-z3b;
% Вывод на экран
hold on;
mesh(xB,yB,zB);
axis('equal')

```

**The conclusion.** The exactness and the productivity of building of kinematic surfaces with the use of computer technologies on the base of a parametric kinematic screw, may be the basis for the formation of the exact methods of projecting of the conjugate kvazivinyl surfaces' details, provides their optimal form and the dimensions from the point of view of reliability, exactness of the profiling and the increase of the construction works' productivity.

**The perspectives of the further researches.** The further researches will be held in the direction of the enlarging of the use of kvazininyl surfaces' building on the base of a parametric kinematic screw, also comes closer to the solving of the problem of the increase of the exactness of the profiling and the increase of the construction works' productivity in machine building.

1. A.N. Podkorutov, D. Malcev. Scientific basics and methods of geometry modelling of conjugated curved surfaces fair manyways wormy mills excluding interference. / Proceedings of the eight international conference on engineering design graphics and descriptive geometry, Vol.2, 1998. Austin, Texas, USA.

2. Ісмаїлова, Н.П. Параметричне геометричне моделювання спряжених поверхонь черв'ячних фрез для обробки робочих органів гідравлічних машин. Дис. к-та техн. наук: 05.01.01 / Н.П. Ісмаїлова. – Одеса, 2009. – 151 с.

## REFERENCES

1. Podkorutov, A. & Malcev, D. (1998). Scientific basics and methods of geometry modelling of conjugated curved surfaces fair manyways wormy mills excluding interference. *Proceedings of the eight international conference on engineering design graphics and descriptive geometry*. Vol. 2, Austin, Texas, USA.

2. Ismailova, N. (2009). *A parametric geometric modeling of conjugate surfaces hob for working bodies of hydraulic machines*. Ph.D. Diss. [*Parametrychne heometrychne modeliuвання spriazhenykh poverkhon cherv'iachnykh frez dlia obrobky robochykh orhaniv hidravlichnykh mashyn*. Ph.D. Diss.]. Odesa. 151 p.

**Ісмаїлова Н.П. Автоматизоване проектування квазігвинтових поверхонь з використанням параметричного кінематичного гвинта.**

Пропонується автоматизоване параметричне визначення характеристики квазігвинтових спряжених аксоїдів із застосуванням кінематичного параметричного гвинта. На базі програмної розробки можливо визначити характеристики спряжених квазігвинтових аксоїдів, які широко застосовуються при проектуванні зубчастих передач і складного різального інструменту, що працює методом обкатки.

**Ключові слова:** машинобудування, кінематичний гвинт, квазігвинтові спряжені поверхні, квазігвинтові аксоїди, складні поверхні.

**Исмаилова Н.П. Автоматизированное проектирование квазивинтовых поверхностей с применением кинематического параметрического винта.**

Предлагается автоматизированное параметрическое определение характеристики квазивинтовых сопряженных аксоидов с применением кинематического параметрического винта. На базе программной разработки возможно определить характеристики сопряженных квазивинтовых аксоидов, которые широко применяются при проектировании зубчатых передач и сложного режущего инструмента, работающего методом обкатки.

**Ключевые слова:** машиностроение, кинематический винт, квазивинтовые сопряженные поверхности, квазивинтовые аксоиды, сложные поверхности.

**АВТОР:**

*ІСМАЙЛОВА Неллі Петрівна*, кандидат технічних наук, асистент кафедри водовідведення і гідравліки, Одеська державна академія будівництва і архітектури, e-mail: Nelly969@ukr.net

**АВТОР:**

*ИСМАЙЛОВА Нелли Петровна*, кандидат технических наук, асистент кафедры водоотведения и гидравлики, Одесская государственная академия строительства и архитектуры, e-mail: Nelly969@ukr.net

**AUTHOR:**

*Nelli ISMAILOVA*, Ph.D. in Engineering, Assoc. Professor of Engineering and Computer Graphics Department, Odessa State Academy of Civil Engineering and Architecture, e-mail: Nelly969@ukr.net

**РЕЦЕНЗЕНТИ:**

*МІШУТИН А. В.*, доктор технічних наук, професор, Одеська державна академія будівництва і архітектури, завідувач кафедри проектування, будівництва та експлуатації автомобільних доріг, м. Одеса, Україна.

*ПУСТЮЛЬГА С. І.*, доктор технічних наук, професор, Луцький національний технічний університет, декан машинобудівного факультету, м. Луцьк, Україна.

**РЕЦЕНЗЕНТЫ:**

*МИШУТИН А. В.*, доктор технических наук, профессор, Одесская государственная академия строительства и архитектуры, зав. кафедры проектирования, строительства и эксплуатации автомобильных дорог, г. Одесса, Украина.

*ПУСТЮЛЬГА С. И.*, доктор технических наук, профессор, Луцкий национальный технический университет, декан машиностроительного факультета, г. Луцк, Украина.

**REVIEWERS:**

*A. MISHUTIN*, Doctor of Science in Engineering, Professor, Odessa State Academy of Civil Engineering and Architecture, Head of Department of Design, Construction and Operation of Highways, Odessa, Ukraine.

*S. PUSTIULHA*, Doctor of Science in Engineering, Lutsk National Technical University, Dean of Mechanical Engineering Faculty, Lutsk, Ukraine.

Стаття надійшла в редакцію 28.04.2015р.

Абрамов Д. В.

*Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет*

## ПРЕДЕЛЬНЫЕ ДИНАМИЧЕСКИЕ ПОКАЗАТЕЛИ ПЕРЕДНЕПРИВОДНЫХ ЛЕГКОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ С УЧЕТОМ ПОДЪЕМНОЙ АЭРОДИНАМИЧЕСКОЙ СИЛЫ

В данной статье определены предельные по условию сцепления ведущих колес с дорогой динамические показатели переднеприводных автомобилей с учетом подъемной аэродинамической силы, динамического перераспределения нормальных реакций между колесами передней и задней осей автомобиля.

**Ключевые слова:** предельное ускорение, предельная скорость, подъемная аэродинамическая сила, переднеприводный автомобиль.

**Постановка проблемы.** Динамические свойства автомобиля определяют его способность безопасно вписываться в интенсивный транспортный поток, как в городских условиях, так и на загородных трассах. В настоящее время показатели динамических свойств современных автомобилей только растут. Ускорение автомобиля, развиваемое при трогании с места или при разгоне с определенной скорости, является одним из таких показателей.

Проведенные ранее исследования позволили определить предельные (максимально возможные) скорости и ускорения легковых автомобилей, определяемых сцеплением ведущих колес с дорогой, однако без учета подъемной (прижимающей) аэродинамической силы. Влияние этой силы на предельные динамические показатели автомобиля будет особенно значимо при высоких скоростях его движения.

Переднеприводные автомобили с расположением двигателя спереди характеризуются компактностью силового агрегата и резко выраженной недостаточной поворачиваемостью, что делает движение автомобиля с высокой скоростью более безопасным [1]. Однако в режиме разгона происходит снижение величины нормальных реакций на передних ведущих колесах, что влечет за собой ухудшение предельных динамических показателей переднеприводных автомобилей.

В настоящей статье определены предельные динамические показатели переднеприводных легковых автомобилей с учетом подъемной (прижимающей) аэродинамической силы.

**Анализ последних исследований и публикаций.** В работах [2, 3] определены потенциальные динамические характеристики автомобиля со всеми ведущими колесами по условию реализации предельных сил сцепления ведущих колес с дорогой. Максимально возможное ускорение автомобиля [2]

$$\dot{V}_a = \varphi_{x\max} \cdot g - \frac{k \cdot F}{m_a} \cdot V_a^2, \quad (1)$$

где  $V_a$ ,  $\dot{V}_a$  – линейные ускорения и скорость автомобиля;  $\varphi_{x\max}$  – максимальный касательный коэффициент сцепления колес с дорогой;  $g$  – ускорение свободного падения,  $g=9,81\text{ м/с}^2$ ;  $F$  – площадь лобового сечения (мидель) автомобиля;  $m_a$  – общая масса автомобиля;  $k$  – коэффициент сопротивления воздуха,

$$k = \frac{c_x}{2} \cdot \rho; \quad (2)$$

$c_x$  – коэффициент лобового аэродинамического сопротивления (коэффициент обтекаемости);  $\rho$  – плотность воздуха. В работе [3] определена максимально возможная линейная скорость автомобиля

$$V_{\text{анред}} = \sqrt{\frac{m_a \cdot g \cdot \varphi_{x\max}}{k \cdot F}}. \quad (3)$$

Однако в указанных работах [2, 3] не определены предельные динамические показатели легковых автомобилей, имеющих не все ведущие колеса, что в свою очередь осуществлено в работах [4, 5].

В работе [5] с учетом уточнения точки приложения тяговой силы (согласно рекомендациям работы [6]) определены предельные динамические показатели переднеприводных и заднеприводных легковых автомобилей такие как предельное по условию сцепления передних ведущих колес с дорогой ускорение переднеприводного автомобиля

$$\dot{V}_{a\text{ перед}} = g \cdot \varphi_{x\text{ max}} \cdot \frac{\frac{b}{L} - \frac{a}{L} \cdot \frac{f}{\varphi_{x\text{ max}}} + f \cdot \frac{r_{\partial 1} - r_{\partial 2}}{L} - \frac{k \cdot F \cdot V_a^2}{m_a \cdot g \cdot \varphi_{x\text{ max}}} \cdot \left[ 1 + f \cdot \frac{h_w - r_{\partial 2}}{L} + \varphi_{x\text{ max}} \cdot \frac{h_w - r_{\partial 1}}{L} \right]}{1 + f \cdot \frac{h - r_{\partial 2}}{L} + \varphi_{x\text{ max}} \cdot \frac{h - r_{\partial 1}}{L}}, \quad (4)$$

где  $a$  – расстояние от передней оси до проекции центра масс на горизонтальную плоскость;  $b$  – расстояние от задней оси до проекции центра масс автомобиля на горизонтальную плоскость;  $L$  – продольная колесная база автомобиля;  $h$  – высота центра масс автомобиля;  $h_w$  – высота центра парусности автомобиля относительно опорной поверхности;  $r_{\partial 1}$  – динамический радиус передних (ведущих) колес;  $r_{\partial 2}$  – динамический радиус задних (ведомых) колес;  $f$  – коэффициент сопротивления качению колес.

А также предельная по условию сцепления передних ведущих колес с дорогой скорость автомобиля

$$V_{a\text{ перед}} = \sqrt{\frac{\frac{b}{L} - \frac{a}{L} \cdot \frac{f}{\varphi_{x\text{ max}}}}{m_a \cdot g \cdot \varphi_{x\text{ max}} \cdot \frac{1 + (\varphi_{x\text{ max}} + f) \cdot \frac{h - r_{\partial 1}}{L}}{k \cdot F}}}. \quad (5)$$

Однако, в работе [5] не учтено влияние подъемной (прижимающей) аэродинамической силы автомобиля. Подъемная сила (вертикальная составляющая аэродинамической силы) определяется по формуле [7]

$$P_{wz} = \frac{c_z}{2} \cdot \rho \cdot V_a^2 \cdot F, \quad (6)$$

где  $c_z$  – коэффициент подъемной силы.

Коэффициент аэродинамического сопротивления  $k_z$  будет определяться как

$$k_z = \frac{c_z}{2} \cdot \rho. \quad (7)$$

Тогда выражение (6) с учетом (7) примет вид,

$$P_{wz} = k_z \cdot F \cdot V_a^2. \quad (8)$$

**Цель и постановка задач исследования.** Целью исследования является определение предельных по условию сцепления ведущих колес с дорогой динамических показателей переднеприводных легковых автомобилей с учетом подъемной (прижимающей) аэродинамической силы.

Для достижения указанной цели необходимо решить следующие задачи:

- определить предельное по условию сцепления передних ведущих колес с дорогой ускорение переднеприводного автомобиля;
- определить предельную по условию сцепления передних ведущих колес с дорогой скорость автомобиля.

**Изложение основного материала. Предельные динамические показатели переднеприводных легковых автомобилей с учетом подъемной аэродинамической силы.**

На рис. 1 приведена схема сил, действующих на переднеприводный автомобиль, движущийся в режиме разгона с учетом действия подъемной аэродинамической силы. На схеме (рис. 1) в качестве примера показана компоновка автомобиля Renault с двигателем, расположенным впереди, и передними ведущими колесами [8].

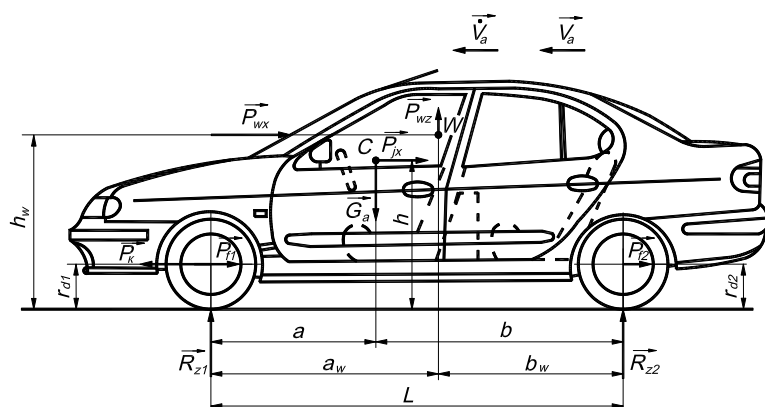


Рис. 1. Схема сил, действующих на переднеприводный автомобиль в тяговом режиме движения (при разгоне) с учетом подъемной аэродинамической силы

Уравнение поступательного движения автомобиля (уравнение тяговой динамики) имеет следующий вид

$$m_a \cdot \dot{V}_a = P_k - P_f - P_w, \quad (9)$$

где  $P_k$  – тяговая сила автомобиля;  $P_f$  – суммарная сила сопротивления качению всех колес автомобиля, которая с учетом подъемной силы (8) определяется как

$$P_f = P_{f1} + P_{f2} = (G_a - P_{wz}) \cdot f = (m_a \cdot g - k_z \cdot F \cdot V_a^2) \cdot f; \quad (10)$$

$P_{f1}$ ;  $P_{f2}$  – суммарные силы сопротивления качению колес передней и задней осей автомобиля, соответственно;  $G_a$  – общий вес автомобиля;  $P_w$  – горизонтальная составляющая силы аэродинамического сопротивления,

$$P_w = k \cdot F \cdot V_a^2. \quad (11)$$

Суммарная нормальная реакция дороги на колесах передней оси с учетом действия подъемной силы определяется из условия равенства нулю суммы моментов сил, действующих относительно оси задних колес

$$R_{z1} = m_a \cdot g \cdot \frac{b}{L} - P_{jx} \cdot \frac{h - r_{d2}}{L} - P_{wx} \cdot \frac{h_w - r_{d2}}{L} - P_{wz} \cdot \frac{b_w}{L} + (P_k - P_{f1}) \cdot \frac{r_{d1} - r_{d2}}{L}, \quad (12)$$

где  $b_w$  – расстояние от задней оси до проекции центра парусности автомобиля на горизонтальную плоскость;  $P_{jx}$  – сила инерции поступательного движения автомобиля,

$$|P_{jx}| = m_a \cdot \dot{V}_a. \quad (13)$$

Предельные динамические показатели автомобиля (тяговая сила и ускорение) реализуются при равенстве суммарной касательной реакции  $R_{x1}$  на ведущих колесах предельной силе по сцеплению  $\varphi_{x\max} \cdot R_{z1}$ . В этом случае предельная суммарная тяговая сила

$$P_{k\text{пред}} = \varphi_{x\max} \cdot R_{z1} + P_{f1} = (\varphi_{x\max} + f) \cdot R_{z1}, \quad (14)$$

Умножив левую и правую части уравнения (12) на  $(\varphi_{x\max} + f)$  и учитывая соотношения (9) и (13) определим предельную по условию сцепления передних ведущих колес с дорогой тяговую силу с учетом действия подъемной аэродинамической силы

$$P_{k_{перед}} = m_a \cdot g \cdot (\varphi_{x_{max}} + f) \times \frac{\frac{b}{L} + f \cdot \frac{h - r_{\delta 2}}{L} - \frac{F \cdot V_a^2}{m_a \cdot g} \cdot \left( k_z \cdot \left( \frac{b_w}{L} + f \cdot \frac{h - r_{\delta 2}}{L} \right) + k_x \cdot \frac{h_w - h}{L} \right)}{1 + f \cdot \frac{h - r_{\delta 2}}{L} + \varphi_{x_{max}} \cdot \frac{h - r_{\delta 1}}{L}}. \quad (15)$$

Подставляя выражение для  $P_{k_{перед}}$  в уравнение (9), учитывая соотношения (11) и (10) и принимая в них, что  $P_w = P_{wx}$ , а  $k = k_x$ , определим предельное по условию сцепления передних ведущих колес с дорогой ускорение автомобиля с учетом действия подъемной аэродинамической силы

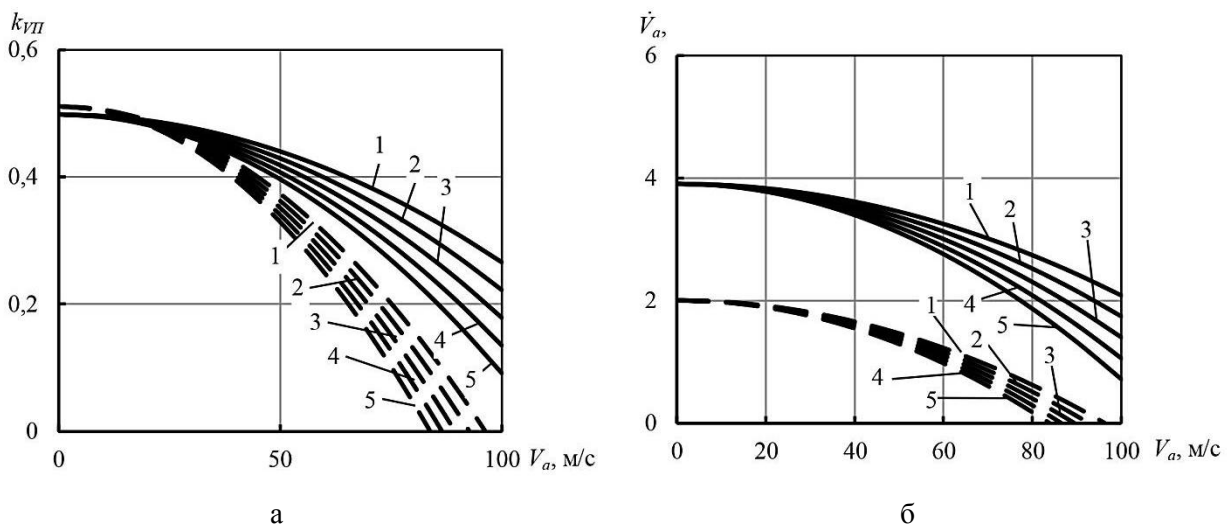
$$\dot{V}_{a_{перед}} = g \cdot \varphi_{x_{max}} \cdot \frac{\frac{b}{L} - \frac{a}{L} \cdot \frac{f}{\varphi_{x_{max}}} + f \cdot \frac{r_{\delta 1} - r_{\delta 2}}{L} - \frac{F \cdot V_a^2}{m_a \cdot g \cdot \varphi_{x_{max}}} \times \left[ k_z \cdot \left( \varphi_{x_{max}} \cdot \frac{b_w}{L} - \right. \right.}{1 + f \cdot \frac{h - r_{\delta 2}}{L} + \varphi_{x_{max}} \cdot \frac{h - r_{\delta 1}}{L}} - f \cdot \left. \left. \left( \frac{a_w}{L} - \varphi_{x_{max}} \cdot \frac{r_{\delta 1} - r_{\delta 2}}{L} \right) \right) + k_x \cdot \left( 1 + f \cdot \frac{h_w - r_{\delta 2}}{L} + \varphi_{x_{max}} \cdot \frac{h_w - r_{\delta 1}}{L} \right) \right]}{1 + f \cdot \frac{h - r_{\delta 2}}{L} + \varphi_{x_{max}} \cdot \frac{h - r_{\delta 1}}{L}}}, \quad (16)$$

где  $a_w$  – расстояние от передней оси до проекции центра парусности автомобиля на горизонтальную плоскость.

Коэффициент влияния скорости движения на предельное ускорение переднеприводного автомобиля будет равен

$$k_{VII} = \frac{\dot{V}_{a_{перед}}}{g \cdot \varphi_{x_{max}}} = \frac{\frac{b}{L} - \frac{a}{L} \cdot \frac{f}{\varphi_{x_{max}}} + f \cdot \frac{r_{\delta 1} - r_{\delta 2}}{L} - \frac{F \cdot V_a^2}{m_a \cdot g \cdot \varphi_{x_{max}}} \times \left[ k_z \cdot \left( \varphi_{x_{max}} \cdot \frac{b_w}{L} - \right. \right.}{1 + f \cdot \frac{h - r_{\delta 2}}{L} + \varphi_{x_{max}} \cdot \frac{h - r_{\delta 1}}{L}} - f \cdot \left. \left. \left( \frac{a_w}{L} - \varphi_{x_{max}} \cdot \frac{r_{\delta 1} - r_{\delta 2}}{L} \right) \right) + k_x \cdot \left( 1 + f \cdot \frac{h_w - r_{\delta 2}}{L} + \varphi_{x_{max}} \cdot \frac{h_w - r_{\delta 1}}{L} \right) \right]}{1 + f \cdot \frac{h - r_{\delta 2}}{L} + \varphi_{x_{max}} \cdot \frac{h - r_{\delta 1}}{L}}}, \quad (17)$$

На рис. 2а приведены графики зависимости коэффициента  $k_{VII}$  от скорости с учетом действия



1 – при  $k_z = -0,2$ ; 2 – при  $k_z = -0,1$ ; 3 – при  $k_z = 0$ ; 4 – при  $k_z = 0,1$ ; 5 – при  $k_z = 0,2$   
 ————— – при  $\varphi_{x_{max}} = 0,8$ ; - - - - - – при  $\varphi_{x_{max}} = 0,4$

Рис. 2. Графики зависимости  $k_{VII}(V_a)$  (а) и  $V_{a_{перед}}(V_a)$  (б) для переднеприводного автомобиля Renault при полной загрузке при различных значениях  $k_z$

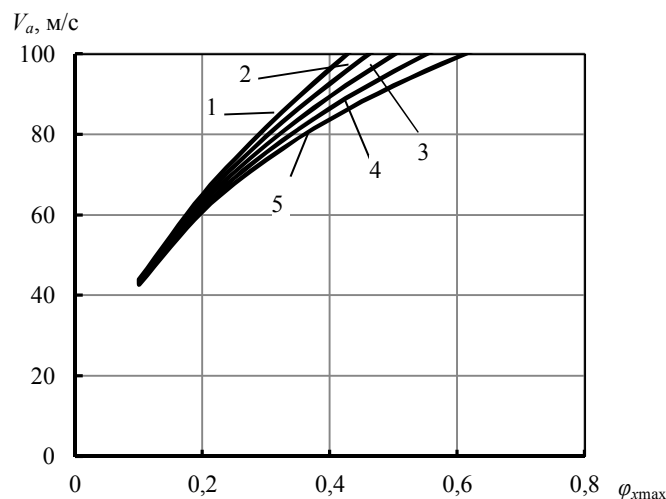
подъемной аэродинамической силы для переднеприводного легкового автомобиля Renault, имеющего  $L = 2,441$  м;  $k = 0,23$  Н·с<sup>2</sup>/м<sup>4</sup>;  $r_{\partial 2} = 0,287$  м,  $F = 2,111$  м<sup>2</sup> и параметры при полной загрузке  $m_a = 1330$  кг;  $a/L = 0,45$ ;  $b/L = 0,55$ ;  $h/L = 0,24$ . Принято  $f = 0,014$ .

На рис. 26 приведены графики зависимости предельного ускорения  $V_{a \text{ перед}}$  переднеприводного легкового автомобиля Renault при полной загрузке от скорости  $V_a$  с учетом действия подъемной аэродинамической силы.

Предельная по условию сцепления передних ведущих колес с дорогой скорость автомобиля реализуется при  $k_{III} = 0$ . Из уравнения (17) определим предельную скорость переднеприводного автомобиля с учетом действия подъемной аэродинамической силы

$$V_{a \text{ перед}} = \sqrt{\frac{m_a \cdot g \cdot \varphi_{x \text{ max}} \cdot \left( \frac{b}{L} - \frac{a}{L} \cdot \frac{f}{\varphi_{x \text{ max}}} + f \cdot \frac{r_{\partial 1} - r_{\partial 2}}{L} \right)}{F \cdot k_z \cdot \left( \varphi_{x \text{ max}} \cdot \frac{b_w}{L} - f \cdot \left( \frac{a_w}{L} - \varphi_{x \text{ max}} \cdot \frac{r_{\partial 1} - r_{\partial 2}}{L} \right) \right)} + F \cdot k_x \cdot \left( 1 + f \cdot \frac{h_w - r_{\partial 2}}{L} + \varphi_{x \text{ max}} \cdot \frac{h_w - r_{\partial 1}}{L} \right)} \quad (18)$$

Графики зависимости предельной по условию сцепления передних ведущих колес с дорогой скорости автомобиля от максимального касательного коэффициента сцепления колес с дорогой, построенные с использованием формулы (18) приведены на рис. 3.



1 – при  $k_z = -0,2$ ; 2 – при  $k_z = -0,1$ ; 3 – при  $k_z = 0$ ; 4 – при  $k_z = 0,1$ ; 5 – при  $k_z = 0,2$

Рис. 3. График зависимости  $V_{a \text{ перед}}(\varphi_{x \text{ max}})$  для переднеприводного автомобиля Renault при полной загрузке при различных значениях  $k_z$

**Выводы.** Учет действия подъемной аэродинамической силы позволяет повысить точность определения предельных по сцеплению ведущих колес с дорогой скорости и ускорения автомобиля. Полученные аналитические выражения позволяют производить оценку предельных по сцеплению ведущих колес с дорогой динамических показателей переднеприводных легковых автомобилей.

1. Родионов В.Ф. Проектирование легковых автомобилей / В.Ф. Родионов, Б.М. Фиштерман. – М.: Машиностроение, 1980. – 479 с.
2. Карпенко В.А. Оценка потенциальных динамических характеристик автомобилей / В.А. Карпенко // Автомобильный транспорт. Сборник научных трудов. – Харьков: ХГАДТУ, 1998. – Вып.1 – С. 64-67.
3. Файст В.Л. Удосконалення вимог до динамічних властивостей легкових автомобілів: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук: спец. 05.22.20 “Експлуатація та ремонт засобів транспорту” / В.Л. Файст. – Харків, 2012. – 20 с.
4. Динамика автомобиля / [Подригало М.А., Волков В.П., Бобошко А.А., Павленко В.А., Файст В.Л., Клец Д.М., Редько В.В.], под. ред. М.А. Подригало. – Харьков: Изд-во ХНАДУ, 2008. – 424 с.
5. Подригало М.А. Определение предельных динамических показателей легковых автомобилей / М.А.

Подригало, Д.В. Абрамов // Механіка та машинобудування. Науково-технічний журнал. – Харків: НТУ «ХПІ», 2013. – № 1. – С. 81 – 91.

6. Подригало М.А. Качение автомобильного колеса и определение понятия “Тяговая сила” / М.А. Подригало // Автомобильная промышленность, 2007.– №1. – с. 25-26.

7. Авершин А.Г. Аэродинамическое совершенствование заднего диффузора гоночного автомобиля формулы 1600 / А.Г. Авершин, Ю.В. Стародубцев // Автомобильный транспорт / Сб. научн. тр. Харьков: ХНАДУ. – 2010. – Вып. 2.– С. 35-41.

8. Голомидов А.М. Автомобили с приводом на передние колеса / А.М. Голомидов. – М.: Машиностроение, 1972. – 96 с.

## REFERENCES

1. Rodionov, V. & Fishterman, B. (1980). *Designing of cars. [Proektirovanie legkovih avtomobiley]*. Moscow, Mashinostroenie Publ., 479 p.

2. Karpenko, V. (1998). Evaluation of potential vehicle dynamics specifications. [Otsenka potencial'nih dinamicheskikh harakteristik avtomobiley]. *Automobile transport. [Avtomobil'niy transport. Sbornik nauchnih trudov]*. Vol. 1. Kharkiv, KhGADTU Publ., pp. 64-67.

3. Fayst, V. (2012). *Improving the requirements for dynamic properties of cars*. Synopsis of Ph.D. Diss. [Udoskonalennya vimog do dinamichnih vlastivostey legkovih avtomobiliv. Avtoref. Ph.D. diss.]. Kharkiv, 20 p.

4. Podrigalo, M., Volkov, V., Boboshko, A., Pavlenko, V., Fayst, V., Kletc, D. & Red'ko V. (2008). *Vehicle dynamics. [Dinamika avtomobilya]*. Kharkiv, KhNADU Publ., 424 p.

5. Podrigalo, M. & Abramov, D. (2013). Defining the limit dynamic indicators of cars. [Opredelenie predel'nih dinamicheskikh pokazateley legkovih avtomobiley]. *Mechanics and Mechanical Engineering. [Mehanika ta mashinobuduvannya. Naukovo-tehnichniy jurnal]*. Vol. 1. Kharkiv, NTU «HPI» Publ., pp. 81-91.

6. Podrigalo, M. (2007). Rolling of car wheel and the definition of "Pulling Force". [Kachenie avtomobilnogo kolesa i opredelenie ponyatiya “Tyagovaya sila”]. *Automobile industry. [Avtomobil'naya promishlennost]*. Vol. 1. Kharkiv, NTU “KhPI” Publ., pp. 25-26.

7. Avershin, A. & Starodubcev, Yu. (2010). Aerodynamic improvement of the rear diffuser Formula 1600 race car. [Aerodinamicheskoe sovershenstvovanie zadnego difuzora gonochnogo avtomobilya formuli 1600]. *Automobile transport. [Avtomobil'niy transport. Sbornik nauchnih trudov]*. Vol. 2. Kharkiv, KhNADU Publ., pp. 35-41.

8. Golomidov, A. (1972). *Vehicles with front-wheel drive. [Avtomobili s privodom na perednie kolesa]*. Moscow, Mashinostroenie Publ., 96 p.

**Абрамов Д.В. Граничні динамічні показники передньопривідних легкових автомобілів з урахуванням підйомної аеродинамічної сили.**

У даній статті визначено граничні за умовою зчеплення ведучих коліс з дорогою динамічні показники передньопривідних автомобілів з урахуванням підйомної аеродинамічної сили, динамічного перерозподілу нормальних реакцій між колесами передньої і задньої осей автомобіля.

Ключові слова: граничне прискорення, гранична швидкість, підйомна аеродинамічна сила, передньопривідний автомобіль.

**D. Abramov. Limit dynamic performance front-wheel drive cars with considering of lift aerodynamic force.**

This article defines the limit by the condition of the clutch wheels with the road dynamic performance front-wheel drive cars with considering of lift aerodynamic force, dynamic redistribution of normal reactions between the wheels of the front and rear axles of vehicle.

Keywords: acceleration limit, speed limit, lifting aerodynamic force, front-wheel drive car.

**АВТОР:**

**АБРАМОВ Дмитро Володимирович**, кандидат технічних наук, докторант кафедри «Технології машинобудування і ремонту машин» Харківський національний автомобільно-дорожній університет, e-mail: [varan\\_mail@ukr.net](mailto:varan_mail@ukr.net)

**AUTHOR:**

**Dmitry ABRAMOV**, Ph.D. in Engineering, Doctoral student of the Department "Technology of mechanical engineering and repair of machines", Kharkiv National Automobile and Highway University, e-mail: [varan\\_mail@ukr.net](mailto:varan_mail@ukr.net)

**РЕЦЕНЗЕНТИ:**

**АРТЬОМОВ Микола Петрович**, доктор технічних наук, професор кафедри «Тракторів і автомобілів», Харківський національний технічний університет сільського господарства ім. П. Василенка, Харків, Україна.

**САХНО В. П.**, доктор технічних наук, професор, Національний транспортний університет, завідувач кафедри «Автомобілі», м. Київ, Україна.

**REVIEWERS:**

**Nikolay ARTEMOV**, Doctor of Science in Engineering, Professor of the Department "Tractors and cars", Kharkov National Technical University of Agriculture them. Peter Vasilenko, Kharkiv, Ukraine.

**Volodymyr SAKHNO**, Doctor of Science in Engineering, Professor, National Transport University, Head of Automobiles Department, Kyiv, Ukraine.

Стаття надійшла в редакцію 18.05.2015р.



Архіпов О.В., Жиров Е.В.  
*Харківський національний автомобільно-дорожній університет*

## **ПІДГОТОВКА ТА АПРОБАЦІЯ ВДОСКОНАЛЕНИХ НАВЧАЛЬНИХ ЗАВДАНЬ З КОМП'ЮТЕРНОЇ ГРАФІКИ ПРИ РОБОТІ В ПАКЕТІ AUTODESK INVENTOR**

Проведено аналіз найбільш суттєвих можливостей пакету Autodesk Inventor при побудові тривимірних моделей деталей та виконанні їх креслеників. Наведено розроблені та апробовані приклади тривимірних моделей машинобудівних деталей та відповідних креслеників, які не є складними, але їх побудова потребує досить повного застосування можливостей пакету Autodesk Inventor. Сформульовано перелік основних знань і навичок, якими необхідно оволодіти для засвоєння особливостей тривимірного моделювання в середовищі створення деталі. На прикладі «Генератора валів» і «Генератора шліцьових з'єднань» представлені можливості та особливості застосування «Майстрів проектування» Autodesk Inventor. Його використання дає суттєву перевагу при моделюванні валів, шліців, зубчастих коліс, пружин, кулачків, пружин, рамних конструкцій. Виконання креслеників, асоціативно пов'язаних з запропонованими моделями, дозволяє отримати і закріпити знання зі створення базового, проєкційних і додаткових видів, виконання виносних елементів, перерізів, розрізів, їх обрізці, нанесення розмірів і оформлення кресленика. Матеріали можуть бути використані при вивченні курсу комп'ютерної графіки.

**Ключові слова:** комп'ютерна графіка, тривимірне моделювання, Autodesk Inventor, майстри проектування, машинобудівне креслення.

**Постановка та актуальність проблеми.** У наш час наявна навчальна література та офіційні навчальні курси не відповідають швидкому розвитку програмного забезпечення. Зокрема, можливості, що з'явилися у останніх версіях пакету Autodesk Inventor щодо оформлення креслеників за вимогами ДСТУ, які потребують великої кількості спеціальних знань та навичок, недостатньо відображені у літературі [1–3]. Тому проведення занять з комп'ютерної графіки у сучасних навчальних закладах потребує особистих методичних розробок викладачів.

Звичайно практика проведення навчальних занять з комп'ютерної графіки у ВНЗ при вивченні нового графічного пакету базується на двох основних етапах:

- виконання студентами одного чи декількох загальних навчальних завдань паралельно з викладачем, який за допомогою мультимедійних засобів дає всі необхідні пояснення;
- самостійна робота студентів над індивідуальними завданнями.

Саме на першому етапі студенти знайомляться з інтерфейсом пакету, принципами та особливостями роботи у ньому, всіма його можливостями. Наскільки це вдається і наскільки дійсно самостійно студенти можуть у подальшому професійно виконувати індивідуальні завдання залежить від відповідної якості виконаних попередньо загальних завдань.

**Виділення невіршених раніше частин проблеми.** На кафедрі інженерної та комп'ютерної графіки ХНАДУ протягом останніх років проводились науково-методичні розробки щодо моделювання та розробки конструкторської документації в пакеті Autodesk Inventor за результатами яких опубліковано декілька навчальних посібників [4, 5]. Впровадження їх у навчальний процес показало, що використані в них загальні навчальні завдання можуть бути суттєво покращені при незначному ускладненні. Особливо це стосується можливості більш повного врахування різноманітних аспектів застосування засобів пакету на етапі виконання креслеників.

**Метою роботи** була розробка вдосконалених загальних навчальних завдань з комп'ютерної графіки для студентів ВНЗ з метою більш повного застосування можливостей пакету Autodesk Inventor при побудові тривимірних моделей машинобудівних деталей та виконанні їх креслеників у відповідності до всіх вимог ДСТУ.

**Основна частина.** Виконання роботи зажадало:

- аналізу великої кількості машинобудівних креслеників, що наведені у класичній навчальній літературі з інженерної графіки [6, 7];
- вивчення сучасних можливостей та особливостей застосування пакету Autodesk Inventor на етапі тривимірного моделювання деталей та при виконанні їх креслеників;
- апробації на заняттях з комп'ютерної графіки багатьох попередніх варіантів навчальних завдань та аналізу їх з точки зору можливого поліпшення.

Основним критерієм для визначення остаточних варіантів загальних навчальних завдань став кількісний процент студентів, які після виконання цих вправ змогли у пакеті Autodesk Inventor, на достатньому професійному рівні, самостійно опрацювати індивідуальні завдання з деталювання кресленника загального вигляду чи наявного машинобудівного вузла.

Апробація показала, що в якості першого загального завдання доцільно обирати запропоновану нами деталь типу «Кронштейн» (рис. 1).

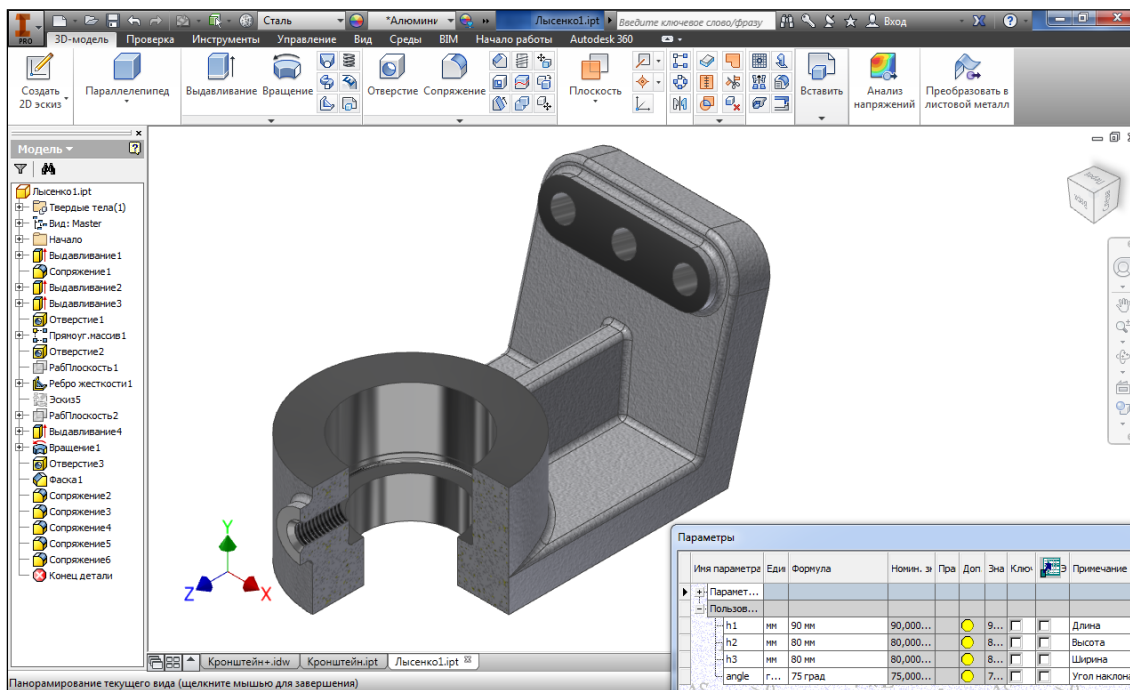


Рис. 1. Модель деталі «Кронштейн» на робочому столі

Тривимірне моделювання «Кронштейну» виконується в середовищі побудови деталі пакету Autodesk Inventor. На цьому етапі студенти повинні серед іншого оволодіти:

- інтерфейсом пакету Autodesk Inventor;
- основними засобами тривимірного моделювання (побудовою та редагуванням ескізів та робочих елементів, операціями формоутворення);
- побудовою стандартних конструктивних елементів (ребер жорсткості, отворів, нарізей, фасок, спряжень);
- засобами редагування моделі та побудови масивів окремих елементів;
- методами параметризації, тобто навчитися при необхідності враховувати на етапі побудови моделі можливі зміни її геометрії;
- наявними можливостями щодо візуалізації моделі.

Головною перевагою моделі, що пропонується, є її кресленник, який студенти виконують разом з викладачем у відповідному середовищі пакету Autodesk Inventor відразу після тривимірного моделювання (рис. 2). Побудова кресленника «Кронштейну» дає змогу застосувати практично все різноманіття можливостей графічного пакету на етапі побудови кресленника за тривимірною моделлю та надати студентам відповідні пояснення щодо:

- створення базового та проекційного видів;
- побудови та повороту допоміжного та місцевого видів;
- виконання перерізу та розтинів (повного та місцевих);
- обрізання виду, перерізу чи розтину;
- створення та редагування виносного елемента;
- редагування позначень виду, виносного елемента, перерізу та розтину;
- побудови осьових ліній та нанесення всіх типів розмірів;
- позначення шорсткостей поверхонь;
- побудови аксонометричної проекції деталі;
- вибору технічних умов з відповідної бібліотеки та заповнення основного напису.

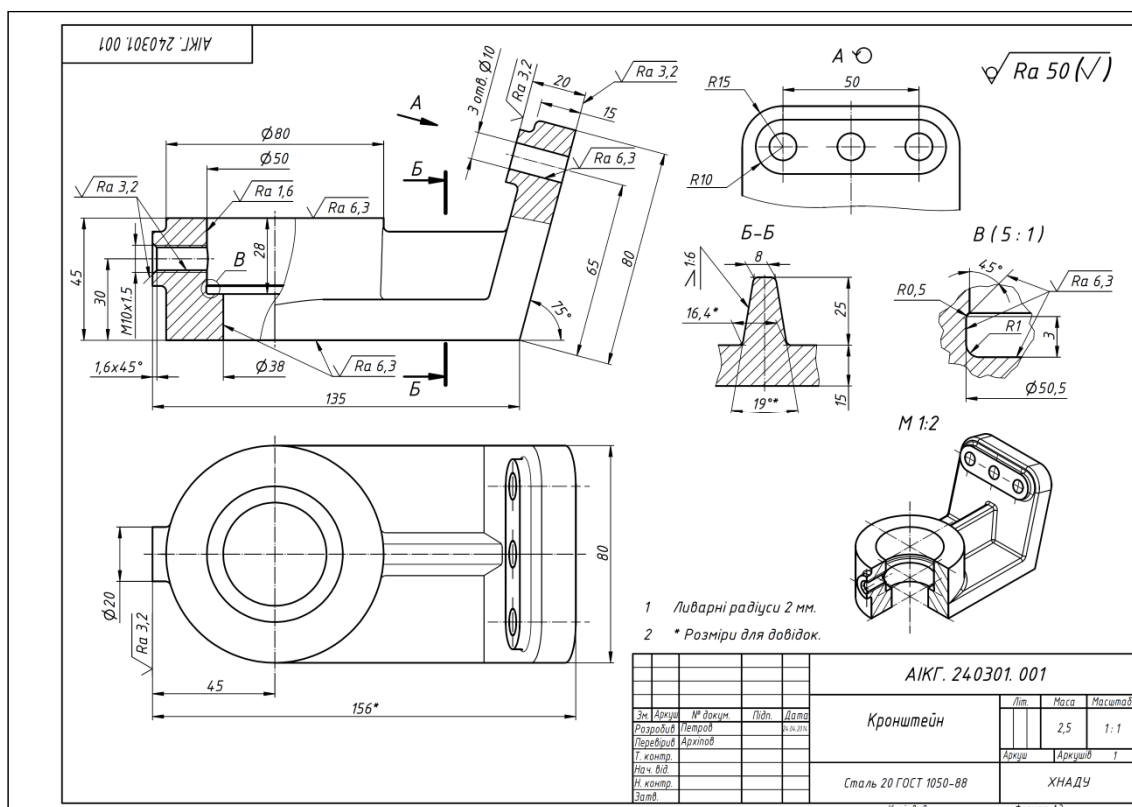


Рис. 2. Робочий кресленик деталі «Кронштейн»

Таким чином, виконання наведеного навчального завдання не тільки знайомить з основними можливостями пакету Autodesk Inventor на етапі побудови тривимірної моделі деталі та створення її кресленика, але й дає змогу нагадати студентам різноманітні вимоги ДСТУ відносно виконання та оформлення конструкторської документації.

Друге загальне навчальне завдання, що нами пропонується, – моделювання деталі типу «Вал» з подальшим створенням відповідного кресленика (рис. 3). Воно дає змогу на етапі тривимірного моделювання ознайомити студентів з «майстрами проектування» пакету Autodesk Inventor, які надають суттєві переваги при проектуванні найбільш поширених деталей машинобудування. «Майстри проектування», доступ до яких стає можливим у середовищі «складання» пакету Autodesk Inventor, дають суттєву перевагу при моделюванні валів, шліців, зубчастих коліс, пружин, кулачків, пружин, рамних конструкцій.

Створення вала виконується в режимі «проектування» при завданні відповідних параметрів на панелі «генератора компонентів вала» (рис. 4). При цьому вал будується з ділянок циліндричної, конічної чи багатогранної форми. На кожній ділянці можуть бути наявними ті чи інші конструктивні елементи.

Обрана нами геометрія вала (рис. 3) не претендує на функціональність, але як навчальна модель цікава великою кількістю різноманітних конструктивних елементів, з особливостями моделювання яких можуть у подальшому виникнути питання у студентів. Як видно з наведеного кресленика, наша деталь типу «Вал» має:

- циліндричні та конічну ділянки;
- фаски та галтелі;
- зовнішню метричну нарізь;
- проточку та канавки для виходу шліфувального круга;
- поперечний отвір;
- лиски під ключ;
- пази під призматичну та сегментну шпонки;
- прямобічні шліці.

З наведеного переліку лише можливість побудови паза під сегментну шпонку не передбачена засобами «майстра проектування» пакету Autodesk Inventor.

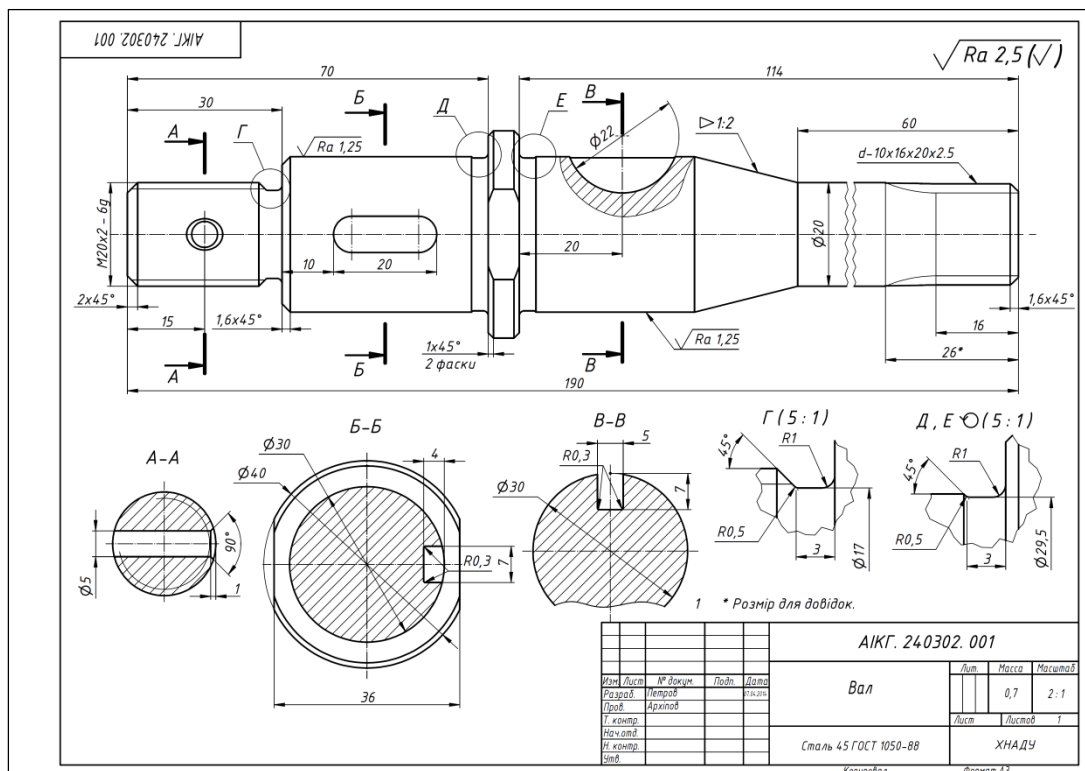


Рис. 3. Робочий кресленник деталі типу «Вал»

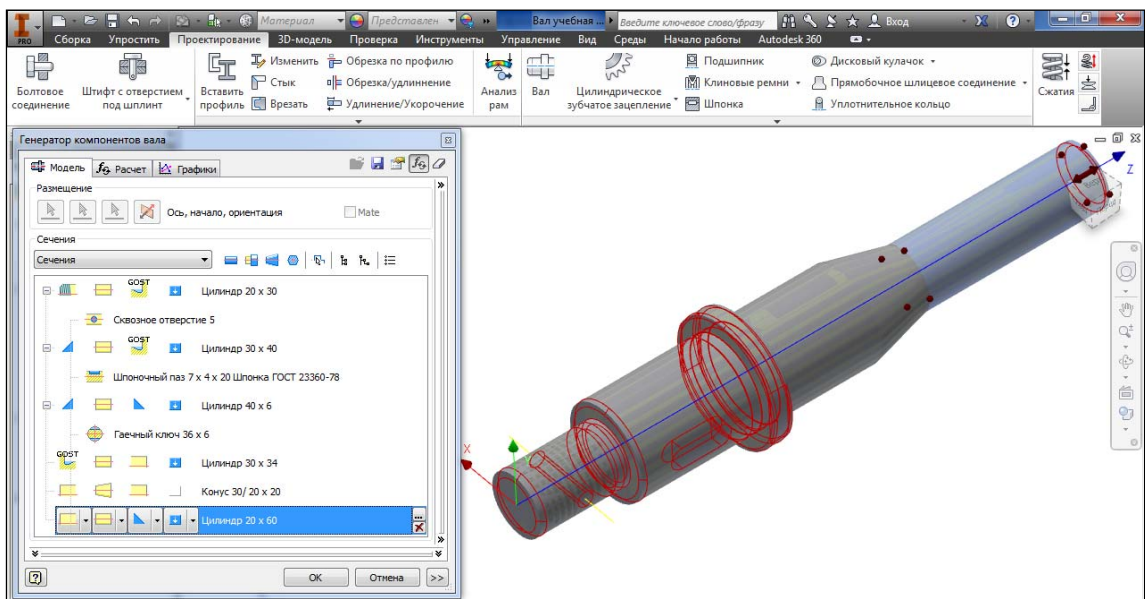


Рис. 4. Моделювання за допомогою «генератора проектування валів»

Паз під сегментну шпонку легко може бути доданий в середовищі редагування деталі з використанням простої операції формоутворення. Що стосується шліців, то вони будуються за допомогою «генератора прямобічних шліцевих з'єднань» (рис. 5). Передбачена у «майстрі проектування» пакету Autodesk Inventor також побудова евольвентних шліців.

За отриманою тривимірною моделлю вала студенти виконують асоціативно пов'язаний з нею кресленник. При цьому вони закріплюють знання щодо створення базового виду та виносних елементів, виконання перерізів та розтинів та їх обрізання (при необхідності), нанесення розмірів та оформлення кресленника. Тут вперше вони знайомляться лише з засобами графічного пакету для побудови розриву (на останній ділянці валу поруч з шліцами, див. рис. 3).

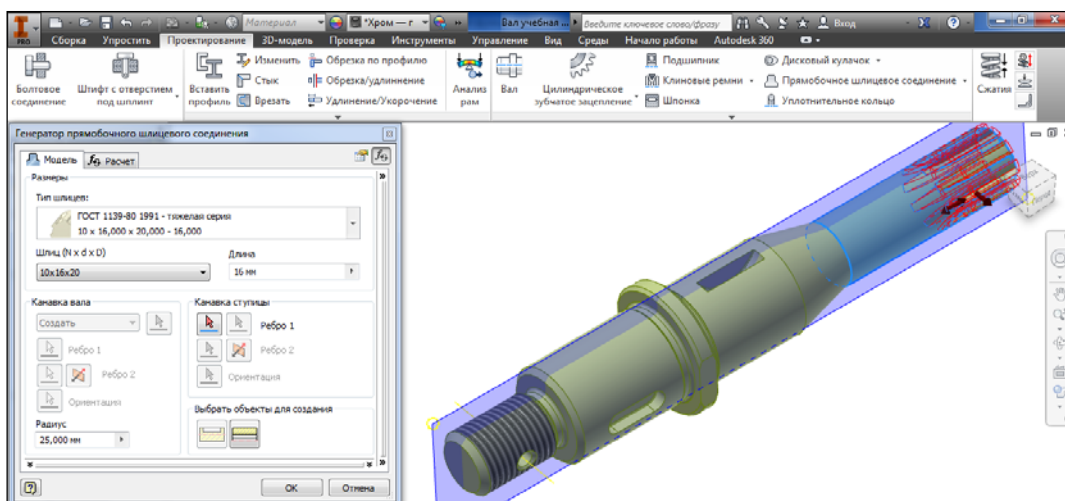


Рис. 5. Застосування «генератора прямих шліцевих з'єднань»

**Висновки та перспективи.** Запропоновані варіанти загальних навчальних завдань досить повно ілюструють широкий діапазон можливостей пакету Autodesk Inventor при побудові тривимірних моделей деталей машинобудування та оформленні конструкторської документації із дотриманням вимог ДСТУ, дають змогу пришвидшити підготовку та підняти професійний рівень студентів технічних спеціальностей.

Результати роботи пройшли апробацію під час проведення практичних занять з комп'ютерної графіки на кафедрі ІКГ ХНАДУ та мали позитивний відгук. Знання, що отримують студенти, після виконання під керівництвом викладачів двох запропонованих навчальних моделей і відповідних креслеників, дозволяють швидко переходити до самостійного комп'ютерного тривимірного моделювання та деталювання машинобудівних вузлів.

Використання розроблених та апробованих авторами матеріалів є доцільним при розробці навчальних програм та проведенні практичних занять з комп'ютерної графіки у ВНЗ технічних напрямків. Планується застосування їх при підготовці методичних вказівок, які будуть сприяти більш якісній самостійній підготовці студентів до виконання курсових робіт з комп'ютерної графіки та деталей машин, допоможуть при оформленні дипломних робіт. Значною мірою отримані результати можуть бути використані не тільки при застосуванні у навчальному процесі пакету Autodesk Inventor, а й інших графічних пакетів, таких як Компас, SolidWorks, T-Flex CAD.

1. Концевич В.Г. Твердотельное моделирование машиностроительных изделий в Autodesk Inventor / В.Г. Концевич. – М.: ДиаСофтЮП, ДМК-Пресс, 2007. – 672 с.
2. Бунаков П.Ю. Технологии цифровых прототипов: Autodesk Inventor 2010 / П.Ю. Бунаков, А.В. Стариков. – М.: ДМК Пресс, 2010. – 944 с.
3. Тремблей Т. Autodesk® Inventor® 2013 и Inventor LT™ 2013. Основы. Официальный учебный курс [пер. с англ. Л. Талхина] / Том Тремблей. – М.: ДМК Пресс, 2013. – 344 с: ил.
4. Розробка конструкторської документації в пакеті «Autodesk Inventor» (розробка тривимірної моделі деталі) з курсу «Комп'ютерна графіка» для студентів технічних спеціальностей: [навчальний посібник] / О.В. Черніков., А.Д. Біріна, О.В. Архіпов, Н.М. Подригалю – Харків: Видавництво ХНАДУ, 2010. – 153 с.
5. Інструкція до розробки конструкторської документації в пакеті «Autodesk Inventor» (методичні вказівки з оформлення креслеників) з курсу «Комп'ютерна графіка» для студентів технічних спеціальностей: [навчальний посібник] / О.В. Черніков., А.Д. Біріна, Н.М. Подригалю, О.В. Архіпов – Харків: Видавництво ХНАДУ, 2012. – 200 с.
6. Боголюбов С.К. Инженерная графика: Учебник для средних специальных учебных заведений / С.К. Боголюбов. – 3-е изд., испр. и доп. – М.: Машиностроение, 2001. – 352 с.
7. Ванін В.В. Инженерная графика / В.В. Ванін, В.В. Перевертун, Т.М. Надкернична, Г.Г. Власюк. – К.: Видавнична група BHV, 2009. – 400 с.

## REFERENCES

1. Kontsevich, V. (2007). *Solid modeling of engineering products in Autodesk Inventor*. [Tverdotel'noe modelirovanie mashinostroitel'nykh izdelij v Autodesk Inventor]. Moscow, Publ. DMK-Press. 672 p.
2. Bunakov, P., & Starikov A. (2010). *Digital Prototyping: Autodesk Inventor 2010*. [Tehnologii cifrovyyh prototipov: Autodesk Inventor 2010]. Moscow, Publ. DMK-Press. 944 p.
3. Tremblay, T. (2013). *Autodesk Inventor 2013 and Autodesk Inventor LT 2013 Essentials*. [transl. from eng. by L. Talhina].

Moscow, Publ. DMK-Press. 344 p.

4. Chernikov, O., Birina, A., Arkhipov, O. & Podryhalo N. (2010). *Development of design documentation in the package «Autodesk Inventor» (development of three-dimensional model of part) on the course "Computer Graphics" for students of technical specialties. Tutorial.* [Rozrobka konstruktorskoj dokumentatsii v paketi «Autodesk Inventor» (Rozrobka tryvumirnoi modeli detali) z kursu «Kompiuterna hrafika» dlia studentiv tekhnichnykh spetsialnostei. Navchalnyi posibnyk]. Kharkiv, KhNADU Publ. 153 p.

5. Chernikov, O., Birina, A., Arkhipov, O. & Podryhalo N. (2012). *Instructions to the development of design documentation in the package «Autodesk Inventor» (guidance on drawings complying) on the course "Computer Graphics" for students of technical specialties. Tutorial.* [Instruktsiia do rozrobky konstruktorskoj dokumentatsii v paketi «Autodesk Inventor» (metodychni vkazivky z oformlennia kreslenykyv) z kursu «Kompiuterna hrafika» dlia studentiv tekhnichnykh spetsialnostei. Navchalnyi posibnyk.]. Kharkiv, KhNADU Publ. 200 p.

6. Bogoljubov, S. (2001). *Engineering Graphics: A Textbook for specialized secondary schools. 3rd ed.* [Inzhenernaja grafika: Uchebnyk dlja srednih special'nyh uchebnyh zavedenij. 3-e izd.]. Moscow, Mashinostroenie Publ. 352 p.

7. Vanin, V., Perevertun, V., Nadkernychna, T. & Vlasiuk, H. (2009). *Engineering Graphics.* [Inzhenerna hrafika]. Kyiv, BHV Publ. 400 p.

**Архіпов А.В., Жиров Е.В. Подготовка и апробация усовершенствованных учебных заданий по компьютерной графике при работе в пакете Autodesk Inventor.**

Проведен анализ наиболее существенных возможностей пакета Autodesk Inventor при построении трехмерных моделей деталей и выполнении их чертежей. Приведены разработанные и апробированные примеры трехмерных моделей машиностроительных деталей и соответствующих чертежей, которые не являются сложными, но их построение требует достаточно полного применения возможностей пакета Autodesk Inventor. Сформулирован перечень основных знаний и навыков, которыми необходимо овладеть для освоения особенностей трехмерного моделирования в среде создания детали. На примере «Генератора валов» и «Генератора шлицевых соединений» представлены возможности и особенности применения «Мастеров проектирования» Autodesk Inventor. Его использование дает существенное преимущество при моделировании валов, шлицев, зубчатых колес, пружин, кулачков, пружин, рамных конструкций. Выполнение чертежей, ассоциативно связанных с предлагаемыми моделями, позволяет получить и закрепить знания по созданию базового, проекционных и дополнительных видов, выполнению выносных элементов, сечений, разрезов, их обрезке, нанесению размеров и оформлению чертежа. Материалы могут быть использованы при изучении курса компьютерной графики.

**Ключевые слова:** компьютерная графика, трехмерное моделирование, Autodesk Inventor, Мастера проектирования, машиностроительное черчение.

**Arkhipov O., Zhyrov Ye. Preparation and testing of improving educational tasks in computer graphics using the Autodesk Inventor software.**

An analysis of the most significant opportunities Autodesk Inventor software in the construction of three-dimensional models of parts and the performance of their drawings. Shows developed and tested examples of three-dimensional models of engineering components and related drawings that are not complex, but their construction requires a complete application opportunities Autodesk Inventor software. List of the core competencies and skills for the development of three-dimensional modeling features in the authoring environment details have been formulated. For example, a "Shaft Generator" and "Parallel Splines Generator" presented and features of the use of Autodesk Inventor's "Design Accelerator". Its application provides a significant advantage in the simulation shafts, splines, gears, springs, cams, springs, frame structures. Execution of drawings, which associated with the proposed models allows you to consolidate the knowledge dealing with the creation, projection and other species, the implementation of remote elements, cross-sections, sections and cutting, dimensioning and design drawings. Materials can be used during the study course of computer graphics.

**Keywords:** computer graphics, three-dimensional modeling, Autodesk Inventor, Design Accelerator, engineering drawings.

**АВТОРИ:**

**АРХІПОВ Олександр Володимирович**, кандидат технічних наук, доцент кафедри інженерної та комп'ютерної графіки, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, e-mail: [alex.khadi.kharkov@gmail.com](mailto:alex.khadi.kharkov@gmail.com)

**ЖИРОВ Євгеній Валерійович**, студент, кафедра інженерної та комп'ютерної графіки, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, e-mail: [shaurmen12@mail.ru](mailto:shaurmen12@mail.ru)

**АВТОРЫ:**

**АРХИПОВ Александр Владимирович**, кандидат технических наук, доцент кафедры инженерной и компьютерной графики, Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет, e-mail: [alex.khadi.kharkov@gmail.com](mailto:alex.khadi.kharkov@gmail.com)

**ЖИРОВ Евгений Валериевич**, студент, кафедра инженерной и компьютерной графики, Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет, e-mail: [shaurmen12@mail.ru](mailto:shaurmen12@mail.ru)

**AUTHORS:**

*Oleksandr ARKHIPOV*, Ph.D. in Engineering, Assoc. Professor of Engineering and Computer Graphics Department, Kharkiv National Automobile and Highway University, e-mail: [alex.khadi.kharkov@gmail.com](mailto:alex.khadi.kharkov@gmail.com)

*Yevhenii ZHYROV*, student, Engineering and Computer Graphics Department, Kharkiv National Automobile and Highway University, [shaurmen12@mail.ru](mailto:shaurmen12@mail.ru)

**РЕЦЕНЗЕНТИ:**

*ЧЕРНИКОВ О. В.*, доктор технічних наук, професор, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, завідувач кафедри інженерної та комп'ютерної графіки, м. Харків, Україна.

*ШОМАН О. В.*, доктор технічних наук, професор, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», завідувач кафедри геометричного моделювання та комп'ютерної графіки, м. Харків, Україна.

*ПУСТЮЛЬГА С. І.*, доктор технічних наук, професор, Луцький національний технічний університет, декан машинобудівного факультету, м. Луцьк, Україна.

**РЕЦЕНЗЕНТЫ:**

*ЧЕРНИКОВ О. В.*, доктор технических наук, профессор, Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет, зав. кафедры инженерной и компьютерной графики, г. Харьков, Украина.

*ШОМАН О. В.*, доктор технических наук, профессор, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», зав. кафедры геометрического моделирования и компьютерной графики, г. Харьков, Украина.

*ПУСТЮЛЬГА С. И.*, доктор технических наук, профессор, Луцкий национальный технический университет, декан машиностроительного факультета, г. Луцк, Украина.

**REVIEWERS:**

*O. CHERNIKOV*, Doctor of Science in Engineering, Professor, Kharkiv National Automobile and Highway University, Head of Engineering and Computer Graphics Department, Kharkiv, Ukraine.

*O. SHOMAN*, Doctor of Science in Engineering, Professor, National Technical University «Kharkiv Polytechnic Institute», Head of Geometric Modeling and Computer Graphics Department, Kharkiv, Ukraine.

*S. PUSTIULHA*, Doctor of Science in Engineering, Lutsk National Technical University, Dean of Mechanical Engineering Faculty, Lutsk, Ukraine.

Стаття надійшла в редакцію 29.04.2015р.

Біліченко В.В., Романюк С.О.  
*Вінницький національний технічний університет*

## ПРОЕКТ РОЗВИТКУ ВИРОБНИЧО-ТЕХНІЧНОЇ БАЗИ АВТОТРАНСПОРТНИХ ПІДПРИЄМСТВ В СУЧАСНИХ УМОВАХ ГОСПОДАРЮВАННЯ

Запропоновано три можливі варіанти проекту розвитку виробничо-технічної бази автотранспортних підприємств на основі критерію поточних витрат, пов'язаних з наданням послуг з технічної підготовки автотранспортним засобам внутрішніх і зовнішніх клієнтів.

**Ключові слова:** виробничо-технічна база, автотранспортне підприємство, проект, розвиток, технічна підготовка.

**Постановка проблеми.** Стабільна робота усіх видів транспорту є невід'ємною умовою нормального функціонування економіки України. Тим часом, в останні роки, становище в транспортно-дорожньому комплексі країни значно погіршилося. Внаслідок спаду обсягів перевезень, у 90-ті роки ХХ та у перші роки ХХІ століття, різко скоротилися прибутки автотранспортних підприємств (АТП), хронічною стала криза платежів, граничного рівня досягла спрацьованість як активної, так і пасивної частини основних виробничих фондів АТП, що призводить до зростання потреб в оновленні рухомого складу, відновленні та модернізації виробничо-технічної бази (ВТБ). Незадовільно вирішуються питання технічних інновацій і технологічної модернізації виробництва, не забезпечуються необхідні соціальні умови працівників галузі.

Основними причинами зниження об'ємів перевезень стала загальна криза в економіці України, скорочення обсягів виробництва основних вантажоутворюючих галузей, скорочення експортно-імпортних перевезень, неподання вантажів для перевезення у заявлених обсягах, нестача транспортних засобів, незадовільний їх стан, недостатня спеціалізація, обмеження можливості оновлення техніки, велика вартість забезпечення транспорту паливом і запчастинами. Стан галузі погіршується також у зв'язку з незадовільною ВТБ, неможливістю її оновлення через відсутність коштів, а в ряді випадків – внаслідок збитковості транспортних підприємств.

Темпи оновлення основних фондів на транспорті в кілька разів нижчі, ніж в інших галузях. Слід зазначити, що питомі витрати палива й енергії на 30-50% вищі, ніж на транспорті розвинених зарубіжних країн.

Створення конкурентоспроможної, соціально орієнтованої ринкової економіки, здатної подолати інфляційні процеси і глибокий спад виробництва в Україні, потребує проведення активної структурної та інноваційної політики.

Для виходу з кризового стану всіх галузей економіки України, в тому числі й найважливіших базових галузей промисловості, є необхідним якнайшвидше здійснення технічної і організаційної реконструкції вітчизняних підприємств, результатом якої було б підвищення якісного рівня стану виробничої бази і досягнення такого рівня техніки і технології, котрий дав би змогу національним підприємствам випускати продукцію високої якості та забезпечити її конкурентоспроможність на світових ринках.

Проблема раціонального розвитку ВТБ підприємств автомобільного транспорту – одна з найактуальніших проблем у забезпеченні ефективності експлуатації рухомого складу.

Завдання технічного розвитку АТП полягає в удосконаленні технології і устаткування з метою підвищення ефективності виробництва і якості технічного обслуговування та ремонту (ТО та Р) автомобільних транспортних засобів (АТЗ).

Основними факторами, що зумовлюють необхідність технічного розвитку підприємств, є моральне старіння техніки і технології, здійснення переходу до ресурсозберігаючих і безвідходних технологій, впровадження заходів щодо охорони навколишнього середовища, зміни в організації виробництва, обслуговування та ремонту АТЗ, розв'язання завдань соціального розвитку колективів автотранспортних підприємств.

Досягти істотного підвищення технічного рівня виробництва можна, насамперед, за рахунок перебудови інвестиційної і структурної політики, концентрації ресурсів на найважливіших напрямках науково-технічного прогресу. Для технічної політики на сучасному етапі важливим є технічне переозброєння і реконструкція підприємств. При цьому на перший план висуваються питання вибору



форми розвитку ВТБ підприємства. **Мета роботи** – розробити раціональний проект розвитку виробничо-технічної бази автотранспортних підприємств для забезпечення ефективної експлуатації парку автотранспортних засобів.

**Результати досліджень.** Матеріальною основою АТП для підтримання парку автомобілів у працездатному стані є ВТБ, тобто сукупність будівель, споруд, обладнання, оснастки та інструменту, які забезпечують технічне обслуговування, поточний ремонт, та зберігання рухомого складу і створюють необхідні умови для роботи персоналу. Це свідчить про актуальність розв'язання проблеми раціонального розвитку ВТБ, яка великою мірою впливає на техніко-економічні показники роботи АТП.

Структуру фондів, які утворюють ВТБ, також можна уявити як таку, що складається з пасивної (будівлі, споруди) й активної (технічне устаткування, інструмент, пристрої) частин. Проект розвитку (оновлення) ВТБ АТП можна класифікувати відповідно до чинної класифікації процесів відтворення основних фондів і напрямів капіталовкладень. Згідно з останньою, розрізняють такі процеси:

- технічне переозброєння;
- модернізація виробничого потенціалу;
- реконструкція підприємств з впровадженням новітніх технологій;
- розширення виробництва при досить високому рівні конкурентоспроможності продукції;
- нове будівництво.

У практиці розвитку діючих АТП оновлення ВТБ як спосіб впровадження нової техніки, технології, прогресивних форм організації ТО та Р АТЗ не набуло комплексного застосування з ряду причин [1]. По-перше, через обмеженість або відсутність принципово нової техніки для заміни на всіх технологічних процесах ТО та Р АТЗ. На діючих АТП здійснюється заміна фізично спрацьованого устаткування аналогічним новим і не на всіх технологічних процесах, а лише на окремих виробничих ділянках. Таке оновлення не вносить якісної зміни у ВТБ та її технічний рівень і є екстенсивною формою розвитку. По-друге, не розроблено організаційних заходів щодо створення умов технічного переоснащення на конкретному підприємстві. По-третє, оновлення активної частини фондів поліпшує виробничі та соціальні умови праці робітників, забезпечує раціональне розміщення нового устаткування в старих (придатних) виробничих приміщеннях, оновлення технічного устаткування спричиняє перебудову й перепланування будівель і споруд, тобто пасивних фондів.

Таким чином, реконструкція ВТБ поєднується із технічним переоснащенням, при цьому останнє є частиною реконструкції.

Ситуація, яка складається на практиці щодо розвитку ВТБ, дає підстави вважати реконструкцію найбільш поширеною та узагальненою формою реалізації науково-технічного прогресу на АТП. Вона охоплює процес розширення і технічного переоснащення виробничо-технічної бази діючих АТП. Реконструкція може забезпечити перехід від індивідуального ТО та Р в рамках замкнутого технічного циклу окремого АТП до розвитку спеціалізованого виробництва і кооперативних форм зв'язків між виробничими підрозділами та створення індустріальної технології ТО та Р АТЗ.

Таким чином, розвиток виробничої системи АТП передбачається, значною мірою, через оновлення об'єктів основних виробничих фондів ВТБ, шляхом реалізації відповідних проектів.

При цьому за власне розвиток ВТБ АТП можна розглядати як відокремлені часовими межами інвестиційні заходи з виконання технологічної послідовності робіт для створення в рамках встановлених термінів і бюджетних обмежень оновленого об'єкта основних виробничих фондів АТП, наявність та використання яких необхідні для ефективної реалізації стратегічних цілей розвитку АТП [2].

Під оновленням ВТБ АТП будемо розуміти матеріальне втілення концепції та проектно-кошторисної документації оновленого об'єкта основних виробничих фондів.

Результатом оновленням ВТБ АТП є можливість технічної експлуатації вищезазначеного об'єкта основних виробничих фондів.

Основні виробничі фонди АТП, які були оновлені в процесі реалізації інвестиційних проектів, можуть мати більший термін життя, ніж стратегії розвитку, які мають забезпечити досягнення корпоративних цілей, через поєднання ресурсів підприємства з умовами зовнішнього середовища в якому більш ефективний спосіб. Крім того, поширеною є ситуація, коли раніше обрана стратегія продовжує діяти, проте, в умовах зовнішнього на внутрішнього середовищ, що змінюються, її реалізація забезпечується відмінними від обраних раніше засобами. Разом з тим, прийняті рішення щодо здійснення капіталовкладень, як правило, не можна швидко змінити і, в подальшому, вони суттєво впливають на адаптаційні можливості організації. На практиці це призводить до того, що розроблення варіантів наступних стратегій і вибір раціональної повинні здійснюватися з урахуванням

існуючих в організації виробничих потужностей. Проте, як правило, стратегія, що приймається, не в змозі забезпечити повне використання наявних ресурсів організації, в цілому, і основних виробничих фондів, зокрема. Це зумовить певні, часом значні, витрати, які пов'язані з утриманням надлишкових виробничих потужностей або продажем основних виробничих фондів. Визначити суттєвість впливу на стратегічні плани організації результатів реалізації окремих інвестиційних проектів можна, застосувавши показники, що враховують стратегічні перспективи інвестиційних проектів [3].

Формування проекту розвитку ВТБ АТП ґрунтується на визначенні раціонального варіанта використання виробничої потужності (стаціонарної потужності) АТП. Дані варіанти можуть бути зведені до трьох основних (рис. 1), які виходять з того, що наявна виробнича потужність, яка, як відомо, обмежена ВТБ та є її функцією, потенційно може використовуватись відповідно до потенційних засад стратегічного розвитку виробничої системи АТП таким чином:

1) для надання послуг з технічної підготовки АТЗ внутрішнім клієнтам, тобто власне АТП (вертикальна інтеграція);

2) для надання послуг з технічної підготовки АТЗ зовнішнім клієнтам, тобто іншим АТП, окремим перевізникам тощо (горизонтальна інтеграція);

3) не використовуватись, тобто в подальшому можлива ліквідація і відповідно продаж як діючого бізнесу або за ліквідаційною вартістю.

При визначенні раціонального варіанта використання виробничої потужності АТП доцільно враховувати такі фактори:

- характеристики попиту АТП на послуги з технічної підготовки АТЗ;
- можливість придбання послуг з технічної підготовки АТЗ АТП ззовні прийнятної якості;
- змінні витрати використання виробничої потужності АТП при наданні послуг з технічної підготовки АТЗ внутрішнім і зовнішнім клієнтам;

- постійні витрати використання виробничої потужності при наданні послуг з технічної підготовки АТЗ внутрішнім і зовнішнім клієнтам, а також при придбанні зазначених послуг АТП ззовні;

- ціну придбання послуг з технічної підготовки АТЗ АТП ззовні як ринкову ціну;

- ціну послуг з технічної підготовки, які пропонуються АТП зовнішнім клієнтам, як ринкову ціну;

- характеристики попиту на послуги з технічної підготовки АТЗ, які пропонуються АТП зовнішнім клієнтам.

Вибір раціонального варіанта ґрунтується на забезпеченні максимальної ринкової вартості АТП. За раціональний виступає варіант, за яким ринкова вартість АТП оцінюється на рівні:

$$P_p = \max(P_1, P_2, P_3), \quad (1)$$

де  $P_1, P_2, P_3$  – ринкова вартість АТП за умов використання результату проекту розвитку ВТБ АТП для надання послуг з технічної підготовки, відповідно, внутрішнім клієнтам (перший варіант), зовнішнім клієнтам (другий варіант) або продажу (третій варіант).

Коли розглядати АТП за економічну одиницю, яка діє раціонально, ігноруючи, наприклад, можливість виникнення такого різновиду конфлікту посередників як «менеджер-власник», то в ринкових умовах за ціль вищого рівня (глобальну ціль) воно буде мати максимізацію добробуту своїх власників, якщо, звичайно, не визначає себе як неприбуткову організацію. Разом з тим, погляди на те, що повинно слугувати вимірником такого добробуту, різняться.

Деякі дослідники продовжують використовувати за вимірник добробуту власників підприємства показник прибутку в цілому і, відповідно, на одну акцію для акціонерних товариств. Виходячи з цього критерію, кожне рішення аналізується з точки зору того внеску, який воно вносить до прибутку підприємства. Разом з тим, загальноприйняті принципи обчислення прибутку не дають можливості врахувати ряд важливих факторів, що об'єктивно знижує цінність використання зазначеного показника для критерію оцінювання добробуту власників підприємства [3].

По-перше, при визначенні прибутку до уваги не беруться зміни в рівні ризику, хоч останні можуть бути тісно пов'язані з власне змінами у величині прибутку. Коли АТП, наприклад, збільшує прибуток, розпочавши реалізацію відносно ризикованіших інвестиційних проектів або збільшуючи частку кредитів в загальній структурі капіталу, то ринок і акціонери не завжди вважають таке збільшення достатньою компенсацією за прийнятий додатковий ризик.

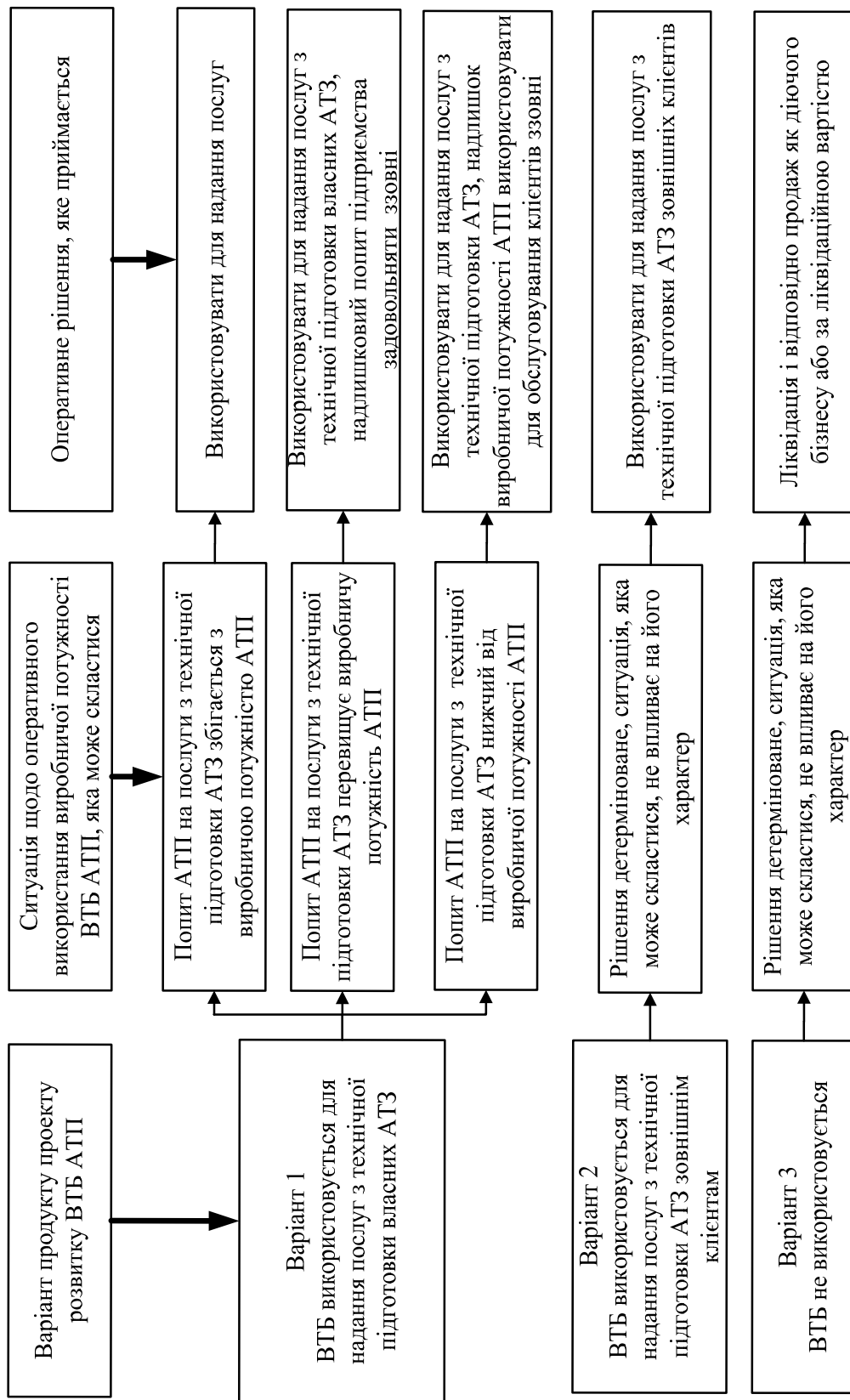


Рисунок 1 – Проект розвитку ВТБ АТП

По-друге, при визначенні прибутку ігнорується розподіл вигід і витрат у часі. Відомо, згідно з концепцією вартості грошей у часі, що вигоди і витрати більш ранніх періодів є більш значущими. По-третє, узагальнювальний аналіз принципів обчислення показника «прибуток» свідчить про відсутність єдиного міжнародного універсального тлумачення останнього.

З позиції сьогодення, на думку багатьох дослідників, найбільш досконалим вимірником добробуту власників підприємства, вільним від вищевказаних недоліків, виступає ринкова вартість підприємства.

Фундаментальними джерелами оцінювання вартості стали роботи Дж. Вільямса, М. Міллера і

Ф. Модільяні [4]. В подальшому, в прикладних дослідженнях експертів McKinsey & Company та інших консалтингових фірм, теорія оцінювання вартості була подана як ефективний засіб оцінювання стратегічних рішень підприємств різної галузевої належності у взаємозв'язку з управлінськими рішеннями інших рівнів.

При визначенні ринкової вартості підприємства для цілей укладання угод купівлі-продажу, оподаткування, розгляду судових справ тощо, як відомо, повинні застосовуватися методи, які ґрунтуються на вартості активів (витратний підхід), угодах з купівлі-продажу аналогів (ринковий підхід) та прогнозах майбутніх доходів (дохідний підхід). Спираючись на результати розрахунків за цими методами, експерт готує підсумковий висновок щодо величини ринкової вартості підприємства. Як видно, лише один з підходів, а саме дохідний, дозволяє оцінювати вартість підприємства, виходячи з прогнозу майбутніх результатів його роботи, за вимірники яких при цьому використовується показник чистого грошового потоку. Розробляючи варіанти стратегії подальшого розвитку підприємство прогнозує різні результати своєї діяльності на майбутнє – як в абсолютному вимірі, так і щодо їх розподілу у часі. Таким чином, і вартість підприємства, що визначається за методом приведених грошових потоків, буде різною, тобто відповідати тим припущенням, які було проголошено при розробленні відповідних стратегій. Застосовуючи метод приведених грошових потоків ми також матимемо можливість врахувати рівень ризику, який пов'язується з реалізацією окремих стратегій, зокрема шляхом коригування показника дохідності, що вимагається, – вартості капіталу (ставка дисконту).

В найбільш загальному вигляді ринкова вартість може бути визначена за таким різновидом методу приведених грошових потоків, як метод непрямої капіталізації:

$$P_p = \sum_{t=1}^T \frac{NCF_t}{(1+k)^t} + \frac{NCF_T(1+g)}{(k-g)(1+k)^T}, \quad (2)$$

$$k > g,$$

де  $NCF_t = NCFO_t + NCFI_t + NCFE_t$  – чистий грошовий потік від діяльності АТП в часовому періоді  $t, t = \overline{1, T}$ ;

$NCFO_t = NP_t + A_t$  – чистий грошовий потік від операційної діяльності АТП в часовому періоді  $t, t = \overline{1, T}$ ;

$NP_t = R_t - CP_t - CA_t - CD_t - TX_t$  – чистий прибуток від діяльності АТП в часовому періоді  $t, t = \overline{1, T}$ ;

$R_t$  – чистий дохід від діяльності АТП в часовому періоді  $t, t = \overline{1, T}$ ;

$CP_t$  – собівартість реалізованої продукції АТП в часовому періоді  $t, t = \overline{1, T}$ ;

$CA_t$  – адміністративні витрати АТП в часовому періоді  $t, t = \overline{1, T}$ ;

$CD_t$  – витрати АТП на збут в часовому періоді  $t, t = \overline{1, T}$ ;

$TX_t$  – податкові відрахування, пов'язані з діяльністю АТП в часовому періоді  $t, t = \overline{1, T}$ ;

$A_t$  – негрошові (умовні) витрати, в тому числі амортизаційні нарахування, АТП в часовому періоді  $t, t = \overline{1, T}$ ;

$NCFI_t$  – чистий грошовий потік від інвестиційної діяльності АТП в часовому періоді  $t, t = \overline{1, T}$ ;

$NCFE_t$  – чистий грошовий потік від фінансової діяльності АТП в часовому періоді  $t, t = \overline{1, T}$ ;

$k$  – вартість власного капіталу АТП;

$T$  – кількість часових періодів у терміні прогнозування за умовами функціонування АТП;

$g$  – темпи приросту чистого грошового потоку від діяльності АТП в залишковому (термінальному) періоді.

Викликає інтерес опис поданих варіантів математичною моделлю. При цьому, аналізуючи ринкову вартість АТП, за змінні величини, на які істотно впливає вибір варіантів використання продукту розвитку ВТБ, виступають поточні витрати, пов'язані з наданням послуг з технічної підготовки АТЗ внутрішніх і зовнішніх клієнтів.

При цьому ми виходимо з припущення, що АТП продовжує надавати послуги з перевезення пасажирів і/або вантажів і, відповідно, продовжує потребувати послуг з технічної підготовки АТЗ.

Таким чином, задача визначення раціонального варіанта використання результату проекту

розвитку ВТБ АТП за критерієм ринкової вартості останнього лише буде зведена до задачі визначення поточних витрат, пов'язаних з забезпеченням технічної підготовки АТЗ АТП за відповідними варіантами.

Отже, ми будемо виходити з необхідності досягнення високого рівня задоволення попиту на послуги з технічної підготовки АТЗ АТП, беручи до уваги, що останній, в окремих встановлених короткострокових періодах, носить випадковий характер. Це вимагає проведення досліджень з використанням методів стохастичного моделювання.

Витрати на забезпечення послуг з технічної підготовки АТЗ АТП за першим варіантом використання результату проекту розвитку ВТБ АТП можна описати так. Нехай попит АТП на послуги з технічної підготовки АТЗ, який за даних умов ототожнюється з попитом на виробничу потужність, у встановленому періоді є випадковою величиною  $X$  з щільністю розподілу  $f(x)$ . Припустимо, що коли виявиться, що попит  $X > W$ , де  $W$  – виробнича потужність АТП за першим варіантом використання результату проекту розвитку ВТБ, то АТП має змогу придбати «додаткові» послуги з технічної підготовки АТЗ в обсязі  $X - W$  ззовні. Коли ж виявиться, що попит  $X < W$ , то виробнича потужність, яка виявилася надлишковою, може бути використана АТП для надання послуг з технічної підготовки АТП зовнішнім клієнтам.

Таким чином, витрати АТП на технічну підготовку АТЗ АТП, коли ВТБ використовується для надання послуг з технічної підготовки внутрішнім клієнтам, можна записати:

$$C_1 = C_{11} + C_{12} + C_{13}, \quad (3)$$

де  $C_{11} = a_1 + b_1 W + s_1 \left( \int_0^W x f(x) dx + W \int_W^\infty f(x) dx \right)$  – витрати АТП на технічну підготовку АТЗ;

$C_{12} = r_1 \int_W^\infty (x - W) f(x) dx$  – витрати АТП на придбання послуг з технічної підготовки АТЗ ззовні;

$C_{13} = (r_1' - s_1') \int_0^W (W - x) f(x) dx$  – прибуток (збиток) від використання надлишкової виробничої потужності для надання послуг з технічної підготовки АТЗ зовнішнім клієнтам;

$a_1, b_1$  – коефіцієнти залежності, яка визначає постійні витрати, пов'язані з використанням виробничої потужності у встановленому періоді за першим варіантом використання результату проекту розвитку ВТБ;

$s_1, s_1'$  – змінні витрати, пов'язані з експлуатацією виробничої потужності при наданні послуг з технічної підготовки АТЗ внутрішнім і зовнішнім клієнтам відповідно;

$r_1, r_1'$  – ціна послуг з технічної підготовки АТЗ, які закупаються ззовні і які реалізуються зовнішнім клієнтам за першим варіантом використання результату проекту розвитку ВТБ відповідно.

Якщо розглядати виробничу потужність як дискретну величину, наприклад, в умовах використання ліній або постів ТО та Р, то наведене рівняння (3) можна подати у вигляді:

$$C_1 = a_1 + b_1 W + s_1 \left( \sum_{x=0}^W x f_x + W \sum_{x=W+1}^\infty f_x \right) + r_1 \sum_{x=0}^{W-1} (W - x) f_x + (r_1 - S_1) \sum_{x=W}^\infty (x - W) f_x, \quad (4)$$

де  $f_x$  – ймовірність значення випадкової величини  $x$ .

У другому випадку (див. рис. 1), коли продуктом проекту розвитку ВТБ є ВТБ, що використовує послуги ззовні, то витрати АТП на придбання послуг з технічної підготовки АТЗ можна подати у вигляді:

$$C_2 = a_2 + b_2 W_2 + r_2 \int_0^\infty x f(x) dx - (r_2' - S_2') \left( \int_0^{W_2} y g(y) dy + W_2 \int_{W_2}^\infty g(y) dy \right), \quad (5)$$

де  $W_2$  – виробнича потужність АТП за другим варіантом використання результату проекту розвитку ВТБ;

$a_2, b_2$  – коефіцієнти залежності, яка визначає постійні витрати, пов'язані з використанням виробничої потужності у встановленому періоді за другим варіантом використання результату проекту розвитку ВТБ;

$r_2$  – ціна послуг з технічної підготовки АТЗ, які закупаються ззовні за другим варіантом

використання результату проекту розвитку ВТБ;

$r'_2$  – ціна послуг з технічної підготовки АТЗ, які надаються зовнішнім клієнтам, за другим варіантом використання результату проекту розвитку ВТБ;

$S'_2$  – змінні витрати, пов'язані з експлуатацією виробничої потужності при наданні послуг з технічної підготовки АТЗ зовнішнім клієнтам за другим варіантом використання результату проекту розвитку ВТБ;

$y$  – випадкова величина попиту на послуги з технічної підготовки АТЗ за другим варіантом використання результату проекту розвитку ВТБ у встановленому періоді, які пропонуються АТП зовнішнім клієнтам;

$g(y)$  – щільність розподілу попиту на послуги з технічної підготовки АТЗ за другим варіантом використання результату проекту розвитку ВТБ у встановленому періоді, які пропонуються АТП зовнішнім клієнтам.

У третьому випадку (див. рис. 1), коли продуктом проекту розвитку ВТБ є ВТБ, яка не передбачається для подальшого використання АТП, тобто можлива її ліквідація, то відповідні поточні витрати можна записати у вигляді:

$$C_3 = a_3 + b_3 W_3 + r_3 \int_0^{\infty} x f(x) dx, \quad (6)$$

де  $W_3$  – виробнича потужність АТП за третім варіантом використання результату проекту розвитку;

$a_3, b_3$  – коефіцієнти залежності, яка визначає постійні витрати, пов'язані з використанням виробничої потужності у встановленому періоді за третім варіантом використання результату проекту розвитку ВТБ;

$r_3$  – ціна послуг з технічної підготовки АТЗ, які закупаються ззовні за третім варіантом використання результату проекту розвитку ВТБ.

При впровадженні запропонованої системи моделей, рівняння (1)-(6), постає задача визначення законів розподілу випадкових величин попиту на послуги з технічної підготовки АТЗ, які надаються ВТБ АТП внутрішнім і зовнішнім клієнтам. Коли попит описується нормальним законом розподілу, то функція витрат на послуги з технічної підготовки АТЗ за варіантами розвитку ВТБ набуде вигляду:

- за першим варіантом:

$$\begin{aligned} C_1 = & a_1 + b_1 W_1 + S_1 \left\{ m_x \Phi^* \left( \frac{W_1 - m_x}{\sigma_x} \right) - \sigma_x \varphi \left( \frac{W_1 - m_x}{\sigma_x} \right) + W_1 \left[ 1 - \Phi^* \left( \frac{W_1 - m_x}{\sigma_x} \right) \right] \right\} + \\ & + r_1 \left\{ (m_x - W_1) \left[ 1 - \Phi^* \left( \frac{W_1 - m_x}{\sigma_x} \right) \right] + \sigma_x \varphi \left( \frac{W_1 - m_x}{\sigma_x} \right) \right\} - \\ & - (r'_1 - S'_1) \left[ (W_1 - m_x) \Phi^* \left( \frac{W_1 - m_x}{\sigma_x} \right) + \sigma_x \varphi \left( \frac{W_1 - m_x}{\sigma_x} \right) \right], \end{aligned} \quad (7)$$

- за другим варіантом:

$$\begin{aligned} C_2 = & a_2 + b_2 W_2 + r_2 m_x + (r'_2 - S_2) \times \\ & \times \left\{ m_y \Phi^* \left( \frac{W - m_y}{\sigma_y} \right) - \sigma_y \varphi \left( \frac{W - m_y}{\sigma_y} \right) + W \left[ 1 - \Phi^* \left( \frac{W - m_y}{\sigma_y} \right) \right] \right\}, \end{aligned} \quad (8)$$

а за третім –

$$C_3 = a_3 + b_3 W_3 + r_3 m_x, \quad (9)$$

де  $m_x, \sigma_x$  – відповідно, математичне сподівання і середнє квадратичне відхилення попиту на послуги з технічної підготовки АТЗ внутрішнім клієнтам АТП у встановленому періоді;

$\Phi^* \left( \frac{W - m_x}{\sigma_x} \right)$  – функція розподілу стандартної нормальної випадкової величини;

$\varphi \left( \frac{W - m_x}{\sigma_x} \right)$  – щільність нормального розподілу (стандартизованого);

$m_y, \sigma_y$  – відповідно, математичне сподівання і середнє квадратичне відхилення попиту на послуги з технічної підготовки АТЗ зовнішніх клієнтів у встановленому періоді.

**Висновки.** Розроблено аналітичну стохастичну модель формування закінченої концепції розвитку ВТБ АТП на фазі попередньої експлуатації життєвого циклу останнього, яка ґрунтується на визначенні раціонального варіанта використання виробничої потужності АТП за критерієм мінімуму поточних витрат на забезпечення послуг з технічної підготовки АТЗ АТП. Передбачається, що набута виробнича потужність може використовуватись АТП, відповідно до концепційних засад стратегічного розвитку ВТБ, за такими трьома варіантами:

- 1) для надання послуг з технічної підготовки АТЗ внутрішнім клієнтам;
- 2) для надання послуг з технічної підготовки АТЗ зовнішнім клієнтам;
- 3) не використовуватись (з подальшою можливою ліквідацією).

1. Канарчук В. Є. Виробничі системи на транспорті : [підруч.] / В. Є. Канарчук, І. П. Курніков. – К. : Вища школа, 1997. – 359 с.
2. Біліченко В. В. Взаємозв'язок проектів реалізації стратегій розвитку виробничих систем автомобільного транспорту і виробничо-технічної бази / В. В. Біліченко, С. О. Романюк // Вісник СевНТУ: зб. наук. пр. Серія: Машиноприладобудування та транспорт. – 2012. – Вип.134/2012. – С. 242-245.
3. Воркут Т. А. Проектний аналіз : навч. посіб. / Т. А. Воркут. – К. : Укр. центр духовної культури, 2000. – 440 с.
4. Miller D. Strategy Making in Context: Ten Empirical Archetypes / D. Miller, P. H. Friesen // Journal of Management Studies. – 1977. – № 14. – P. 253–279.

## REFERENCES

1. Kanarchuk, V. & Kurnikov, I. (1997). *Production systems on transport*. [Virobnichy systemy na transporti]. Kyiv, Vyshcha Shkola Publ. 359 p.
2. Bilichenko, V. & Romanyuk, S. (2012). Interconnection between projects of implementation of industrial systems of road transport strategies and industrial and technical base. [Vzayemozvyazok projektiv realizatchiy strategiy rozvitku virobnychih system avtomobilnogo transporty i virobничo-tehничnoy bazu]. *Bulletin of the Sevastopol NTU. Series: mechanical, instrument engineering and transportation*. [Visnyk SevNTU. Seriya: Mashyno-pryladobuduvannia ta transport]. Sevastopol. Vol. 134, pp. 242-245.
3. Vorkut, T. (2000). *Project Analysis: Textbook*. [Proektniy analiz: navch. posib.]. Kyiv, Ukr. chenter duhovnoy kultury Publ. 440 p.
4. Miller, D. & Friesen, P. (1977). Strategy Making in Context: Ten Empirical Archetypes. *Journal of Management Studies*. Vol. 14, pp. 253–279.

**Біліченко В.В., Романюк С.О. Проект развития производственно-технической базы автотранспортных предприятий в современных условиях хозяйствования.**

Предложено три возможных варианта проекта развития производственно-технической базы автотранспортных предприятий на основе критерия текущих расходов, связанных с предоставлением услуг по технической подготовке автотранспортным средствам внутренних и внешних клиентов.

**Ключевые слова:** производственно-техническая база, автотранспортное предприятие, проект, развитие, техническая подготовка.

**V. Bilichenko, S. Romanyuk. Development project of material production base motor transport enterprises in the modern business environment.**

Three options is proposed for project development of material production base motor transport enterprises based on criteria of current costs associated with the provision of services of technical training of motor vehicles of internal and external customers.

**Keywords:** production and technical base, motor transport enterprise, projects, development, technical training.

**АВТОРИ:**

*БІЛИЧЕНКО Віктор Вікторович*, д.т.н., професор, завідувач кафедри автомобілів та транспортного менеджменту, Вінницький національний технічний університет, e-mail: [bilichenko\\_v@mail.ru](mailto:bilichenko_v@mail.ru).

*РОМАНЮК Світлана Олександрівна*, к.т.н., старший викладач, асистент кафедри автомобілів та транспортного менеджменту, Вінницький національний технічний університет, e-mail: [romchuk\\_85@mail.ru](mailto:romchuk_85@mail.ru).

**АВТОРЫ:**

*БИЛИЧЕНКО Виктор Викторович*, д.т.н., профессор, заведующий кафедрой автомобилей и транспортного менеджмента, Винницкий национальный технический университет, e-mail: [bilichenko\\_v@mail.ru](mailto:bilichenko_v@mail.ru).

*РОМАНЮК Светлана Александровна*, к.т.н., старший преподаватель, ассистент кафедры автомобилей и транспортного менеджмента, Винницкий национальный технический университет, e-mail: [romchuk\\_85@mail.ru](mailto:romchuk_85@mail.ru).

**AUTHORS:**

*Victor BILICHENKO*, Doctor of Science in Engineering, Professor, Head of Department of Automobiles and Transportation Management, Vinnitsa National Technical University, e-mail: [bilichenko\\_v@mail.ru](mailto:bilichenko_v@mail.ru).

*Svitlana ROMANYUK*, Ph.D. in Engineering, the Senior Lecturer of Department of Automobiles and Transportation Management, Vinnitsa National Technical University, e-mail: [romchuk\\_85@mail.ru](mailto:romchuk_85@mail.ru).

**РЕЦЕНЗЕНТ:**

*САХНО В.П.*, доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри автомобілів, Національний транспортний університет, Київ, Україна.

**РЕЦЕНЗЕНТ:**

*САХНО В.П.*, доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой автомобилей, Национальный транспортный университет, Киев, Украина.

**REVIEWER:**

*V. SAKHNO*, Doctor of Science in Engineering, Professor, Head of Automobiles' Department, National Transport University, Kyiv, Ukraine.

Стаття надійшла в редакцію 19.05.2015р.



Гречихін<sup>1</sup> Л.І., Куць<sup>2</sup> Н.Г.<sup>1</sup> Мінський державний вищий авіаційний коледж<sup>2</sup> Луцький національний технічний університет**ЕФЕКТИВНІСТЬ РОБОТИ ГАЗОТУРБІННИХ ДВИГУНІВ**

Розроблена молекулярно-кінетична теорія роботи газотурбінного двигуна може бути використана для комп'ютерного моделювання роботи таких двигунів. В залежності від призначення турбіни, оптимальні параметри її конструкції повинні встановлюватися шляхом комп'ютерного моделювання. Встановлено основний принцип роботи газотурбінних двигунів різних типів і показано, що застосування сопла Лавалю призводить до збільшення ККД таких систем за рахунок перетворення не тільки одного ступеня свободи теплової енергії в механічну роботу, але і внаслідок зростання швидкості руху газового потоку, яке формує сопло Лавалю.

**Ключові слова:** сопло Лавалю, газотурбінний двигун, газовий потік, комп'ютерне моделювання, турбіна, лопатки турбіни.

**Вступ.** Поряд з тепловими двигунами внутрішнього і зовнішнього згорання, поршневими і роторними в техніці широко застосовуються газотурбінні двигуни: турбогвинтові турбокомпресорні і турбореактивні, в яких застосовується перетворення високої температури стисненого газу в механічну роботу на валу двигуна. Як всякий тепловий двигун, всі газотурбінні двигуни працюють із застосуванням замкнутого термодинамічного циклу, який був розроблений Брайтоном.

Коефіцієнт корисної дії такого циклу:

$$\eta_T = 1 - \frac{\gamma}{\gamma - 1} \frac{P_1}{P_2},$$

Застосовуючи чисто енергетичний підхід, реалізований в технічній термодинаміці, неможливо зрозуміти всю динаміку процесу горіння та взаємодії газових потоків з лопатками турбіни та її стінками. Не ясно, як протікають хімічні реакції горіння, і яким чином здійснюються процеси енергообміну при роботі газової турбіни. Внаслідок цього не зрозуміло, в якому напрямку слід удосконалювати газові турбіни, здійснюючи її оптимальну роботу з найбільшою ефективністю.

**Ціль і задачі:** розробити молекулярно-кінетичну теорію, яка адекватно відображала б усю динаміку процесу роботи газової турбіни на атомно-молекулярному і кластерному рівнях. Реалізувати поставлену мету можна шляхом вирішення наступних задач:

- Розглянути загальний принцип перетворення теплової енергії газу в механічну роботу турбіною.

- З'ясувати які взаємодії виникають при зіткненні повітряного потоку з лопатками турбіни.

- Обґрунтувати які процеси, в основному, визначають коефіцієнт перетворення теплової енергії в механічну роботу турбіною.

- Обґрунтувати роботу газової турбіни на атомно-молекулярному рівні.

- З'ясувати в якому напрямку слід удосконалювати роботу газової турбіни, підвищуючи її ефективність.

**Аналіз досліджень.** Турбіна є основним елементом газотурбінного двигуна, який перетворює теплову енергію повітряного потоку в механічну роботу. Розглянемо, як це відбувається в різних типах газотурбінних двигунів.

У турбогвинтовому двигуні основне тягове зусилля забезпечує повітряний гвинт, з'єднаний через редуктор з валом турбокомпресора. Для цього використовується турбіна із збільшеним числом ступенів, так що розширення газу в турбіні відбувається майже повністю і тільки 10-15% тяги забезпечується за рахунок газового струменя. Принципова схема роботи турбогвинтового двигуна показана на рис. 1.

Турбогвинтові двигуни набагато більш економічні, ніж поршневі двигуни. Це обумовлено наступним чином: після спалювання палива в камерах згорання високотемпературна паливо-повітряна суміш проходить через сопло Лавалю де швидкість плинину газу прискорюється за рахунок внутрішньої енергії. У свою чергу, турбіна перетворює теплову енергію одного ступеня свободи в механічну роботу, як це відбувається в поршневому двигуні. Але на цю частину накладається додаткова швидкість плинину

газу, яку він придбав після виходу з сопла Лаваля. Тому коефіцієнт корисної дії (ккд) у такого двигуна, в порівнянні з поршневим, дещо вищий. В авіації турбогвинтові двигуни широко використовуються для літаків, що мають велику вантажопідйомність і дальність польоту.

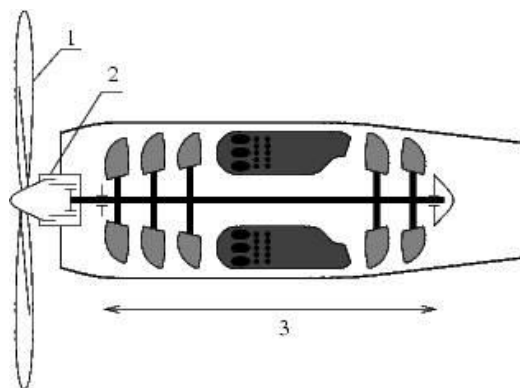


Рис. 1. Принципова схема турбогвинтового двигуна:

1 – гвинт, що тягне 2 – редуктор,  
3 - послідовно розташовані компресор, кілька камер згоряння і турбіна.

У турбогвинтовому двигуні застосовується компресор. Тому цей тип двигуна іноді називають турбокомпресорним. Різновидом турбокомпресорного двигуна є турбовальний двигун. У такого двигуна вся потужність, що розвивається, через вихідний вал передається споживачеві. Тому вони, в основному, використовуються на вертольотах.

У турбогвинтових двигунах у вихідному перерізі сопла розігрітий газ володіє високою температурою і досить високою швидкістю плинину. Ця енергія не використовується. У турбореактивних двигунах енергія плинину повністю визначає тягові зусилля. Тому такі двигуни є більш економічними в порівнянні з турбогвинтовими.

Турбореактивний двигун застосовуються на реактивних літаках. Принципова схема роботи турбореактивного двигуна показана на рис. 2. Не вдаючись у подробиці пристрою турбореактивного двигуна і його роботи, відзначимо, що основна частина енергії газоповітряної суміші після камер згоряння йде на прискорення газового потоку в соплі Лаваля та створення реактивної тяги внаслідок витікання з регульованого сопла Лаваля, розташованого біля вихідного сопла літака. Чим вища температура згоряння, тим вищий коефіцієнт перетворення двигуна, який визначається відношенням потужності двигуна до потужності, що відкидається потоком реактивного струменя газу. Турбореактивний двигун володіє істотним недоліком - він не досить ефективно охолоджується в процесі роботи. Це накладає обмеження на реалізовану потужність двигуна. Щоб підвищити потужність турбореактивного двигуна шляхом збільшення інтенсивності його охолодження застосовують двоконтурний турбореактивний двигун.

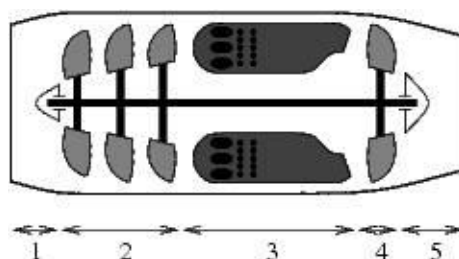


Рис. 2. Принципова схема роботи турбореактивного двигуна:

1 – вхідний пристрій з вентилятором, 2 – компресор, 3 – камера згоряння, 4 – турбіна, 5 – вихідне сопло з регулюючим критичним перетином.

Двоконтурний турбореактивний двигун являє собою газотурбінний двигун, у якого надлишкова потужність турбіни передається вентилятору і компресору, які розміщені в кільцевому каналі. Загальна схема такого двигуна з переднім розташуванням вентилятора наведена на Рис. 3. При такому розташуванні вентилятора він досить ефективно охолоджується але відбувається при цьому заледеніння

кока і лопатей вентилятора, що зменшує ефективність роботи вентилятора. Тому задне розташування вентилятора над жаровими камерами призводить до його підігріву та зменшення заледеніння.

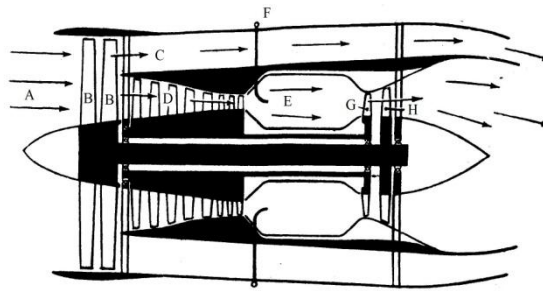


Рис. 3. Загальна схема двоконтурного турбокомпресорного двигуна із зовнішнім розміщенням вентилятора.

Принцип роботи такого двигуна наступний: атмосферне повітря (A) надходить в повітрязбірник і проходить через дві ступені лопаток вентилятора (B). Після вентилятора повітря надходить в контур високого тиску D (перший контур) і в контур низького тиску C (другий контур). Частина повітря, що надійшла в перший контур, компресором під тиском нагнітається в жарові камери, де відбувається згорання палива, що подається через трубопровід F. Розігрите повітря прискорюється соплом Лавалю (G) і впливає на лопатки турбіни H. Після турбіни повітря надходить в регульоване вихідне сопло Лавалю та створює реактивну тягу. Велика частина порівняно холодного повітря надходить у другий контур і виконує роль охолоджувача для охолодження корпусу двигуна, і по дифузійному каналу викидається назовні, створюючи додаткову тягу. Основним параметром двоконтурного двигуна є ступінь двоконтурності [1], яка визначається як відношення вагової витрати холодного повітря  $G_c$ , що проходить через контур C, до вагової витрати підігрітого повітря  $G_g$ , що проходить через контур D.

$$m = \frac{G_c}{G_g}. \quad (1)$$

Двоконтурну схему турбореактивного двигуна слід розглядати як загальний випадок роботи повітряно-реактивного двигуна. Так, змінюючи параметр  $m$ , можна отримувати різні випадки роботи повітряно-реактивного двигуна. Літаки, оснащені повітряно-реактивними двигунами, характеризуються польотним коефіцієнтом корисної дії, тобто

$$\eta_m = \frac{2}{1 + W/v}, \quad (2)$$

Коли літак оснащений двоконтурним турбореактивним двигуном, то максимальний ККД досягається при швидкостях польоту близькою до швидкості звуку, а для літака, оснащеного прямопоточним турбореактивним двигуном, максимальний політний ККД реалізується в області надзвукового руху.

**Основна частина.** Для турбовентиляторних і турбореактивних двигунів турбіна є основним елементом, який забезпечує роботу двигуна. Турбіна являє собою набір лопатей, розташованих по радіусу відносно осі обертання. Розглянемо процес взаємодії повітряного потоку з лопатками турбіни та з турбіною в цілому.

Перша теорія роботи турбіни була запропонована Ейлером. В результаті отримано, що імпульс всіх зовнішніх сил дорівнює:

$$\sum_i F_i \Delta \tau = (P_{2,1} S_1 - P_{2,2} S_2 - F') \Delta \tau, \quad (3)$$

де  $P_{2,1} S_1$  - сила тиску впадаючого потоку;  $P_{2,2} S_2$  сила тиску впливаючого потоку і  $F'$  - результуюча сила тиску і тертя, діюча на рухомий потік з боку стінок каналу.

Тоді із загального визначення другого закону Ньютона випливає:

$$P_{z,1}S_1 - P_{z,2}S_2 - F' = \frac{dp}{dt} = \left(\frac{dm}{dt}\right)_1 v_1 - \left(\frac{dm}{dt}\right)_2 v_2. \quad (4)$$

Тут  $dm/dt$  - секундна витрата рухомої нестисненої рідини;  $v_1$  - швидкість руху рідини на вході каналу;  $v_2$  - швидкість руху рідини на виході з каналу, по якому вона рухається.

У разі роботи газової турбіни формули, отримані Ейлером, не дають точного уявлення, як працює газова турбіна. Які при цьому виникають відмінності розглянемо, аналізуючи схематичне зображення роботи турбіни (рис. 1).

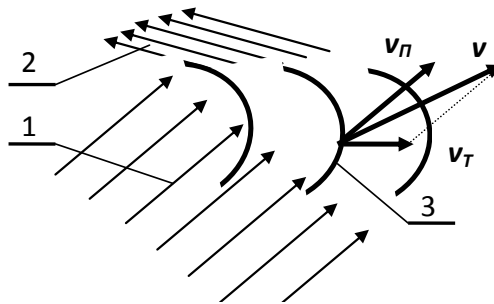


Рис. 4. Схематичне зображення роботи турбіни:  
1 - вхідний потік; 2 - вихідний потік; 3 – лопатки турбіни

Нехай середовище (повітря) зі швидкістю  $v_n$  входить в міжлопатевий простір турбіни по нормалі до площини входу, як зображено на рис. 4. Форму лопаток турбіни представимо у вигляді еліпсоїда з осями  $a$  і  $b$ :

$$y = b\sqrt{1 - \frac{x^2}{a^2}}. \quad (5)$$

На основі рис.4 маємо:

$$\operatorname{tg}\gamma = y' = \frac{bx}{a^2} \frac{1}{\sqrt{1 - x^2/a^2}}. \quad (6)$$

У точці А на віддаленні  $x$  по осі  $a$  радіус кривизни лопатки знаходиться за формулою:

$$r = \sqrt{a^4/b^2 - (a^2/b^2 - 1)x^2}. \quad (7)$$

Довжина лопаток турбіни вздовж радіуса обертання визначається таким чином:

$$d = a \sin(\alpha) + b \cos(\alpha). \quad (8)$$

Розглянемо випадок коли лопатки турбіни встановлені під кутом  $\alpha \sim 20^\circ$  висотою 0,1 м, а відстань між лопатками 2 см. Відстань від осі обертання 0,3 м. Компресор стискає газ перед турбіною в 4 рази. Тоді тиск на виході складе  $4,052 \cdot 10^5$  Па. Враховуємо, що перетин міжлопатєвого простору не змінюється по всій довжині. Якщо турбіна обертається із заданою частотою, то на її виході швидкість потоку повітря складе:

$$v = \sqrt{v_n^2 + v_T^2}. \quad (9)$$

Тут  $v_T$  - радіальна швидкість турбіни. При швидкості на вході турбіни  $v_n = 20$  м / с результуюча швидкість на виході з турбіни на підставі (9)  $\sim 42,7$  м / с. Збільшення кінетичної енергії потоку повітря відбувається внаслідок зміни внутрішньої енергії повітря. Це означає, що

$$\frac{mv^2}{2} - \frac{mv_n^2}{2} = \frac{m}{\mu} C_v \Delta T = \frac{m}{\mu} \frac{i}{2} R_e \Delta T, \quad (10)$$

де  $i$  – число ступеней вільності, яке для повітря може складати 5;  $R_e$  – універсальна газова стала;  $\mu$  – молярна вага повітря;  $\Delta T$  – зміна температури повітря на виході з турбіни. З рівності (10) отримуємо:  $\Delta T \sim 1$  К.

При наявності такої різниці температур в сталому режимі виникає конвективний теплообмін всієї конструкції турбіни з навколишнім середовищем і реалізується як звичайний тепловий насос [2,3]. Молекули навколишнього повітря, вдаряючись об зовнішню поверхню турбіни, стикаються з кластерами цієї поверхні і в результаті пружного удару передають кількість своєї енергії, рівної

$$\theta = \frac{4m_a m_{кл}}{(m_a + m_{кл})^2}. \quad (11)$$

де  $m_a$  – середня маса молекул повітря, а  $m_{кл}$  – маса кластера матеріала поверхні.

Якщо скористатися рівнянням Ейлера, то потік повітря забезпечить потужність на валу турбіни 24,7 кВт. Так, як турбіна перетворює тепло в механічну роботу, то отримане значення потужності із застосуванням рівняння Ейлера збігається з тим, що дає конвективний теплообмін. Протиріччя немає і це дозволило вважати, що при розгляді роботи турбіни можна не враховувати розмір лопаток і їх конфігурацію. В цьому випадку розглядається інтегральна дія, яка не враховує конкретний механізм взаємодії повітряного потоку всередині міжлопатевого каналу. Тому такий підхід не дозволяє реалізувати комп'ютерний аналіз роботи турбіни.

При конструюванні газових турбін і аналізі їх роботи в різних умовах доцільно застосовувати статистичну газодинаміку. Розглянемо з цих позицій роботу турбіни. На вході турбіни газ має внутрішню енергію і кінетичну енергію руху [4]. Результуюча енергія дорівнює:

$$E_1 = \frac{m}{\mu} R_e T_1 + \rho \frac{v_1^2}{2} V, \quad (12)$$

де  $m$  – маса газу, яка брала участь у процесі взаємодії;  $T_1$  – температура газу на вході турбіни;  $\rho$  – щільність газу;  $v_1$  – швидкість руху газу на вході турбіни;  $V$  – загальний обсяг газу, який проходить за час взаємодії.

Після взаємодії газу з лопатками турбіни частина енергії пішла на здійснення роботи з подолання сил тертя і зміни швидкості руху у напрямку і за величиною. Якщо розглядати ламінарний плин і пружне зіткнення окремих атомів з поверхнею лопаток турбіни при термодинамічній рівновазі, то енергія газу зміниться:

$$E_2 = \frac{m}{\mu} R_e T_2 + \rho \frac{v_2^2}{2} V + \frac{J\omega^2}{2} + A_{mp} + E_{взаим}, \quad (13)$$

де перший член суми – є внутрішня енергія газу, другий член – кінетична енергія поступального руху газу, третій член визначає обертальну енергію газу (енергія вихору), четвертий член – енергія, витрачена на подолання дисипативних сил тертя і, нарешті, останній член, який раніше не враховувався, – енергія, витрачена на процес взаємодії з навколишнім середовищем як відкритої системи. Зміна енергії пішла на здійснення роботи:

$$\Delta A = \frac{J\omega^2}{2} + A_{mp} + E_{взаим} + \frac{\rho V}{2} (v_2^2 - v_1^2) + \frac{m}{\mu} R_e (T_2 - T_1). \quad (14)$$

При ламінарному плинні уздовж лопатки турбіни вихорового потоку не виникає, тому  $\omega = 0$ . Якщо представити, що в процесі взаємодії молекул повітря з поверхнею лопатки турбіни реалізується пружне зіткнення, то  $v_2 = v_1$ . Зміна температури при проходженні повітря по між лопатевому

простору відбувається внаслідок адиабатичного стиснення або розширення. Так як зміна перерізу в просторі незначна, то останнім членом у (14) також можна знехтувати. Лопатка турбіни виготовлена так, щоб забезпечити мінімальний лобовий опір.

Пружна взаємодія молекул повітря з лопаткою турбіни не змінює їх швидкість руху по величині, а змінює швидкість руху у напрямку. У загальному випадку, коли потік входить в міжлопатевий канал під кутом  $\beta$ , лопатка встановлена під кутом  $\alpha$  з кутом нахилу поверхні лопатки турбіни  $\gamma$ , для результуючої швидкості зустрічі потоку і для кута зустрічі з поверхнею окремого елемента лопатки отримуємо такі формули:

$$v = \sqrt{v_{II}^2 + v_T^2 + 2v_{II}v_T \sin \beta}; \quad \psi = 2\beta - \alpha - \gamma + \arctg\left(\frac{v_{II} \cos \beta}{v_T + v_{II} \sin \beta}\right). \quad (15)$$

Зміна швидкості руху потоку повітря всередині міжлопатєвого каналу по нормалі і уздовж поверхні рівна відповідно:

$$\Delta v_n = v \cos \psi; \quad \Delta v_\tau = v \sin \psi. \quad (16)$$

На зміну швидкості руху у напрямку витрачається енергія, яка черпається з внутрішньої енергії потоку повітря. На викривлених поверхнях лопаток турбіни виникають відцентрові прискорення. Це призводить до того, що весь потік повітря буде перебувати в полі відцентрових сил. Під впливом такого поля, відповідно до закону Больцмана, розподіл часток повітря описується барометричною формулою виду:

$$n(h) = n_0 \exp\left(-\frac{m \cdot a \cdot h}{k_B T}\right). \quad (17)$$

Тут  $a = (\Delta v_\tau)^2 / r$  - відцентрове прискорення,  $r$  - радіус кривизни лопатки турбіни,  $m$  - усереднена маса молекул повітря.

Величина тиску безпосередньо біля внутрішньої поверхні і відповідно на зовнішній поверхні:

$$\Delta P = \frac{\rho v_{II}^2 m (\Delta v_\tau)^2 H}{2k_B T r \left[ \exp\left(\frac{m (\Delta v_\tau)^2 H}{rk_B T}\right) - 1 \right]} \left[ \exp\left(\frac{m (\Delta v_\tau)^2 H}{rk_B T}\right) - 1 \right]. \quad (18)$$

Зміна швидкості по нормалі до поверхні елемента лопатки визначає ударну силу дії яка, відповідно до другим законом Ньютона, дорівнює:

$$\Delta F_2 = \frac{dm}{dt} \Delta v_n = 2\rho h v_n v \cos(\beta) \cos(\psi) \Delta x. \quad (19)$$

Величина цієї сили по дотичній до радіусу обертання турбіни, помножена на відстань елемента лопатки до осі обертання, дасть момент сили і відповідно потужність на валу:

$$\Delta M_2 = \Delta F_2 \sin(\alpha + \gamma) L; \quad \Delta N_2 = \Delta M_2 2\pi n. \quad (20)$$

Відцентрові сили не тільки змінюють розподіл тиску по довжині проміжку між лопатками, але і впливають на лопатку турбіни.

При вході повітря в міжлопатєвий простір, лопатка 2 (рис. 4) змінює швидкість потоку внаслідок свого обертання відповідно до закону косинуса. У результаті повітря набуває додаткову швидкість і змінюється кут зустрічі повітряного потоку з поверхнею лопатки 1. Удар лопатки 2 по потоку повітря, що входить в міжлопатєвий простір, призводить до уповільнення швидкості

обертання турбіни. Сила уповільнення міжлопатевої швидкості обертання турбіни, момент сили і потужності гальмування при взаємодії потоку повітря з елементом лопатки, рівні відповідно:

$$\Delta F_4 = \rho h v_n (v_T - v_n \sin(\beta) \cos(\beta)) \Delta x; \quad \Delta M_4 = \Delta F_4 l; \quad \Delta N_4 = 2\pi n \Delta M_4. \quad (21)$$

Потік повітря після взаємодії з лопаткою 2 зустрінеться з лопаткою 1 на висоті вздовж радіуса обертання:

$$z = D \sin(\psi) = x \sin(\alpha) + y \cos(\alpha), \quad (22)$$

де  $D$  – віддаль між лопатками.

Відбитий потік з внутрішньою поверхнею лопатки 2 зустрінеться на висоті:

$$z' = 2D \sin(\psi) = x' \sin(\alpha) + y' \cos(\alpha). \quad (23)$$

Тангенціальна складова створює додаткове відцентрове прискорення і сприятиме збільшенню сили, що діє на елемент лопатки, і момент сили на валу турбіни, які дорівнюють:

$$\Delta F_6 = \rho h v_n v \frac{\cos(\beta) \sin(\psi')}{R'} \Delta x^2; \quad \Delta M_6 = \Delta F_6 L \sin(\alpha + \gamma); \quad \Delta N_6 = \Delta M_6 2\pi n. \quad (24)$$

Початкові координати точки зустрічі з лопаткою 1 визначаються методом послідовних наближень рівняння (22), а координати точки зустрічі з тильною стороною лопатки 2 - з рівняння (23). За цими даними визначаються відповідно кут зустрічі і радіус кривизни. Результируюча потужність на валу турбіни дорівнює:

$$N = K \sum_i \Delta h_i \int (dN_1 + dN_2 + dN_3 - dN_4 - dN_5 + dN_6), \quad (25)$$

де  $K$  – кількість лопаток в турбіні,  $\Delta h_i$  – елемент розбиття лопатки турбіни по висоті.

Кількість лопаток визначається з умови, щоб приграничний шар був значно менше відстані між лопатками, а самі лопатки повинні повністю перекривати падаючий потік повітря. Зазвичай, кількість лопаток вибирається з конструктивних особливостей турбіни.

Найбільше значення максимальної потужності турбіни виникає, коли розмір лопаток для великої півосі еліпса становить 5 см, а мала піввісь еліпса - 1,5 см.. Коефіцієнт перетворення при цьому реалізується 1,74. Для всіх розмірів лопаток турбіни при максимальній потужності на валу коефіцієнт перетворення енергії потоку повітря в механічну роботу турбіни завжди більше одиниці. Це означає, що турбіна є тепловим насосом, тобто реалізує пряме перетворення теплової енергії в механічну роботу. Зі збільшенням розмірів лопаток потужність на валу турбіни падає.

Характерна робота турбіни полягає в наступному: при заданому установочному куту  $20^\circ$  і при кутах входу повітря в міжлопаточний канал менше  $25^\circ$ , турбіна стопориться і починає обертатися у зворотний бік. При кутах входу більше  $25^\circ$  турбіна працює нормально, але з ростом кута входу потужність на валу турбіни різко падає. Коли велика піввісь витримується постійною, а змінюється величина малої півосі еліпса, то до  $20^\circ$  потужність турбіни зростає до значення, відповідного максимальній потужності при заданих кутах установочного і входу, а потім різко гальмується потоком повітря, чинного із зворотного боку лопатки.

Важливо було порівняти теоретичний розрахунок з експериментальними даними. Так в двигуні D-30 II серії використовуються дві турбіни високого і низького тиску[5]. Турбіна високого тиску містить два диски. На першому диску розташоване 88 лопаток, розмір яких по хорді, зверненої до потоку, 3 см, що відповідає великій півосі еліпса, а мала піввісь повинна бути 2,2 см. Розмір вхідного міжлопатевого каналу  $\sim 2$  см. Установчий кут  $\sim 45^\circ$ . сопловий апарат направляє потік повітря в міжлопатевої канал під кутом, в середньому,  $51^\circ$ . Швидкість потоку на виході з сопла Лавалю  $\sim 190$  м/с і швидкість обертання турбіни 196 об/с, середня висота лопаток - 8 см.. У відповідності з цими даними на осі одного диска турбіни високого тиску реалізується потужність 6430 кВт.

**Висновок.** Отже, розроблена молекулярно-кінетична теорія роботи газотурбінного двигуна може бути використана для комп'ютерного моделювання роботи таких двигунів. В залежності від призначення турбіни оптимальні параметри її конструкції повинні встановлюватися шляхом комп'ютерного моделювання. Стендові випробування потрібні тільки для остаточного доведення спроектованого газотурбінного двигуна.

Встановлено основний принцип роботи газотурбінних двигунів різних типів і показано, що застосування сопла Лавалю призводить до збільшення ккд таких систем за рахунок перетворення не тільки одного ступеня свободи теплової енергії в механічну роботу, але і внаслідок зростання швидкості руху газового потоку, яке формує сопло Лавалю.

Перше і друге рівняння Ейлера дозволяють якісно описати роботу турбіни, без чіткого аналізу взаємодії газового потоку в міжлопатевому просторі.

1. Мокшанцев Б. Б. Двухконтурные и турбовентиляторные двигатели США и Англии. М.: Изд. отдела НТИ. 1960. – 76 с.
2. Гречихин Л.И. Статистическая аэродинамика. / Материалы IX Международной научно-технической конференции «АВИА-2009». – Киев: НАУ, 2009. Т. 1. – С. 4.9-4.14.
3. Гречихин Л.И. Молекулярно-кинетическая теория гребного винта самолета. / Сб. материалов I Международной молодежной научной конференции «Гражданская авиация: XXI век» Ульяновск: УГТУ, 2009. С. 18-24.
4. Лапцевич А.А., Гречихин Л.И., Куць Н.Г. Энергетическая база беспилотных летательных аппаратов./ Энергетика. Известия высших учебных заведений и энергетических объединений СНГ.– 2011, № 3. С. 64-78.
5. Лигум Т. И. Аэродинамика самолета ТУ-134А. – М.: Транспорт, 1975. – 320 с.

## REFERENCES

1. Mokshancev, B. (1960). *Double-circuit and turbofan engines of USA and England*. [Dvuhkonturnye i turboventiljatornye dvigateli USA i Anglii]. Moscow, STI Publ. 76 p.
2. Gretchihin, L. (2009). Statistical aerodynamics. [Statisticheskaja ajerodinamika]. *Proceedings of the IX International Scientific and Technical Conference "AVIA-2009"*. [Materialy IX Mezhdunarodnoj nauchno-tehnicheskoy konferencii «AVIA-2009»]. Kyiv, NAU Publ. Vol. 1. pp. 4.9-4.14.
3. Gretchihin, L. (2009). Molecular-kinetic theory of the propeller of airplane. [Molekuljarno-kineticheskaja teorija grebnogo vinta samoleta]. *Proceedings of IV International Youth Scientific Conference "Civil aviation: XXI century"*. [Sbornik materialov I Mezhdunarodnoj molodezhnoj nauchnoj konferencii «Grazhdanskaja aviacija: XXI vek»]. Uł'janovsk, UGTU Publ. pp. 18-24.
4. Laptsevich, A., Gretchihin, L. & Kuts N. (2011). The energy base of UAVs. [Energeticheskaja baza bespilotnyh letatel'nyh apparatov]. *Energy. News of higher educational institutions and energy associations of CIS*. [Energetika. Izvestija vysshih uchebnyh zavedenij i energeticheskikh obiedinenij SNG]. Vol. 3. pp. 64-78.
5. Ligum, T. (1975). *The aerodynamics of airplane TU-134A*. [Ajerodinamika samoleta TU-134A]. Moscow, Transport Publ. 320 p.

### **Гречихин Л.И., Куць Н.Г. Эффективность работы газотурбинных двигателей.**

Разработана молекулярно-кинетическая теория работы газотурбинного двигателя может быть использована для компьютерного моделирования работы таких двигателей. В зависимости от назначения турбины оптимальные параметры ее конструкции должны устанавливаться путем компьютерного моделирования. Установлено основной принцип работы газотурбинных двигателей различных типов и показано, что применение сопла Лавалю приводит к увеличению кпд таких систем за счет преобразования не только одной ступени свободы тепловой энергии в механическую работу, но и вследствие роста скорости движения газового потока, формирующее соплом Лавалю.

**Ключевые слова:** сопло Лавалю, газотурбинный двигатель, газовый поток, компьютерное моделирование, турбина, лопатки турбины.

### **Gretchihin L., Kuts N. The efficiency of gas turbine engines.**

In addition with heat engines of internal and external combustion, with piston and rotary engines, in the technique are widely used gas-turbine engines: turboprop, turbojet and turbo compressor. They are based on the conversion of highly heated compressed gas into mechanical work on the engine shaft.

The turbine is a key element of a gas turbine engine which converts thermal energy of the air stream into mechanical work. It was reviewed how it occurs in various types of gas turbine engines. The process of interaction of the air stream with the turbine blades and the whole turbine.

The first theory of the turbine was proposed by Euler. It is impossible to understand the dynamics of the combustion process and the interaction of the gas flow with the turbine blades and its walls, applying clean energy approach, implemented in engineering thermodynamics. In the case of gas turbines working, formulas obtained by Euler, do not give a correct idea how the gas turbine works.



Developed molecular-kinetic theory, which reflects the dynamics of the operation of the gas turbine at the atomic-molecular and cluster level. It was shown how the turbine converts the thermal energy of the gas stream into the mechanical speed of its movement. The efficiency of the turbine should be characterized by a conversion coefficient, instead of efficiency. It was submitted the dependence of the power running and the conversion factor from the size of the turbine blades, configuration and installation angle.

Developed molecular-kinetic theory of operation of the gas turbine engine can be used for computer simulation of such engines work. Depending on the purpose of the turbine optimal parameters of its construction must be installed by computer simulation. The basic principle of operation of various types of gas turbine engines and it was shown that the use of the Laval nozzle increases the efficiency of such systems by transforming not only the freedom one stage of thermal energy into mechanical work, but also because of the growth rate of gas flow, forming a Laval nozzle.

**Keywords:** Laval nozzle, a gas turbine engine, the gas flow computer simulation, turbine, turbine blades

**АВТОРИ:**

*ГРЕЧИХІН Леонід Іванович*, доктор фізико-математичних наук, Мінський державний вищий авіаційний коледж.

*КУЦЬ Надія Григорівна*, кандидат технічних наук, доцент кафедри автомобілів і транспортних технологій, Луцький НТУ, e-mail: [kuts\\_n@mail.ru](mailto:kuts_n@mail.ru)

**АВТОРЫ:**

*ГРЕЧИХИН Леонид Иванович*, доктор физико-математических наук, Минский государственный высший авиационный колледж.

*КУЦЬ Надежда Григорьевна*, к.т.н., доцент кафедры автомобилей и транспортных технологий, Луцкий НТУ, e-mail: [kuts\\_n@mail.ru](mailto:kuts_n@mail.ru).

**AUTHORS:**

*Leonid GRECHIKHIN*, D.Sc. in Engineering, Professor, Minsk State Higher Aviation College, Minsk, Belarus.

*Nadezhda KUTS'*, Ph.D. in Engineering, Assoc. Professor of Motor Cars and Transport Technologies Department, Lutsk National Technical University, e-mail: [kuts\\_n@mail.ru](mailto:kuts_n@mail.ru)

**РЕЦЕНЗЕНТ:**

*МАТЕЙЧИК В. П.*, д.т.н., професор, декан автомеханічного факультету, Національний транспортний університет, Київ, Україна.

**РЕЦЕНЗЕНТ:**

*МАТЕЙЧИК В. П.*, д.т.н., професор, декан автомеханического факультета, Национальный транспортный университет, Киев, Украина.

**REVIEWER:**

*V. MATEICHUK*, Doctor of Science in Engineering, Professor, Dean of Automobile Mechanic Faculty, National Transport University, Kyiv, Ukraine.

Стаття надійшла в редакцію 06.05.2015р.

Громко<sup>1</sup> Л.С., Пустюльга<sup>2</sup> С.І., Самчук<sup>2</sup> В.П.  
<sup>1</sup> Східно-Європейський національний університет  
<sup>2</sup> Луцький національний технічний університет

## МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ “М’ЯКОЇ ОПТИМІЗАЦІЇ” ПРОЦЕСУ ВИБОРУ ЛЕГКОВОГО АВТОМОБІЛЯ ВІДПОВІДНО ПРИЙНЯТИХ КРИТЕРІЇВ

У роботі проведені дослідження фрактальних обчислень, як різновиду “м’яких обчислень” на предмет розв’язання багатопараметричних задач оптимізації в техніці та економіці. Удосконалена модель синтезування фрактоїдів потрібної розмірності. Запропоновано модель графа, який суттєво спрощує пошук оптимальних параметрів дискретного простору рішень оптимізаційної задачі. Розроблена в середовищі Mathcad 15 програма автоматичної генерації елементів гіперкубів у n-вимірних просторах. Запропоновано алгоритми, які дозволяють із мінімальними затратами часу та ресурсів розв’язати задачу оптимізації вибору легкового автомобіля з найкращими характеристиками, при заданих обмеженнях клієнта у фінансових ресурсах.

**Ключові слова:** “м’які обчислення”, фрактальні обчислення, фрактоїди, дискретний простір розв’язків, код Грея, оптимізація.

**Постановка задачі.** При розв’язанні багатопараметричних оптимізаційних задач у техніці часто використовуються так звані “м’які” або слабо структуровані системи. Такі системи можуть адаптуватися до умов зовнішнього середовища, а піддаючись довготривалим діям, вони здатні зберігати свою суть і прагнення до еволюції. Причини, що впливають на складність таких систем, базуються на відносинах між елементами системи, між системою і навколишнім середовищем, вони достатньо різноманітні і погано піддаються формалізації [1].

Математичні моделі функціонування даних систем мають властивість слабкої конструктивності, розпливчатості причинно-наслідкових зв’язків, неоднозначності реакції на зовнішні фактори, і тому будуються на основі методів нечіткої логіки і, так званих, “м’яких обчислень”.

Термін “м’які обчислення” був введений у 1994 р. засновником теорії нечітких множин Л.Заде. Після цього, традиційний термін “штучний інтелект” стали пов’язувати з “жорсткими”, точними обчисленнями, в основі яких лежать або символічні перетворення, або булева логіка. Термін “обчислювальний інтелект” пов’язують із концепцією “м’яких” обчислень і “м’яких” знань про поставлену проблему [6].

Основна відмінність “м’яких обчислень” від традиційних “жорстких”, точних обчислень полягає у пристосованості до роботи з неточними, невизначеними або частково істинними знаннями, що виражається у прийнятті інколи неточних, невизначених і частково істинних результатів для досягнення зручності вільного вибору, маніпулювання результатами, низькій вартості рішення і кращого узгодження з конкретною реальною задачею. “М’які обчислення” не гарантують, що знайдене рішення є оптимальним або буде досягнутий глобальний екстремум за прийнятний час. Вони націлені на пошук “досить прийняттого” рішення задачі за “досить короткий час”.

Оптимізаційних задач такого типу в практиці достатньо багато. Тому дослідження і розвиток підходів до “м’яких обчислень” у різних галузях науки є, на наш погляд, актуальним завданням.

**Аналіз останніх досліджень.** У роботах А.С. Семенова [2,3,4,5] вводиться новий різновид “м’яких обчислень” - фрактальні обчислення на основі фрактоїдів. Фрактоїд - це структура алгебри, що включає фрактальну алгебру над самоподібними множинами (графами). Ця структура є динамічною системою, яка складається з наступних компонент:

- початкового графа;
- базового набору правил, що породжують самоподібну множину;
- логічній функції придатності.

При роботі фрактоїда для кожного графа, починаючи з початкового, обчислюється значення функції придатності, яка перевіряє виконання заданих критеріїв. Якщо критерії не виконуються, то формується наступний граф.

Процес розвитку відображається ланцюжком фрактоїдів, тобто послідовністю послідовностей подібних фрактальних графів.

Властивість - "подібності" використовується як визначальний у багатьох наукових працях, пов'язаних із фракталами. Класичне визначення фрактала було наведено Мандельбротом на основі самоподібності і фрактальної дробової розмірності: частина фрактальної структури подібна до цілого, частина містить не менше деталей, ніж ціла структура. Для опису фрактальних процесів застосовуються ітеровані відображення. Результатом є самоподібна або фрактальна множина. Така множина може включати структури, що повторюються, нескінченне число раз.

З метою узагальнення перерахованих процесів ітерації відображень і однакового представлення різних класів фрактальних систем, у роботах [3,4] була розроблена структура алгебри фрактоїд та фрактальні алгоритми спрямованого пошуку, що дозволяють досліджувати загальні закономірності побудови і поведінки систем.

За допомогою фрактальних обчислень розв'язано низку прикладних оптимізаційних задач. Однак, більшість із них була пов'язана із вибором ефективних стратегій тільки в економіці і зовсім не досліджувалися питання врахування низки обмежень для функцій оптимізації, без яких не може обійтися практично жодна технічна задача.

**Мета роботи.** Дослідити можливості фрактальних обчислень, як різновиду "м'яких обчислень" на предмет розв'язання багатопараметричних задач оптимізації в техніці та економіці. Розробити модель синтезування фрактоїдів потрібної розмірності. Розробити модель графа, який би суттєво спростив пошук оптимальних параметрів дискретного простору рішень задачі. Розробити в середовищі **Mathcad 15** програму автоматичної генерації елементів гіперкубів у  $n$ -вимірному просторі.

**Основна частина.** Визначення самоподібних множин, за допомогою системи перетворень подібності, дозволяє у математичний апарат ввести оператори фрактальної алгебри, що використовуються для побудови моделей об'єктів та процесів.

Основні елементарні операції, що становлять базис фрактальної алгебри, покажемо на прикладі формування  $n$ -вимірних гіперкубів (графів), компоненти яких закодовані кодом Грея:

1. Копіювання (позначається  $\equiv$ ) виконується над вихідним об'єктом-прототипом  $\mu = (B, P)$ , де  $B$  - множина вершин прототипу,  $P$  - множина його ребер. Результатом операції є копія об'єкта-прототипу. Ця операція проілюстрована на рис. 1.

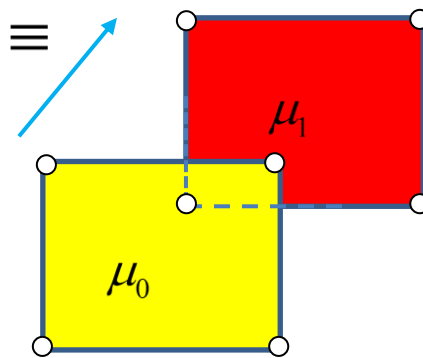


Рис. 1. Операція копіювання фрактоїда

2. З'єднання - бінарна операція (позначається  $\oplus$ ), яка виконується над виділеними ізоморфними вершинами об'єкта-прототипа і об'єкта-копії. Результатом є об'єкт  $\mu$ , у якому ізоморфні вершини з'єднані ребрами. Ілюстрація цієї операції наведена на рис. 2. Результатом з'єднання є пари ізоморфних вершин об'єкта  $\mu = \mu_0 + \mu_1$ .

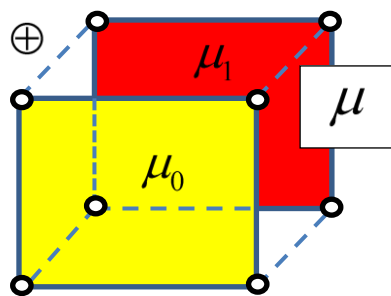


Рис. 2. Операція з'єднання і перехід в інший простір

3. Розбиття (позначається  $\doteq$ ) виконується над певними компонентами заданої множини і

полягає у визначенні іншої самоподібної множини з рівними коефіцієнтами подібності (рис.3).

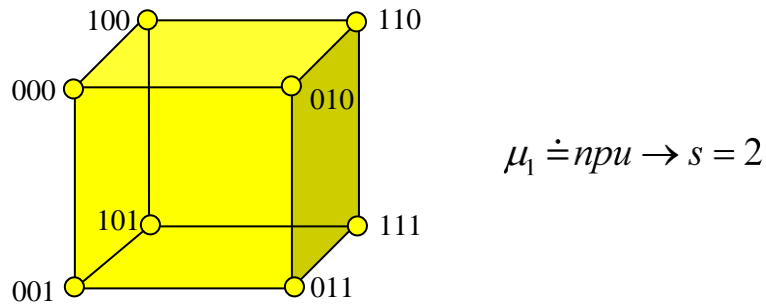


Рис. 3. Операція розбиття фрактоїда

Відтак, **фрактальною алгеброю** називається оператор  $S = (\mu(\equiv, \oplus, \dot{=}))$  над об'єктом  $\mu$ , де  $\equiv, \oplus, \dot{=}$  - відповідні елементарні операції над об'єктом.

**Фрактоїдом** будемо називати алгебраїчну систему  $Q^s = (\mu_0, A, T)$ , де

$\mu_0$  - початковий об'єкт;

$A$  - набір правил породження фрактальних об'єктів шляхом послідовного застосування операцій фрактальної алгебри;

$T$  - впорядкована множина фрактальних об'єктів певного класу, що сформовані з  $\mu_0$  за допомогою правил  $A$ ,

$s$  - крок, на якому виконано відображення  $Q$ , що визначає розмірність фрактоїда.

Застосовуючи різні правила породження  $A$  до початкового об'єкту, заданого однією вершиною, можна отримати послідовність стандартних фрактальних об'єктів, що належать різним класам графів.

У зв'язку із вищевикладеним спробуємо сформулювати задачу “м'якої оптимізації” за допомогою використання дискретного структурного простору. Нехай необхідно знайти якийсь вектор із параметрами  $u = (u_1, u_2, u_3, \dots, u_n)$  з певною заданою областю  $U$ , який обертає у максимум багатопараметричну цільову функцію  $f(u) = (u_1, u_2, u_3, \dots, u_n)$ .

Функція  $f(u) = (u_1, u_2, u_3, \dots, u_n)$  повинна набувати додатних значень на обмеженій області визначення, при цьому зауважимо, що для цього вона може бути не обов'язково неперервною, тобто може бути заданою дискретно числовим рядом.

За теоремою Вейерштрасса, функція, що визначена на не порожній замкнутій обмеженій множині обов'язково досягає свого максимуму принаймні в одній із точок цієї множини.

У загальному випадку глобальний максимум у точці  $u_n$  області визначення  $U$  характеризується  $f(u_n) \Rightarrow f_{\max}(u)$  для усіх  $u_n$  належних  $U$ , що має на увазі можливість існування декількох максимумів, що називаються слабкими глобальними максимумами.

Максимум у точці  $u_n$  називають локальним (відносним, м'яким), якщо знайдеться такий окіл  $O(u_n)$  точки  $u_n$ , що для усіх  $u$  належних  $O(u_n)$  має місце  $f(u_n) \Rightarrow f_{\max}(u)$ .

Нехай кожен параметр функції  $f(u) = (u_1, u_2, u_3, \dots, u_n)$ , кодується  $k$ -бітовим кодом Грея:

Таблиця 1

Формалізоване кодування параметрів оптимізації

Параметри	Значення $k$ -біт із 0 або 1
$u_1$	1*...**0*
$u_2$	*0...**1*
$u_3$	**...*10*
....	....
$u_n$	**...****

У роботі [2] було доведено два твердження відносно такої постановки задачі оптимізації.

1. Бітове представлення конкатенації рядків впорядкованої множини параметрів функції  $f(u) = (u_1, u_2, u_3, \dots, u_n)$ , закодованих  $k$ -бітовим кодом Грея, є код Грея розмірністю  $s = k * n$ .

2. Вектор, закодований у бітовому представленні конкатенації рядків, що перетворює у максимум задану цільову функцію  $f(u) = (u_1, u_2, u_3, \dots, u_n)$ , може бути отриманий із розміщеного фрактоїда  $Q^s$ , де  $s = k * n$ ,  $n$  - число параметрів функції  $f(u) = (u_1, u_2, u_3, \dots, u_n)$ ,  $k$  - розмірність коду Грея, що кодує параметри. Причому, за "м'який" глобальний максимум функції приймається код  $1111^s \dots$ , а за "м'який" глобальний мінімум – код  $0000^s \dots$ , де  $s$  - розмірність фрактоїда.

Приклад ілюстрації вірності таких тверджень для трипараметричної цільової функції  $f(u) = (u_1, u_2, u_3)$ , закодованої 1-бітовим кодом Грея наведено на рис. 4.

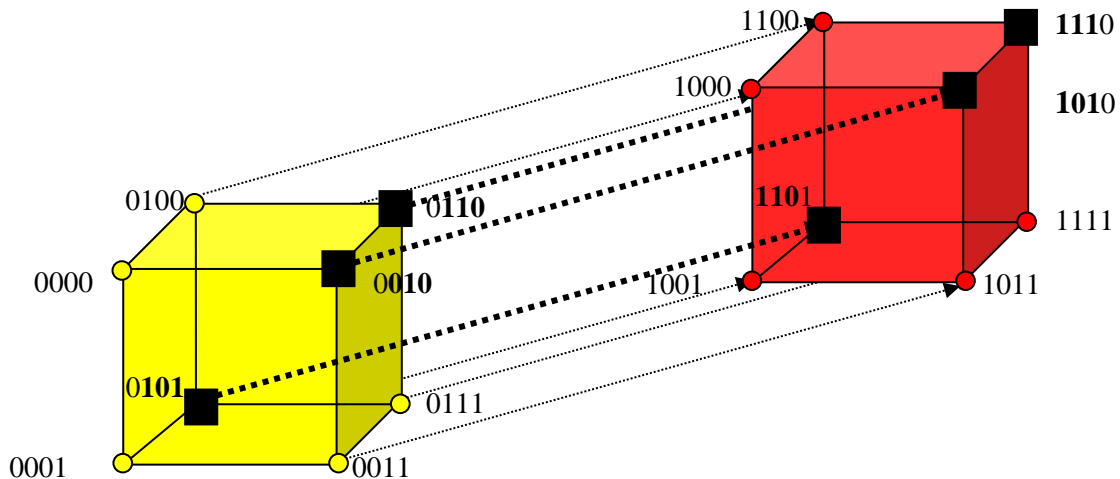


Рис. 4. Приклад трипараметричної цільової функції, закодованої кодом Грея

Із рисунка видно, що при пошуку максимуму цільової функції задана розмітка вершин  $(101, 1010, 1110)$  пересувається у відповідні вершини об'єкту-прототипу. Для фрактоїда  $Q^4$  маємо  $(1101, 1010, 1110)$ . Після операції розбиття коду  $\doteq s$ ,  $s = 3$  отримаємо  $(110, 101, 111)$ . Одна із вершин досягла максимуму і можна зупиняти обчислення.

Представлений фрактальний алгоритм - це математичний алгоритм, що перетворює, за допомогою засобів фрактальної алгебри, самоподібну дискретну множину індивідуальних помічених математичних об'єктів, представлених у вигляді коду, встановленої довжини, в нову самоподібну множину з поміченими об'єктами перетворення. А фрактальний пошук з математичної точки зору - це послідовне перетворення однієї скінченної самоподібної множини проміжних рішень в інше. Цільова функція для фрактального алгоритму задається в термінах коду Грея як максимальний (або мінімальний) код заданої розмірності початкового фрактоїда  $s$ .

На рисунках 5,6,7 наведено приклади ілюстрації процесів розвитку "м'яких систем" за допомогою ланцюжків фрактоїдів, тобто послідовності послідовностей самоподібних фрактальних графів різної розмірності з вільними параметрами кодів Грея, які в генетичних алгоритмах прийнято називати шимами, а по суті це є гіперплощини, які визначають сукупності компонент  $n$ -вимірного графа.

Отже, процес розвитку фрактоїдів можна подати загальним виразом виду:

$$Q^n = Q^{n-1} + P^{n-1}, \quad (1)$$

де -  $P^{n-1} \equiv Q^{n-1}$  є прототипом  $Q^{n-1}$ , отриманий шляхом копіювання.

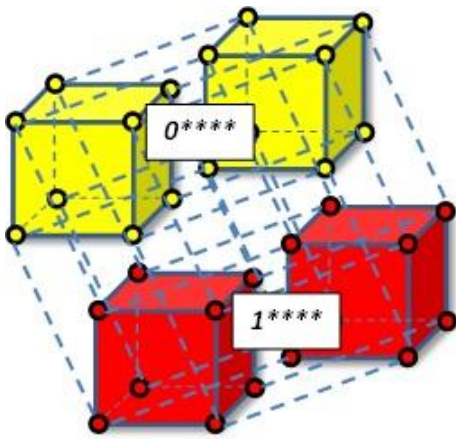


Рис. 5 – 5-вимірний гіперкуб

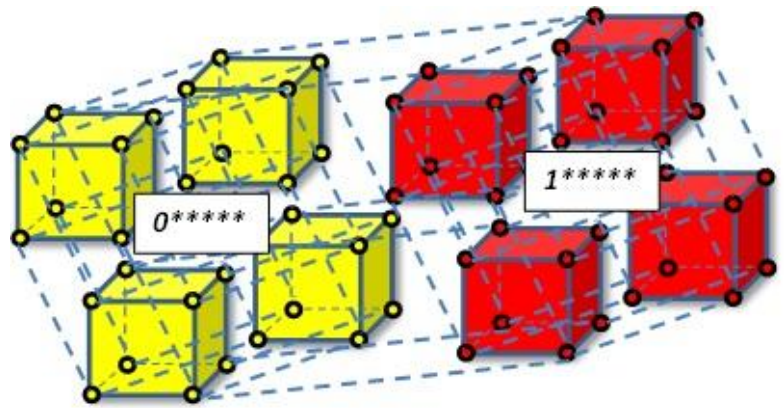


Рис. 6 – 6-вимірний гіперкуб

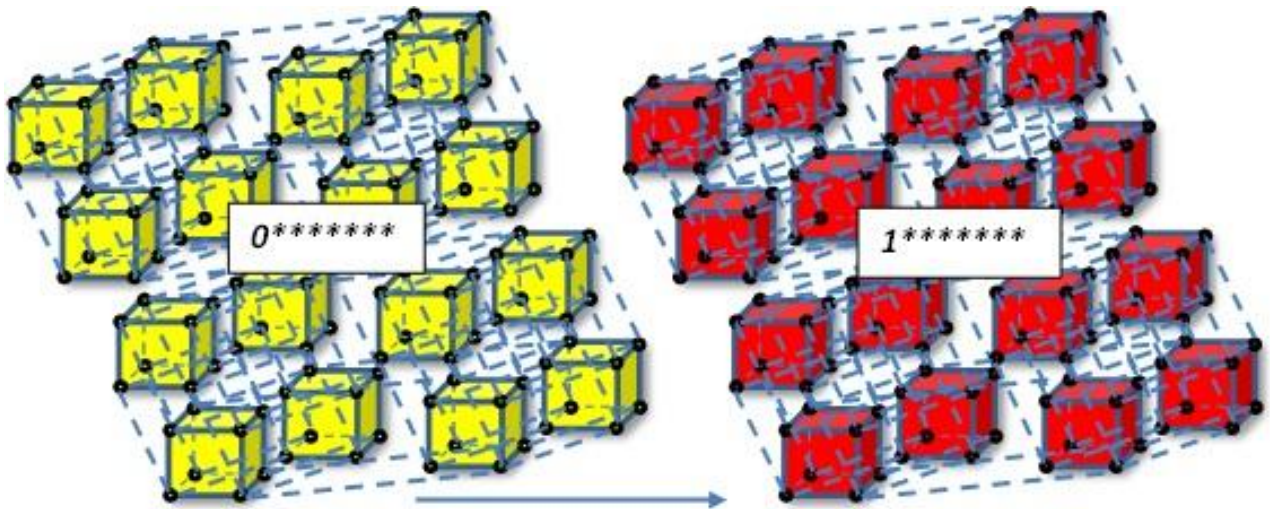


Рис. 7 – 8-вимірний гіперкуб

Використовуючи запропонований апарат, розв'яжемо задачу оптимізації вибору легкового автомобіля із низки запропонованих, кожен із яких оцінюється  $n$  параметрами. У загальному формальну постановку задачі оптимізації процесу вибору представимо наступним чином:

$$MF(u) = \sum_1^n \alpha_n u_n \rightarrow \max$$

$$\sum_1^n \beta_n \alpha_n u_n \leq S \quad (2)$$

$$\forall n : u_n = 1, 2, \dots, n,$$

де  $MF(u)$  - цільова функція якості вибраних параметрів автомобіля, а другий - обмеження, що накладаються на параметри відповідно до наявних грошових ресурсів;

$\alpha_n$  - коефіцієнти, що визначають важливість того чи іншого параметру (показника) автомобіля для конкретного покупця;

$u_n$  - вектор параметрів (характеристик) оптимізації автомобіля,

$\beta_n$  - коефіцієнти, що визначаються із частки вартості вузлів, агрегатів та систем у загальній вартості ТЗ для врахування обмежень на цільову функцію,

$S$  - закодоване формальне обмеження грошових ресурсів клієнта, виділених для купівлі автомобіля,

$n$  - кількість параметрів (характеристик) оптимізації автомобіля.

Необхідно знайти вектор  $u = (u_1, u_2, u_3, \dots, u_n)$  оптимальної комбінації параметрів якості автомобіля при заданих обмеженнях на грошові ресурси клієнта.

Спробуємо конкретизувати таку постановку задачі. Нехай клієнт збирається купити автомобіль, вибираючи один із 9 запропонованих варіантів. Кожен автомобіль оцінюється за чотирма параметрами (показниками): зовнішній дизайн автомобіля, комфортність, енергоємність та керованість ТЗ. За допомогою фрактальних обчислень знайдемо комбінацію із чотирьох заданих параметрів, які будуть вважатися найкращими для клієнта при заданому рівні його фінансових можливостей.

Для побудови фрактоїдів формалізуємо поставлені вимоги та закодуємо потрібні параметри (таблиця 2).

Таблиця 2

Кодування параметрів оптимізації автомобіля

N	Параметри оптимізації	Формалізоване значення параметрів	Код Грея
1	Зовнішній дизайн	- Гарний - Прийнятний - Слабо прийнятний	- 10 - 11 - 01
2	Комфортність	- Висока - Середня - Низька	- 10 - 11 - 01
3	Енергоємність	- Велика - Середня - Низька	- 10 - 11 - 01
4	Керованість	- Висока - Середня - Низька	- 10 - 11 - 01
5	Вартість автомобіля	Менше 20 тис у.о. 20-25 тис у.о. 25-30 тис у.о. 30 - 40 тис у.о. Більше 40 тис у.о.	<b>Код</b> 19.9 24.9 29.9 39.9 41

В результаті кодування вектору параметрів оптимізації в таблиці 3 наведемо можливі комбінації параметрів для формально вибраних 9 автомобілів.

Таблиця 3

Можливі комбінації вектору параметрів автомобіля

N	Дизайн	Комфортність	Енергоємність	Керованість	Вартість (код)
1 автомобіль	Гарний	Висока	Велика	Висока	41
2 автомобіль	Гарний	Висока	Велика	Середня	39.9
3 автомобіль	Прийнятний	Висока	Середня	Висока	24.9
4 автомобіль	Гарний	Середня	Низька	Висока	24.9
5 автомобіль	Прийнятний	Висока	Низька	Висока	24.9
6 автомобіль	Гарний	Середня	Низька	Низька	24.9
7 автомобіль	Прийнятний	Висока	Низька	Середня	24.9
8 автомобіль	Прийнятний	Низька	Велика	Середня	19.9
9 автомобіль	Слабо прийнятний	Низька	Середня	Середня	19.9

Наголошуємо, що кількість параметрів, вибраних у задачі, кількість критеріїв які кодують кожний параметр є умовними, їх число може зростати або зменшуватись відповідно до поставлених завдань. Крім того, в задачах можуть вибиратися конкретні марки автомобілів з кодуваннями за даною схемою, виконаною фахівцями.

Для формування обмежень оптимізаційної задачі наведено у таблиці 4 експертні, наближені показники процентного відношення вартості вузлів, агрегатів та систем до загальної вартості легкового ТЗ.

Таблиця 4

Експертні показники відношення вартості вузлів, агрегатів та систем до загальної вартості ТЗ

N	Характеристики автомобіля	Вузли, агрегати та системи, що впливають на характеристики	Наближена вартість вузлів, агрегатів та систем по відношенню до повної вартості ТЗ в %
1	Зовнішній дизайн	Кузов в металі із зовнішнім обладнанням	20 - 25%
2	Комфортність	1.Салон автомобіля, системи комфортності та управління 2.Підвіска у зборі	20% 10 - 12%
3	Енергоємність	Двигун зі зчепленням і навісним обладнанням	16 - 20%
4	Керованість	Електронні системи керування та контролю	5 - 20%
5	-	Інші	3 - 29%

Тоді формальна постановка задачі оптимізації вибору параметрів автомобіля конкретизується до виду:

$$\begin{aligned}
 MF(u) &= \phi\alpha_1u_1 + \phi\alpha_2u_2 - \phi\alpha_3u_3 + \phi\alpha_4u_4 \rightarrow \max \\
 \phi\beta_1\alpha_1u_1 + \phi\beta_2\alpha_2u_2 + \phi\beta_3\alpha_3u_3 + \phi\beta_4\alpha_4u_4 &\leq S \\
 \forall n: u_n &= 1, 2, 3.,
 \end{aligned}
 \tag{3}$$

де  $\phi$  - коефіцієнт нормування кодованих оптимізаційних параметрів цільової функції і кодової вартості ТЗ, у нашому випадку -  $\phi = \frac{5}{2}(40 - 20) = 50$ .

Параметри  $u_n$  (як видно із таблиці 2) можуть набирати трьох значень. Нехай важливість, тобто домінування параметрів автомобіля покупець визначив коефіцієнтами:  $\alpha_1 = 0.4$ ,  $\alpha_2 = 0.2$ ,  $\alpha_3 = 0.3$ ,  $\alpha_4 = 0.1$ .

Коефіцієнти  $\beta_n$ , що визначають частку вартості вузлів, агрегатів та систем у загальній вартості ТЗ для забезпечення параметрів оптимізації, враховуючи експертну оцінку (таблиця 4) будуть приймати наступні значення:  $\beta_1 = 0.22$ ,  $\beta_2 = 0.3$ ,  $\beta_3 = 0.17$ ,  $\beta_4 = 0.15$ . Закодований параметр обмежень у грошових ресурсах, для прикладу, приймемо:  $S = 24.9$ .

Оскільки кожен параметр може набувати тільки трьох значень, достатньо використати код Грея розмірністю 2.

Тоді, відповідно вище викладеному, задана цільова функція, без врахування обмежень, досягне "м'якого" глобального максимуму при досягненні хоча би однієї з вершин синтизованих фрактоїдів максимального значення бітового коду  $s = k * n = 2 * 4 = 8$ , у коді **IIIIIIII**, причому  $Q^n$  буде мати розмірність 8.

Побудуємо двовимірний фрактоїд гіперкуба  $Q^2$  (рис. 8), розмічену вершину **00**, виключену із розгляду на рис. 8 позначимо чорним кружком. Тоді дискретний простір розв'язків повинен включати тільки усі можливі комбінації **01**, **11** і **10**. На рисунку 8 ребра двовимірного гіперкуба позначено \*1 і 1\*. Зірочка задає один вільний параметр одновимірної гіперплощини.



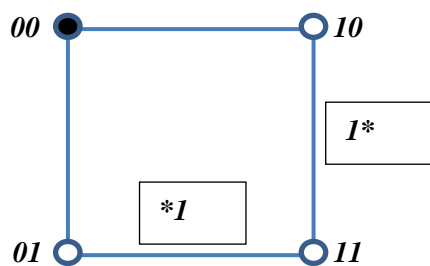


Рис. 8. Розмітка двовимірного фрактоїда для синтезування

Щоб уникнути повного перебору дискретного простору розв'язків будемо відсіювати вершини, у яких конкатенації рядків явно не відповідають поставленій задачі. Так, наприклад, із гіперкуба фрактоїда у просторі  $Q^5$  окрім чорної вершини, виключеної із простору розв'язків ще на етапі формування фрактоїда  $Q^2$ , треба виключити вершини, які належать шимі 000\*1 і 0001\*. Комбінація коду такої гіперплощини з одним вільним параметром і трьома нулями поряд, априорі, вже не зможе бути розв'язком задачі оптимізації.

Синтезування фрактоїдів за схемою (1) у просторах великої розмірності має певні труднощі як у графічній інтерпретації гіперкубів, так і розмітці вершин гіперкубів та відповідних шим. Тому, у середовищі **Mathcad 15**, була розроблена програма автоматичної генерації усіх вершин та шим гіперкубів у просторі  $Q^n$ . Для роботи програми слід задати тільки кількість параметрів оптимізаційної задачі та кількість біт коду Грея, необхідних для кодування одного параметру (рис.9).

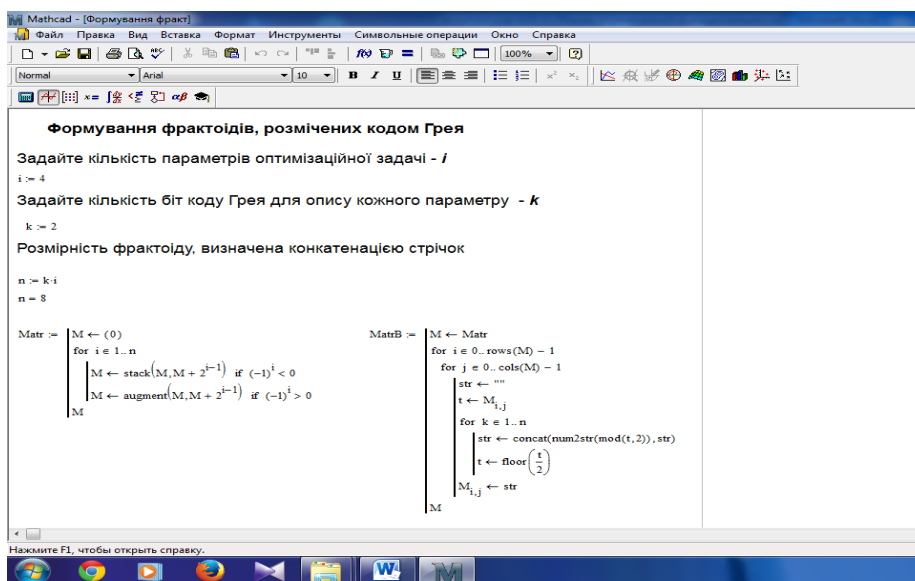


Рис. 9. Програма автоматичної генерації коду Грея

Програма автоматично визначає розмірність фрактоїду, кількість вершин гіперкуба та коди Грея для кожного елементу синтезованого образу (рис. 10).

Крім того, у даному алгоритмі достатньо важливим є контроль дискретного простору розв'язків задачі на кожному із етапів синтезування і розмітки фрактоїдів у просторах  $Q^2$ ,  $Q^3$ ,  $Q^4$ ,  $Q^5$ ,  $Q^6$ ,  $Q^7$  та  $Q^8$ . Такий контроль не тільки може суттєво скоротити дискретний простір розв'язків задачі, але й значно зменшити час розрахунків для отримання результатів.

З цією метою у роботі запропоновано конструкцію графа, що дозволяє, по-перше, спростити візуалізацію процесів синтезування фрактоїдів різної розмірності з їх компонентами, а по-друге, максимально скоротити час аналізу дискретного простору параметрів задачі. Граф, який забезпечує синтез фрактоїдів для нашої тестової задачі наведений на рис. 11, де кольором виділені гіперплощини гіперкубів дискретного простору, які явно не можуть бути розв'язками задачі.

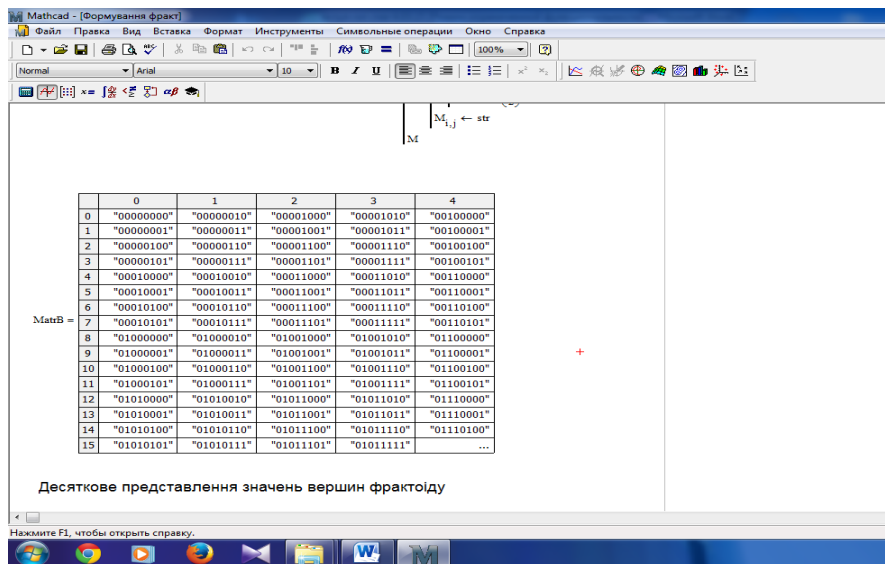


Рис. 10. Результати роботи програми для 8-вимірному простору

Як видно із обчислень, після розмітки фрактоїду  $Q^2$  не вимагається визначати які числа містить код Грея.

Аналізуємо та декодуємо отримані результати. Дискретний простір розв'язку поставленої задачі є множина векторів виду:

<i>N</i>	<i>Код Грея</i>	<i>Fitness</i>
1	101001**	$-\infty$
2	101011**	$-\infty$
3	10110110	80
4	101111**	$-\infty$
5	111001**	70
6	101010**	$-\infty$
7	101110**	$-\infty$
8	100101**	70
9	100111**	55
10	100110**	40

Дискретний простір розв'язків задачі

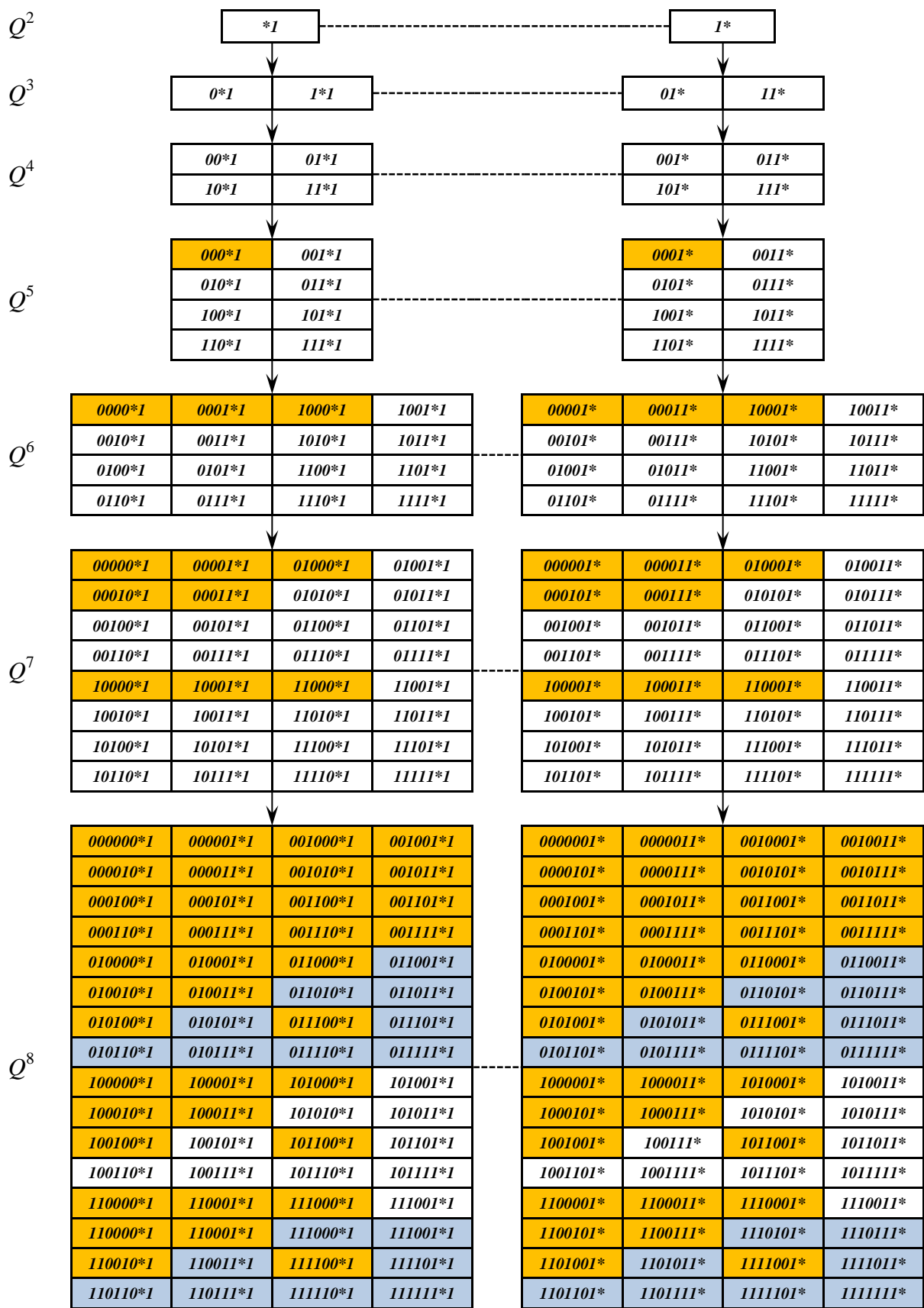


Рис. 11. Модель графа, що забезпечує синтез фрактоїда

Розв'язок тестової задачі отримується при декодуванні і підстановки чисел в цільову функцію.

Таким чином, оптимальним рішенням вибору автомобіля за заданими критеріями є вектор параметрів **10110110 (3,2,1,3)**, що відповідає 4 автомобілю.

**Висновок.** У роботі проведені дослідження фрактальних обчислень, як різновиду “м’яких обчислень” на предмет розв’язання багатопараметричних задач оптимізації в техніці та економіці. Удосконалена модель синтезування фрактоїдів потрібної розмірності. Запропоновано модель графа, який суттєво спрощує пошук оптимальних параметрів дискретного простору рішень задачі. Розроблена в середовищі Mathcad 15 програма автоматичної генерації елементів гіперкубів у  $n$ -вимірних просторах. Запропоновані алгоритми дозволили із мінімальними затратами часу та ресурсів розв’язати задачу оптимізації вибору легкового автомобіля з найкращими характеристиками, при заданих обмеженнях клієнта у фінансових ресурсах.

1. Н.Г. Ярушкіна. Прикладные интеллектуальные системы, основанные на мягких вычислениях// Ульяновск: УлГТУ, 2004. – 139 с.
2. А.С. Семенов. Фрактальная алгебра как основа фрактальной парадигмы программирования // Информационные технологии и Вычислительные системы. М.: №2, 2006.- С. 64-70.
3. А.С. Семенов. Построение класса фрактальных систем по шаблону на примере дерева Фибоначчи // Информационные технологии и Вычислительные системы. М.: №2, 2005.- С.10-17.
4. А.С. Семенов. Фрактальное построение  $n$ -мерных гипер-кубовых архитектур в структурном пространстве // Информационные технологии и Вычислительные системы. М.: №2, 2007.- С. 42-50.
5. А.С. Семенов. Архитектурно-ориентированный подход к моделированию информационных систем // Приборы и системы. Управление, контроль, диагностика. – 2006. – №11.
6. J. Koza. Genetic programming. London: Massachusetts Institute of Tehnology. 1992. – 799 p.

## REFERENCES

1. Yarushkina, N. (2004). *Application of intellectual systems based on soft calculations [Prikladnye intellektualnye sistemy osnovannye na myagkikh vychisleniakh]*. Ulyanovsk : Publ. UISTU. – 139 p.
2. Semenov, A. (2006). Fractal algebra as basis of fractal paradigm of programming [Fractalnaya algebra kak osnova fractal'noy paradigmy programmirovaniya]. *Information Technologies and Computer Systems. [Informatsyonnye tekhnologii i vychislitelnye sistemy]*. Moscow, №2, pp. 64-70.
3. Semenov, A. (2005). Construction of fractal systems class by the template of the example of Fibonacci tree [Postroenie klassa fractalnykh system po shablonu na primere dereva Fibonacci]. *Information Technologies and Computer Systems [Informatsyonnye tekhnologii i vychislitelnye sistemy]*. Moscow, №2.- p.10-17.
4. Semenov, A. (2007). Fractal construction of  $n$ -measured hypercubic architectures in structural space [Fractalnoe postroenie  $n$ -mernih hiper-kubovykh arkhitektur v strukturnom prostranstve]. *Information Technologies and Computer Systems [Informatsyonnye tekhnologii i vychislitelnye sistemy]*. Moscow, №2, pp. 42-50.
5. Semenov, A. (2006). Architecture oriented approach to modelling the information systems [Arkhitekturno orientirovannyi podkhod k modelirovaniyu informatsyonnykh system]. *Devices and Systems. Management, Control, Diagnostics [Pribory i sistemy. Upravlenie, kontrol, diagnostika]*. Moscow, №11.
6. Koza, J. (1992). *Genetic programming*. London: Massachusetts Institute of Tehnology. – 799 p.

**Громко Л. С., Пустюльга С. И., Самчук В. П.** Математическая модель “мягкой оптимизации” процесса выбора легкового автомобиля соответственно принятых критериев.

В работе проведены исследования фрактальных вычислений, как разновидности “мягких вычислений” на предмет решения многопараметрических задач оптимизации в технике и экономике. Усовершенствована модель синтеза фрактоидов нужной размерности. Предложена модель графа, который существенно упрощает поиск оптимальных параметров дискретного пространства решений оптимизационной задачи. Разработана в среде Mathcad 15 программа автоматической генерации элементов гиперкубов в  $n$ -мерных пространствах. Предложены алгоритмы, которые позволяют с минимальными затратами времени и ресурсов решить задачу оптимизации выбора легкового автомобиля с наилучшими характеристиками, при заданных ограничениях клиента в финансовых ресурсах.

**Ключевые слова:** “мягкие вычисления”, фрактальные вычисления, фрактоиды, дискретное пространство решений, код Грея, оптимизация.

**Hromko L., Pustiulha S., Samchuk V.** Mathematical model of "soft optimization" of process of choice the passenger car according to the accepted criteria

In this article the fractal calculations, as varieties of "soft calculations", are researched in order to solve the many-parameters tasks of optimization in engineering and economics. The model of synthesis of fractoids of necessary dimension is improved. The model of graph that simplifies the search of optimal parameters of discrete space decision of optimization task is offered. The program of automatic generation of elements of hypercubes is worked out in the environment of Mathcad 15 in  $n$ -measured spaces. Algorithms that allow with the minimum expenses of time and resources to decide the task of optimization of choice the passenger car with the best descriptions are offered, at the given financial limitations of clients.

**Keywords:** "soft calculations", fractal calculations, fractoids, discrete space decision, Grey code, optimization.

**АВТОРИ:**

*ГРОМКО Лілія Сергіївна*, Східно-Європейський національний університет, аспірант кафедри економіки, підприємництва та інноваційної діяльності.

*ПУСТЮЛЬГА Сергій Іванович*, доктор технічних наук, професор кафедри інженерної та комп'ютерної графіки, декан МБФ, Луцький національний технічний університет, e-mail: [mbf.dec@mail.ru](mailto:mbf.dec@mail.ru).

*САМЧУК Володимир Петрович*, кандидат технічних наук, доцент кафедри промислового і цивільного будівництва, Луцький національний технічний університет.

**АВТОРЫ:**

*ГРОМКО Лилия Сергеевна*, Восточно-европейский национальный университет, аспирант кафедры экономики, предпринимательства и инновационной деятельности.

*ПУСТЮЛЬГА Сергей Иванович*, доктор технических наук, профессор кафедры инженерной и компьютерной графики, декан МСФ, Луцкий национальный технический университет, e-mail: [mbf.dec@mail.ru](mailto:mbf.dec@mail.ru)

*САМЧУК Владимир Петрович*, кандидат технических наук, доцент кафедры промышленного и гражданского строительства, Луцкий национальный технический университет.

**AUTHORS:**

*HROMKO L.*, Eastern European National University, Postgraduate student.

*PUSTIULHA S.*, Doctor of Science in Engineering, Professor of Engineering and Computer Graphics Department, Dean of MBF, Lutsk National Technical University, e-mail: [mbf.dec@mail.ru](mailto:mbf.dec@mail.ru)

*SAMCHUK V.*, Ph.D. in Engineering, Assoc. Professor of Industrial and Civil Construction Department, Lutsk National Technical University.

**РЕЦЕНЗЕНТ:**

*ПЛОСКИЙ В. О.*, доктор технічних наук, професор, проректор із наукової роботи, Київський національний університет будівництва та архітектури, Київ, Україна.

**РЕЦЕНЗЕНТ:**

*ПЛОСКИЙ В.А.*, доктор технических наук, профессор, проректор по научной работе, Киевский национальный университет строительства и архитектуры, Киев, Украина.

**REVIEWER:**

*PLOSKYI V.*, Doctor of Science in Engineering, Professor, Vice Rector of Research, Kyiv National University of Construction and Architecture, Kyiv, Ukraine.

Стаття надійшла в редакцію 21.04.2015р.

Гунько Ю.Л., Федорусь Ю.В., Парфенюк А.В.  
*Луцький національний технічний університет*

## ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ РОБОТИ ПОХИЛИХ ДИФУЗІЙНИХ АПАРАТІВ ЦУКРОВОГО ВИРОБНИЦТВА

У статті проаналізовані особливості процесу вилучення цукру з бурякової стружки, розглянуті конструкції дифузійних апаратів, за допомогою яких забезпечується екстрагування, також наведені результати експериментальних досліджень дифузійного процесу, запропоновані можливі шляхи підвищення ефективності двошнекового дифузійного апарата.

**Ключові слова:** дифузія, сік, ошпарювач, шнек, добування, траєкторія.

**Постановка проблеми.** Ефективність роботи дифузійних апаратів цукрового виробництва значною мірою залежить від якості бурякової стружки, у якій знаходиться сахароза – цільовий компонент процесу екстрагування. У дифузійному апараті бурякова стружка вступає у контакт з екстрагентом і за певної температури відбувається перенесення сахарози до екстрагенту. Це явище є досить складним тепло- та масообмінним процесом, ефективність якого визначається ступенем вилучення із цукрової стружки сахарози, яка знаходиться у тканинах буряка. Ефективне вилучення цукру з бурякової стружки може досягатись за рахунок інтенсифікації процесів масо- і теплообміну. Одним із напрямків при цьому є удосконалення конструкцій дифузійних апаратів.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Результати досліджень якості бурякової стружки висвітлені у публікаціях [4,5,6], а у ряді наукових праць [1,2,3] наводяться особливості процесу вилучення цукру з бурякової стружки за допомогою дифузійних апаратів.

Результати даних досліджень можуть використовуватись для вдосконалення конструкцій дифузійних апаратів, що дозволить підвищити інтенсивність процесу вилучення сахарози з бурякової стружки.

**Мета дослідження.** Запропонувати шляхи підвищення ефективності процесу теплової обробки бурякової стружки у двошнековому похилому дифузійному апараті

**Результати дослідження.** Сьогодні використовуються різноманітні конструкції дифузійних апаратів для вилучення сахарози з бурякової стружки – похилі двошнекові, колонні, ротаційні. Зокрема, на Гнідавському цукровому заводі використовуються двошнекові похилі дифузійні апарати (рис.1). На ці апарати поступає стружка, отримана у результаті подрібнення цукрових буряків ножами дискових бурякорізок.

Проведені дослідження [5] показали, що наявність значної кількості браку у деяких пробах бурякової стружки визначається якісними параметрами буряків (значна прив'язаність, підмороженість), а також особливостями роботи та регулювання бурякорізок. Поряд з визначенням якості бурякової стружки контролювались дані щодо втрат цукру. Втрати цукру у жомі визначались за допомогою цукрометра СУ-4. За умови поступання неякісної стружки втрати цукру у жомі перевищували нормативні 0,6% і досягали значень 0,7...0,8%.

Ступінь вилучення сахарози з бурякової стружки залежить від коефіцієнту масопровідності. Коефіцієнт масопровідності визначається внутрішньою геометричною формою стружки, структурою твердого тіла стружки, концентрацією сахарози і температурою процесу.

Температурний плазмоліз стружки проводиться безпосередньо в похилому двошнековому дифузійному апараті, зменшуючи частину об'єму і довжину апарата як екстрактора. А це є значним недоліком, оскільки за такого апаратурного оформлення відсутній швидкий плазмоліз стружки.

Тому необхідно розглянути можливість комплектації похилого двошнекового дифузійного апарата, що використовується на Гнідавському цукровому заводі, ошпарювачами [1].

Термічна обробка (плазмоліз) бурякової стружки в короткий термін має свої особливості. Для швидкого нагріву стружки перед надходженням її в екстрактор застосовуються передошпарювачі та ошпарювачі. Ошпарювачі сконструйовані, виходячи з терміну знаходження в них стружки і потенціалу теплоносія. Теоретично необхідний час теплової дії складає 10...12 хвилин за температури 70...75 С°.

Ротаційний ошпарювач призначений для нагрівання бурякової стружки шляхом протитечійного теплообміну з нагрітим дифузійним соком.

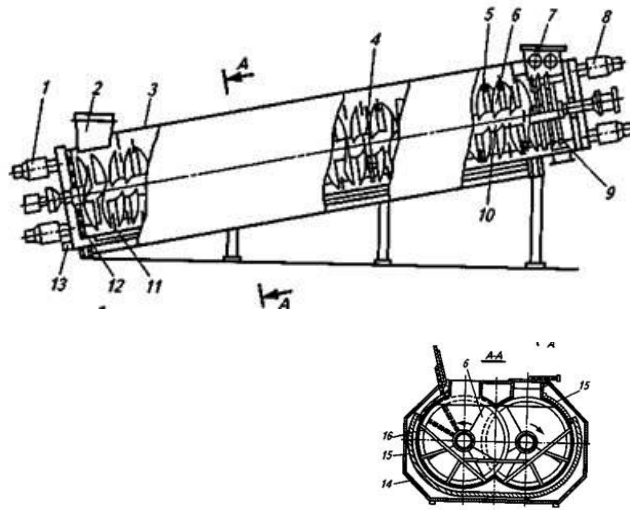


Рис. 1. Похилий двошнековий дифузійний апарат:

1, 8 – електродвигуни; 2 – приймальний бункер; 3 – кришка; 4 – опора; 5 – перегородка; 6, 9 – лопаті; 7 – вивантажувальний шнек; 10 – шнек; 11 – гріюча камера; 12 – сито; 13 – штуцер для виводу дифузійного соку; 14 – ребро; 15 – ізоляція; 16 – контрлопоть.

У такому ошпарювачі рівень соку знаходиться вище осі барабана та виключена неактивна фаза настоювання. У нижній частині апарату стружка повністю занурюється у сік при будь-яких значеннях відкачки та пористості шару стружки. Протитечійний рух соку та стружки зберігається і при значній неритмічності подачі стружки. Механічний вплив на стружку у апараті та, відповідно, її подрібнення є незначними.

В апаратах зрошувального типу відбувається багатоступінчатий процес теплообміну. Бурякова стружка сітчастим конвеєром пересувається безперервним шаром, який по всій ширині на кожному ступені зрошується дифузійним соком. Дифузійний сік фільтрується крізь шар, передаючи при цьому тепло стружці, збирається у піддоні та спрямовується на подальшу ступінь зрошування.

Найшвидше стружка нагрівається у паровому ошпарювачі, найдовше – у протитечійному. Але на 40% довжини корпусу протитечійного ошпарювача відбувається перемішування стружки з соком та видалення піни за допомогою спеціального контуру знепінення. Це необхідно для подальшої стабільної роботи дифузійної установки, особливо для колонного типу.

З протитечійного ошпарювача виходить сокустружкова суміш, яка містить стружку, повністю підготовлену до подальшого процесу екстрагування. У паровому ошпарювачі процеси денатурації клітин не встигають завершитись, але стружка вже досягла потрібної температури, і денатурація завершується вже в дифузійному апараті за 10...15 хвилин.

Апарати ротаційного та зрошувального типів є «передошпарювачами». В них теплова обробка не завершується, стружка подається у циркуляційний прямотечійний контур ошпарювання, де нагрівається остаточно.

Найбільш повно рекуперация тепла дифузійного соку, який відбирається з дифузійної установки, відбувається у протитечійних ошпарювачах. Тому такі ошпарювачі забезпечують можливість застосування енергоощадних теплових схем цукрових заводів із використанням низькопотенційних теплоносіїв — конденсатів та вторинної пари вакуум-апаратів [1,2].

Парові ошпарювачі забезпечують інтенсивне нагрівання стружки та стерильність процесу, але рекуперация тепла дифузійного соку відсутня. З цих причин застосування парових ошпарювачів на сучасних цукрових заводах є неможливим.

Втрати сахарози від розкладання в ошпарювачах усіх типів знаходяться в прийнятних межах. Найбільше сприяють розвитку мікробіологічної інфекції конструкції ошпарювачів ротаційного та зрошувального типів.

У зв'язку з тим, що частки сировини знижують в процесі екстрагування, особливо при температурному впливі, свою пружність, умови омивання частинок рідиною різко погіршуються, оскільки при цьому зменшується активна поверхня частинок, що бере участь у процесі. Це погіршення гідродинамічної обстановки можна запобігти тільки правильним вибором визначального

розміру часток і конструкції транспортного органу, який має сприяти розпушуванню, а не злежування шару частинок.

Слід відзначити також, що у двошнекових похилих дифузійних апаратах може спостерігатись значне повздовжнє переміщення фаз, що приводить до зменшення рушійної сили процесу, збільшенню часу перебування твердих частинок в апараті.

На Гнідавському цукровому заводі керування процесом дифузії відбувається у автоматичному режимі. Технологічні процеси відбуваються згідно заданих програм з використанням програмованих контролерів. За проходженням технологічних процесів, які відбуваються у машинах та апаратах можна спостерігати за допомогою моніторів (рис.2).

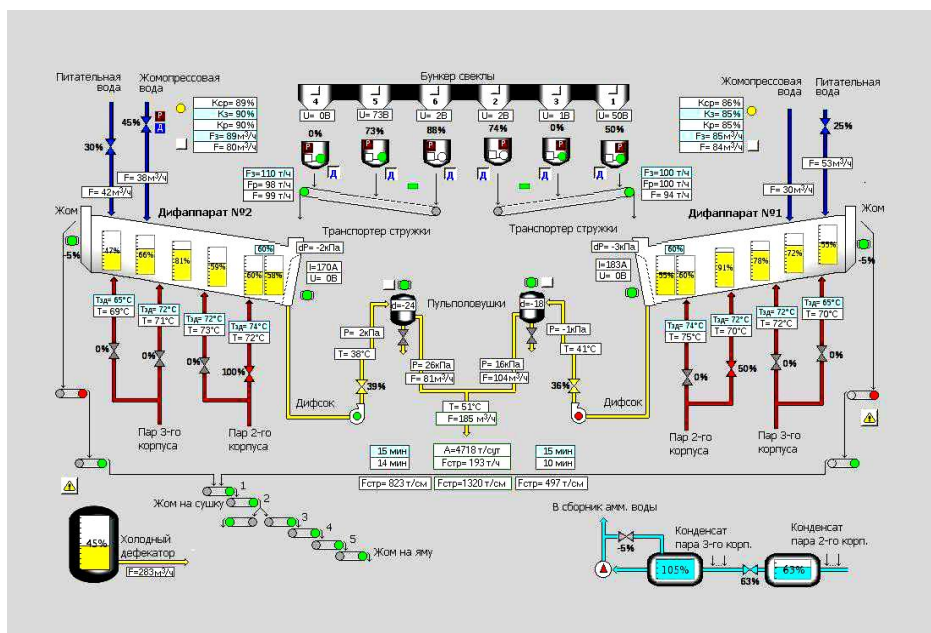


Рис. 2. Показники та параметри дифузійного апарату, які відслідковує система керування

Система керування передбачає:

- облік стружки по стрічковим вагам з формуванням звітів;
- стабілізація потоку стружки в дифузійні апарати шляхом автоматичного управління продуктивністю бурякорізок;
- регулювання температури по зонах дифузійних апаратів;
- регулювання рівня перед ситом дифузійного апарату;
- регулювання витрати живильної води;
- контроль витрати і згладжування потоку дифузійного соку на виробництво;
- управління схемою підготовки живильної води: регулювання рН, температури, рівнів у збірниках;
- управління обертами жомових пресів для досягнення максимальних СР жому;
- згладжування потоку жомопресованої води в дифузійний апарат;
- регулювання рівнів у збірниках конденсату.

Співвідношення витрати мас екстрагенту і твердих частинок (бурякової стружки) здійснює істотний вплив на швидкість і ефективність процесу екстрагування, тобто на повноту вилучення цільового компонента. Збільшення маси екстрагенту відносно маси твердих частинок сприяє збільшенню рушійної сили процесу, оскільки концентрація цільового компонента в екстрагенті на всьому протязі дифузійного процесу підвищується незначним чином. З іншого боку, чим більше екстрагенту вводиться в дифузійний процес, тим меншою виходить концентрація сахарози в екстрагенті, що ускладнює і здорожує виділення цільового продукту в чистому вигляді. Тому питання про вибір величини співвідношення витрат мас в процесі екстрагування має вирішуватись як оптимізаційна задача. Дані необхідних показників та параметрів, отримані з графіків, які забезпечує розроблена системи керування, можуть бути використані для вирішення цієї оптимізаційної задачі.



Для похилих двошнекових дифузійних апаратів характерним є те, що чим вищий показник поздовжнього перемішування, тим більше процес відхиляється від протитечії, що приводить насамперед до зниження концентрації дифузійного соку. Процес може контролюватися співвідношенням істинного відкачування (отриманого на основі вимірювання витрати дифузійного соку і стружки) і розрахункового (отриманого за величиною концентрацій фаз і виходу жому). Слід мати на увазі, що саме розрахункова відкачка визначає економічну складову процесу і повинна враховуватися при його оптимізації.

Через поздовжнє перемішування бурякової стружки виникає розбіжність значень часу перебування певної маси частинок. Маса частинок, яка залишає апарат раніше оптимального часу перебування, не може повністю знецукрюватись, що збільшує втрати цукру в стружці. З частинок, які затримуються на більший, ніж це потрібно, термін, посилюється перехід в сік нецукрів, що впливає на якість отриманого дифузійного соку.

Для дослідження поздовжнього перемішування стружки в похилих двошнекових апаратах, які використовуються на Гнідавському цукровому заводі, доцільно у систему керування включити автоматичні засоби контролю роботи шнекових транспортуючих пристроїв дифузійного апарату, зокрема, пропонується встановлення додаткових перетворювачів обертів, за допомогою чого можна буде дослідити залежність втрат цукру від кінематичного режиму роботи двошнекового робочого органу, який впливає на процес перемішування стружки.

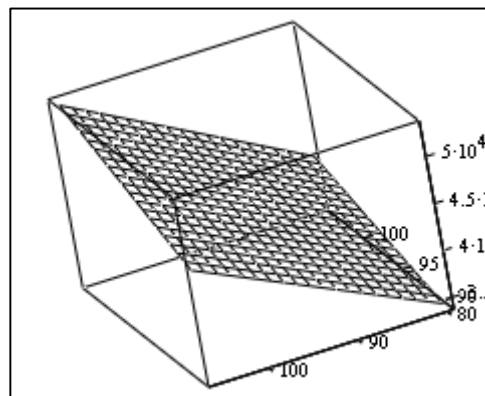
Співвідношення витрати мас екстрагента і твердих частинок (бурякової стружки) істотно впливає на швидкість і ефективність процесу екстрагування.

Використання даних керуючої системи дозволило отримати регресійну залежність для визначення виходу дифузійного соку від двох факторів:  $X_1$  - подача жомопресової та живильної води,  $X_2$  - подача бурякової стружки.

Ця залежність має наступний вигляд:

$$y=100,63-7,415 \cdot X_1+2,492 \cdot X_2+4,865 \cdot X_1 X_2. \quad (1)$$

Також отримано поверхню відгуку (рис.3):



К

Рис. 3. Поверхня відгуку для залежності визначення виходу дифузійного соку

**Висновки.** Таким чином, для підвищення ефективності роботи похилих двошнекових дифузійних апаратів, які встановлені на Гнідавському цукровому заводі, доцільно передбачити встановлення протитечійних ошпарювачів, що дозволить зменшити енергозатрати, а також вдосконалити систему керування шляхом обладнання системи додатковими перетворювачами обертів шнекових робочих органів. Проведені за допомогою керуючої системи дослідження дифузійного процесу дозволили отримати залежність для визначення виходу дифузійного соку, що дозволяє планувати удосконалення дифузійних апаратів.

1. А.Василяка, Л.Верхола, М. Ладановський. Пути повышения тепловой и технологической эффективности//Сахар и свекла. – 2011, №1. – с.22–24.
2. Л.А.Верхола, н.н. Пушанко. Критерии оценки эффективности процесса в диффузионных установках //Сахар. – 2007. – №5. – с.25–28.
3. Лысянский В.М. Процесс экстракции сахара из свеклы. Теория и расчет. М.: Пищевая промышленность. 1973. – 224 с.
4. Силин П.М. Технология сахара. – М.: Пищевая промышленность, 1967. – 625 с.
5. Федорусь Ю.В., Гунько Ю.Л., Полішук М.С. Аналіз впливу конструкцій бурякозбиральних машин та їхніх робочих органів на якість стружки// Сільськогосподарські машини. Зб.наук.ст., вип..27 – Луцьк: ред. – вид. відділ Луцького НТУ, 2014. – с.112–117.
6. Хоменко М.Д. Отримання високоякісної стружки: Навчальний посібник. – К: ІПК Укрхарчопрому,1998. – 39 с.

## REFERENCES

1. Vasilyaka, A., Verhola, L. & Ladanovsky M. (2011). Ways to improve the thermal and technological effectiveness [Puti povysheniya teplovoj i tehnologicheskoy effektivnosti]. *Sugar and beet [Sahar i svekla]*. Publ. Bartens. Vol. 1, pp.22-24.
2. Verhola, L. & Pushanko, N. (2007). Criteria for assessing the effectiveness of the process in difuzionnyh installations [Kriterii ocenki effektivnosti processa v difuzionnyh ustanovkah]. *Sugar [Sahar]*. Vol. 5, pp.25-28.
3. Lysyansky, V. (1973). *The process of extracting sugar from beets. Theory and calculation. [Process ekstrakcii sahara iz svekly. Teorija i raschet]*. Moscow, Publ. Food Industry. 224 p.
4. Silin, P. (1967). *Sugar Technology [Tehnologija sahara]*. Moscow, Publ. Food Industry. 625 p.
5. Fedorus, Y., Hunko, Y. & Polishchuk, M. (2014). Analysis of the influence of beetroot-gathering machine constructions and their working bodies on chips quality. [Analiz vplyvu konstruktzii buriakozbyralnykh mashyn ta yikhonii robochykh orhaniv na yakist struzhky]. *Agricultural Machinery [Silskohospodarski mashyny]*. Vol. 27. Lutsk, Publ. Lutsk NTU. pp. 112-117.
6. Khomenko, M. (1998). *Getting high-quality chips: Study guide. [Otrymannia vysokoiaakisnoi struzhky: Navchalnyi posibnyk.]*. Kyiv, Publ. IPK Ukrharchopromu. 39 p.

**Гунько Ю.Л., Федорусь Ю.В., Парфенюк А.В. Повышение эффективности работы наклонных двухшнековых диффузионных аппаратов сахарного производства.** В статье проанализированы особенности процесса извлечения сахара из свекловичной стружки, рассмотрены конструкции диффузионных аппаратов, с помощью которых обеспечивается экстрагирования, также приведены результаты экспериментальных исследований диффузионного процесса, предложены возможные пути повышения эффективности работы наклонного двухшнекового диффузионного аппарата, который применяется на Гнидавском сахарном заводе.

**Ключевые слова:** диффузия, сок, ошпариватель, шнек, извлечение, траектория.

### **Y. Hun'ko, Y. Fedorus, A. Parfenyuk. Improvement of the Efficiency of the Inclined Double-Screw Diffusion Sugar Production Apparatus.**

The efficiency of the diffusion apparatus of sugar production considerably depends on the quality beet root chips, in which there is the sucrose - the target component of the extraction process. In the diffusion apparatus beet root chips contact with the extractant and at a certain temperature the transfer of sucrose to the extractant occurs. This phenomenon is quite complex heat and mass transfer process, the efficiency of which is determined by the degree of extraction of the sucrose from sugar chips that is located in the tissues of beets.

Temperature plasmolysis of chips is made directly in the inclined double-screw diffusion apparatus, reducing the volume and length of the machine as extractor. This is a considerable disadvantage, because fast plasmolysis of chips is absent in spite of such equipment.

That is why it is important to consider the possibility of integration of the inclined double-screw diffusion apparatus, that is used at Hnidava sugar factory, and scalding machines, especially, the counter-current scalding machine.

To improve the work of inclined double-screw diffusion apparatus, which are installed at Hnidava sugar factory, it is advisable to install the counter-current scalding machines.

At Hnidava sugar factory the diffusion control process occurs automatically. Technological processes are occurred according to specified programs using programmable controllers.

It is suggested to include automatic tools of control of the screw transporting devices of diffusion apparatus to the control system. In particular, to install additional rotation converters, with help of which it will be possible to investigate the dependency of the sugar loss upon kinematic mode of double-screw working body that affects the chips mixing process. The results of experimental studies of diffusion process are given in the article.

**Keywords:** diffusion, juice, scalding machine, auger, extraction, trajectory.

### **АВТОРИ:**

**ГУНЬКО Юрій Леонтійович**, кандидат технічних наук, Луцький національний технічний університет, доцент кафедри обладнання переробних виробництв, e-mail: [lab-amb@ukr.net](mailto:lab-amb@ukr.net)

**ФЕДОРУСЬ Юрій Володимирович**, кандидат технічних наук, Луцький національний технічний університет, доцент кафедри обладнання переробних виробництв, e-mail: [lab-amb@ukr.net](mailto:lab-amb@ukr.net)

**ПАРФЕНЮК Анжеліка Вікторівна**, Луцький національний технічний університет, магістрант кафедри обладнання переробних виробництв, e-mail: [lab-amb@ukr.net](mailto:lab-amb@ukr.net)

**АВТОРЫ:**

**ГУНЬКО Юрий Леонтьевич**, кандидат технических наук, Луцкий национальный технический университет, доцент кафедры оборудования перерабатывающих производств, e-mail: [kaf\\_opv@ukr.net](mailto:kaf_opv@ukr.net)

**ФЕДОРУСЬ Юрий Владимирович**, кандидат технических наук, Луцкий национальный технический университет, доцент кафедры оборудования перерабатывающих производств, e-mail: [kaf\\_opv@ukr.net](mailto:kaf_opv@ukr.net)

**ПАРФЕНЮК Анжелика Викторовна**, Луцкий национальный технический университет, магистрант кафедры оборудования перерабатывающих производств, e-mail: [kaf\\_opv@ukr.net](mailto:kaf_opv@ukr.net)

**AUTHORS:**

**HUNKO Yuriy**, Ph.D., Lutsk National Technical University, associate professor of Refining Production Equipment Department, e-mail: [kaf\\_opv@ukr.net](mailto:kaf_opv@ukr.net)

**FEDORUS Yuriy**, Ph.D., Lutsk National Technical University, associate professor of Refining Production Equipment Department, e-mail: [kaf\\_opv@ukr.net](mailto:kaf_opv@ukr.net)

**PARFENYUK Anjelika**, Lutsk National Technical University, Master of Refining Production Equipment Department, e-mail: [kaf\\_opv@ukr.net](mailto:kaf_opv@ukr.net)

**РЕЦЕНЗЕНТ:**

**ШВАБ'ЮК Василь Іванович**, доктор технічних наук, Луцький національний технічний університет, професор кафедри технічної механіки, Луцьк, Україна.

**РЕЦЕНЗЕНТ:**

**ШВАБЮК Василий Иванович**, доктор технических наук, Луцкий национальный технический университет, профессор кафедры технической механики, Луцк, Украина.

**REVIEWER:**

**SHVABYUK Vasyly**, DSc.-Eng., Lutsk National Technical University, Professor of the Technical Mechanics Department, Lutsk, Ukraine.

Стаття надійшла в редакцію 05.05.2015р.

Гутаревич Ю. Ф., Корпач А. О., Карев С. В., Філоненко О. Д., Шуба Є. В.  
*Національний транспортний університет*

## **ЕФЕКТИВНІСТЬ ВИКОРИСТАННЯ ДОБАВОК ВОДНЕВМІСНОГО ГАЗУ ДО ПОВІТРЯНОГО ЗАРЯДУ БЕНЗИНОВИХ ДВИГУНІВ**

Опрацьовані результати досліджень використання водневмісного газу на різних типах бензинових двигунів. Експериментально підтверджено та опрацьовано методику визначення підвищення паливної економічності двигунів з іскровим запалюванням та зворотнім зв'язком.

**Ключові слова:** паливна економічність, методика визначення

**Вступ.** Запаси нафти, а значить вуглеводневих палив, у світі зменшуються. Інтенсивно проводяться дослідження щодо використання альтернативних палив, які в майбутньому можуть повністю замінити вуглеводневі палива на автомобільному транспорті.

Дослідження ведуться в двох напрямках: вдосконалення існуючих конструкцій та систем двигунів та застосування альтернативних видів палив, зокрема в якості добавок до палив нафтового походження, отриманих з відновлюваних ресурсів. Одними з перспективних є сполуки, які містять водень. Він може бути, як самостійний елемент, так і складовою хімічних сполук і може використовуватись в якості високоенергетичного палива, або добавки до паливо-повітряних сумішей різних типів двигунів внутрішнього згорання. Водень є дуже вибухонебезпечним і зберігання та експлуатування його у великих кількостях на автомобілях суттєво знижує пожежну безпеку. Тому одним з напрямів застосування водню на автомобільному транспорті є використання різних установок отримання водневмісних газів ( наприклад газ Брауна ) шляхом електролізу водневих розчинів лугів або застосуванням теплової конверсії метанолу [1].

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Роботи по використанню водневмісного газу ( газу Брауна) для поліпшення паливної економічності двигунів з іскровим запалюванням і дизелів проводяться на кафедрі «Двигуни і теплотехніка» Національного транспортного університету. Газ добувають шляхом електролізу водного розчину КОН. Дослідження, проведені на двигуні з іскровим запалюванням, обладнаному карбюраторною системою живлення [2,3], показали, що добавка цього газу до повітряного заряду в кількості 4,3% відносно маси бензину покращує паливну економічність на 4-7% в залежності від режиму роботи двигуна.

Добавка газу впливає на вміст шкідливих речовин у відпрацьованих газах двигуна, як правило, призводить до зменшення оксиду вуглецю і вуглеводнів та зростання оксидів азоту. Подальші дослідження проводять на сучасних двигунах із системою впорскування бензину та зворотнім зв'язком, чим забезпечується стехіометричний склад паливо-повітряної суміші.

**Мета досліджень:** встановити вплив добавки водневмісного газу до повітряного заряду бензинового двигуна з системою впорскування та зворотнім зв'язком. Розробити методику об'єктивної оцінки такого впливу на показники роботи двигуна.

### **Виклад основного матеріалу.**

На кафедрі «Двигуни і теплотехніка» Національного транспортного університету продовжуються дослідження щодо впливу добавки водневмісного газу до повітряного заряду на паливну економічність різних типів бензинових двигунів. Проведена серія експериментальних випробувань щодо визначення впливу добавки водневмісного газу на паливну економічність бензинового двигуна 6Ч 9,5/6,98 (OPEL C30NE) із системою впорскування палива та зворотнім зв'язком з різними типами електролізерів та різною продуктивністю. Це дає можливість використовувати різні відсоткові добавки та визначати оптимальні величини добавок водневмісного газу.

Для проведення досліджень обрано середню точку по частоті обертання та навантаженню за Європейським їздовим циклом ( розрідження у впускному колекторі – 44 кПа, частота обертання колінчастого вала – 2000 хв<sup>-1</sup> ). Добавка водневмісного газу змінювалась від нуля до 15 л/хв., що близько 12% годинної витрати бензину для даного режиму роботи двигуна.

$$n_{\theta} = 2000 \text{ хв}^{-1}; \Delta P_k = 44 \text{ кПа}$$

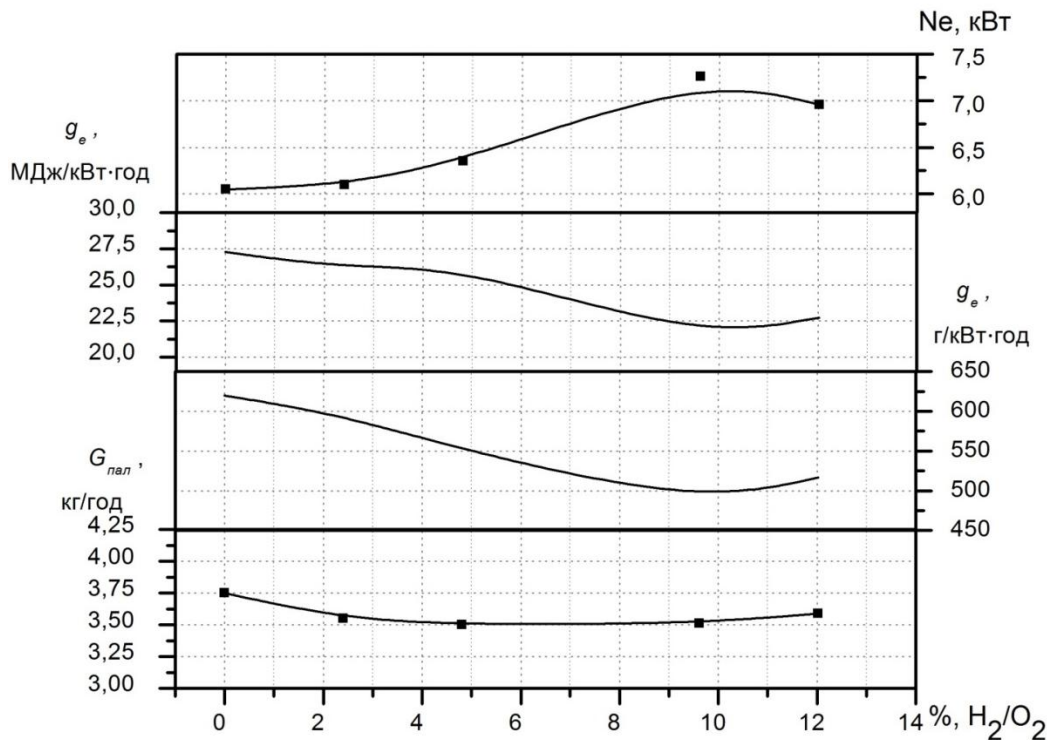


Рис. 1. Зміна показників роботи двигуна 6Ч 9,5/6,98 (OPEL C30NE) по мірі зростання величини добавки водневмісного газу.

На рис.1 показані залежності показників роботи двигуна від величини добавки водневмісного газу. Годинна витрата палива двигуна знижувалась зі збільшенням відсотку подачі водневмісного газу і при додаванні 6% відсотків водневмісного газу знизилась на 12%. При подачі 12% добавки водневмісного газу зменшення годинної витрати палива становило 9,8%. Додавання водневмісного газу більше 3% призвело до зростання потужності. Це свідчить про підвищення ефективності роботи двигуна. При використанні 9,6% добавки водневмісного газу потужність зросла на 20%. Подальше збільшення подачі водневмісного газу призвело до зменшення потужності. Так як вплив добавки на показники роботи двигуна неоднозначний, доцільно оцінювати ефективність за питомою витратою палива, визначеною в теплових одиницях (МДж/кг\*год), при однаковій потужності. З рис. 1 видно, що питома ефективна витрата палива, виражена в масових і теплових одиницях знижується по мірі зростання добавки до 9,6 % водневмісного газу від маси палива.

Водневмісний газ отримували шляхом електролізу, на його отримання затрачувалась електрична енергія. Тому порівняння паливної економічності пропонується проводити наступним чином. За навантажувальною характеристикою будують залежності питомої ефективної витрати палива в теплових одиницях за роботи на бензині. Характерні точки, отримані при використанні різних величин добавок водневмісного газу, наносять на цю криву. По співвідношенню питомих витрат палива без добавок та з різними добавками газу оцінюють вплив водневмісного газу на паливну економічність двигуна, при однаковій потужності.

Затрати електричної енергії на отримання водневмісного газу встановлювались наступним чином. При відповідному значенні добавки газу розраховували питому затрату енергії  $g'_e$  в МДж/кВт\*год за залежністю:

$$g'_e = \frac{U \cdot I \cdot 3600 \cdot 10^{-6}}{N_e}, \quad (1)$$

де  $U$  – напруга на електролізері, В;  
 $I$  – сила струму на електролізері, А;  
 $N_e$  – ефективна потужність двигуна, кВт.

На рис.2 показана залежність питомої затрати електричної енергії на отримання водневмісного газу від величини добавки. Щоб порівняння показників роботи двигуна на бензині та з різними відсотковими добавками було максимально коректним слід до питомої ефективної витрати палива, при використанні добавок водневмісного газу, додати також питомі затрати на отримання водневмісного газу.

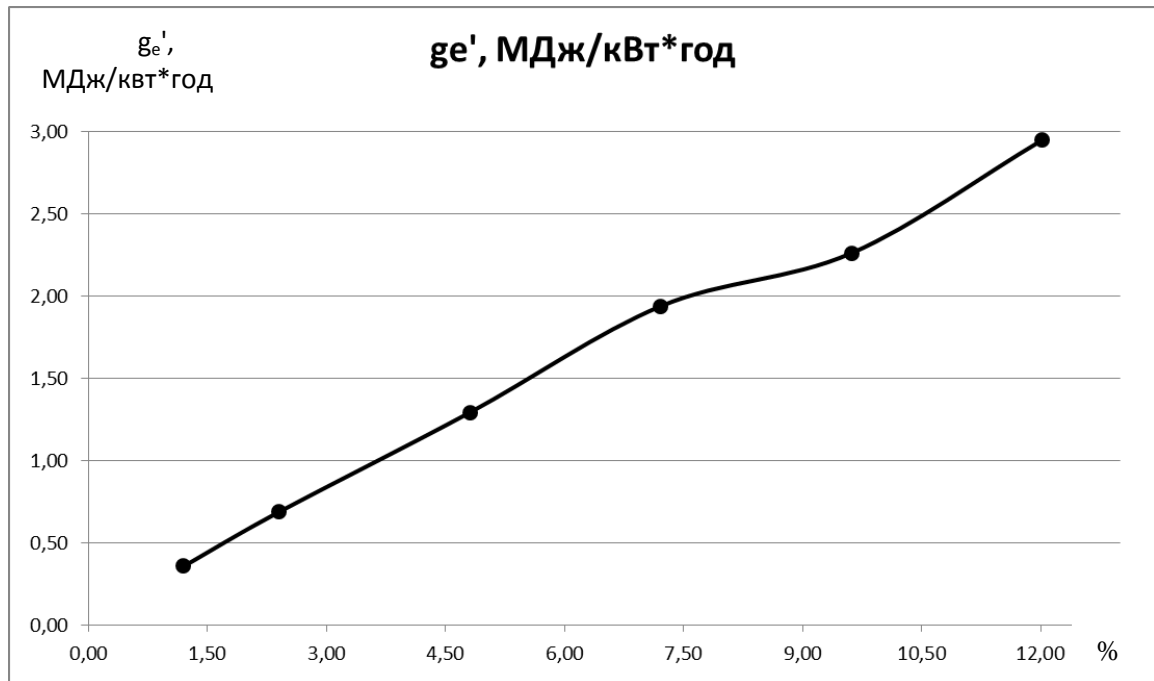


Рис. 2. Зміна питомої затрати електричної енергії в залежності від величини добавки водневмісного газу.

На рис. 3 наведено фрагмент навантажувальної характеристики, як залежність питомої витрати палива від потужності, визначена без добавки водневмісного газу. В цих же координатах нанесені величини питомої витрати палива (в МДж/кВт\*год), отримані експериментально при різних добавках газу (нижня крива). Інтервал зміни потужності обрали такий, що охоплює всі значення потужності, отримані при застосуванні різних величин добавок водневмісного газу. Добавки газу змінювали від 2,4 % до 12% від маси палива. Як видно з показаних залежностей, добавка газу зменшує питому витрату бензину. При використанні 2,4% відсоткової добавки не відбулося зростання потужності, але питома витрата палива знизилась на 4% ( без врахування затрат на добування водневмісного газу). Найбільше зменшення питомої витрати зафіксовано при використанні добавки у 9,6% і становить 11,9 % при одночасному зростанню потужності майже на 20%. Використання величини добавки водневмісного газу у розмірі понад 9,6% від маси палива є неефективним. При врахуванні затрат на отримання водневмісного газу питома витрата палива зростає ( пунктирна лінія ). Економія палива при 2,4% добавки становить 1,5%, при використанні 9,6% - 3%.

На рис.4 показані залежності ефекту ( як зниження питомої витрати палива ) від величини добавки, розраховані з використанням даних рис.3.

Зменшення питомої витрати палива без врахування енергії на отримання водневмісного газу складає при 2,4% добавці 4%, максимальне зниження отримано при 9.6% добавці – 11,9%, при 12% добавці спостерігається зниження ефекту – 9,1%. При врахуванні затрат електроенергії на отримання водневмісного газу питома витрата палива зростає, позитивний ефект зменшується. Такий ефект має місце в інтервалі добавок 2,4% - 9,6% від маси бензину і змінюється в межах 1,5 – 3,4%. При 12% добавці паливна економічність погіршується. Максимальна економія складає 3,4% при добавці газу 4,8%.

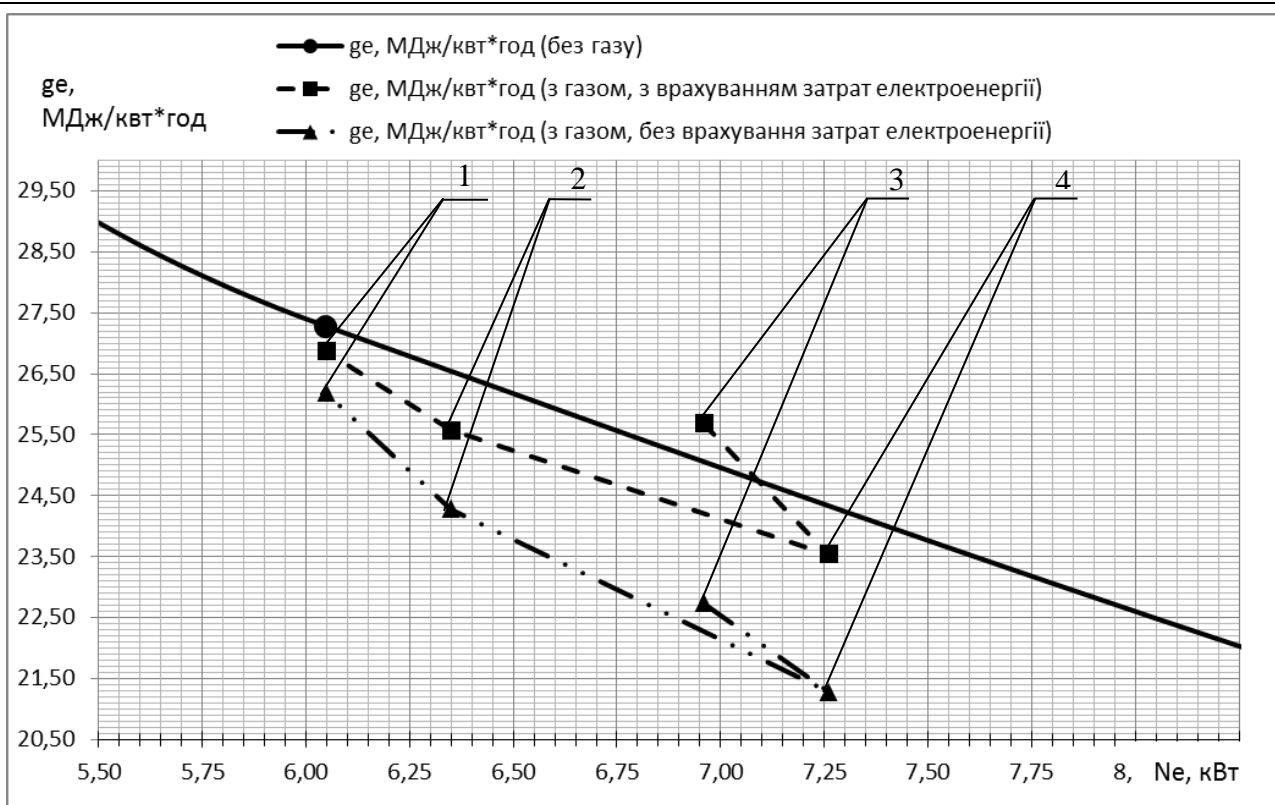


Рис. 3. Залежність питомої ефективної витрати палива двигуна 6C9,5/6,98 від навантаження при частоті обертання 2000 хв<sup>-1</sup>

1 – 2,4% добавка водневмісного газу; 2 – 4,8% добавка водневмісного газу; 3 – 12% добавка водневмісного газу; 4 – 9,6% добавка водневмісного газу.

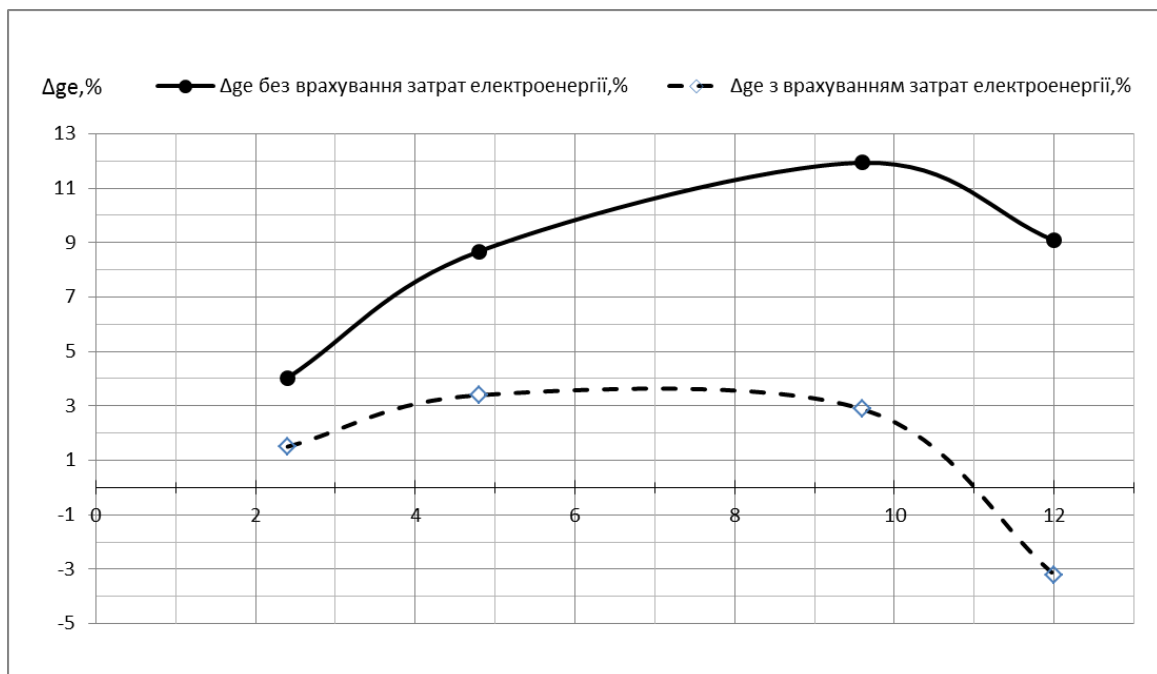


Рис. 4. Залежність відносної величини зменшення питомої витрати бензину

**Висновок.** В процесі експериментальних досліджень встановлено, що додавання водневмісного газу до повітряного заряду двигуна з іскровим запалюванням та системою розподіленого впорскування та зворотнім зв'язком дає змогу зменшити питому витрату палива. Для порівняння питома витрата палива була визначена у енергетичних одиницях. Це дає змогу врахувати

затрати електроенергії на електроліз. Порівняння можна вважати більш об'єктивним, якщо, окрім врахування затрат на добування водневмісного газу, проводити його за умов однакової потужності. Отримані дані є більш точними. Виходячи із проведених досліджень слід зазначити, що оптимальною відсотковою добавкою є 4-5% добавка водневмісного газу по масі палива. При цій добавці спостерігається найменша питома витрата палива, а затрати на процес електролізу не надто великі. Зниження питомої витрати палива складає приблизно 3%. При застосуванні більшої кількості водневмісного газу його ефект зменшуватиметься і в подальшому його застосування стане не вигідним.

1. В.М. Фомин, Р.Р. Хахимов, Д.В. Шевченко. Водород как химический реагент в кинетическом механизме образования углерода в дизеле / Международный научно-технический журнал «Транспорт на альтернативном топливе» - № 3 (21) - 2011 г.- с.10-14

2. Гутаревич Ю.Ф. Вплив додавання суміші водню з киснем на паливну економічність і токсичність бензинового двигуна в режимі холостого ходу. / Ю. Ф. Гутаревич, А. О. Корпач, Є.В. Шуба, О. Д. Філоненко, І. В. Самойленко // Вісник Національного транспортного університету. – К. : НТУ, 2014. – Вип. 30. С. 78-85.

3. Гутаревич Ю.Ф. Використання добавки водневмісного газу до повітряного заряду для покращення показників двигунів з карбюраторною системою живлення в режимах холостого ходу. / Ю. Ф. Гутаревич, Є.В. Шуба // Вісник Національного транспортного університету. – К. : НТУ, 2015. – Вип. 31.

4. Гутаревич Ю.Ф. Вплив добавки водневмісного газу до повітряного заряду на паливну економічність бензинового двигуна із системою впорскування / Ю.Ф. Гутаревич, М.П. Цюман, Є.В. Шуба // Politechnika Rzeszowska im. Ignacego Lukaszewicza Monografia pod redakcja naukowa Kazimierza Lejdy. Seria: Transport.- 2014.- № 5.- С. 149-154.

## REFERENCES

1. Fomin, V., Hakymov, R. & Shevchenko, D. (2011). Hydrogen as a chemical reagent in the kinetic mechanism of formation of carbon in diesel. [Vodorod kak khimicheskii reagent v kineticheskom mekhanizme obrazovaniya ugleroda v dizele]. *International Science and Technology magazine "Alternative Fuel Transport"*. [International Science and Technology magazine "Alternative Fuel Transport"]. Vol. 3 (21). pp.10-14.

2. Gutarevych, Yu., Korpach, A., Shuba, E., Filonenko, A. & Samoilenko, I. (2014). The impact of adding a mixture of hydrogen and oxygen on fuel efficiency and toxicity of petrol engine at idle speed. [Vplyv dodavannya sumishi vodniu z kysnem na palyvnu ekonomichnist i toksychnist benzynovoho dvyhuna v rezhymy kholostoho khodu]. *Bulletin of the National Transport University*. Vol. 30. Kyiv, NTU Publ., pp. 78-85.

3. Gutarevych, Yu. & Shuba, E. (2015). Using additive of gas containing hydrogen to the air charge for improvement of indicators of engines with carburettor supply system at idle speed. [Vykorystannia dobavky vodnevmisnogo hazu do povitrianoho zariadu dlia pokrashchennia pokaznykiv dvyhuniv z karbiuratornoiu systemoiu zhyvleniia v rezhymakh kholostoho khodu]. *Bulletin of the National Transport University*. Vol. 31. Kyiv, NTU Publ.

4. Gutarevych, Yu., Tsyuman, M. & Shuba, E. (2014). *Influence of additive of gas containing hydrogen to the air charge on fuel efficiency of gasoline engine with injection system*. Politechnika Rzeszowska im. Ignacego Lukaszewicza Monografia pod redakcja naukowa Kazimierza Lejdy. Seria: Transport. Vol. 5. pp. 149-154.

**Гутаревич Ю.Ф., Корпач А.А., Карев В. Філоненко А.Д., Шуба Е.В. Эффективность добавки водородосодержащего газа к воздушному заряду бензиновых двигателей.**

Пересмотренные результаты исследований с использованием водородосодержащего газа на различных типах бензиновых двигателей. Экспериментально проверено и обработано метод определения повышения топливной эффективности двигателей с искровым зажиганием и обратной связи.

**Ключевые слова:** топливная экономичность, метод определения

**Yu. Gutarevych, A. Korpach, S. Karev, A. Filonenko, E. Shuba. Efficiency of additives hydrogen including gas to gasoline engine air charge.**

Revised results of studies using hydrogen including gas on different types of gasoline engines. Experimentally verified and processed method of determination of increasing fuel efficiency of engines with spark ignition and feedback.

**Keywords:** fuel efficiency, a method of determining.

## АВТОРИ:

**ГУТАРЕВИЧ Юрій Феодосійович**, доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри «Двигуни і теплотехніка», Національний транспортний університет

**КОРПАЧ Анатолій Олександрович**, кандидат технічних наук, професор кафедри «Двигуни і теплотехніка», Національний транспортний університет



*КАРЕВ Станіслав Володимирович*, кандидат технічних наук, асистент кафедри «Двигуни і теплотехніка», Національний транспортний університет  
*ФІЛОНЕНКО Олександр Дмитрович*, аспірант кафедри «Двигуни і теплотехніка», Національний транспортний університет  
*ШУБА Євгеній Васильович*, аспірант кафедри «Двигуни і теплотехніка», Національний транспортний університет

**AUTHORS:**

*Yuri GUTAREVYCH*, Doctor of Science in Technology, Professor, Head of "Engines and Heating Engineering", National Transport University

*Anatoly KORPACH*, Ph.D., professor of "Engines and Heating Engineering", National Transport University

*Stanislav KAREV*, Ph.D., assistant professor of the department "Engines and Heating Engineering", National Transport University

*Alexander FILONENKO*, Postgraduate student of "Engines and Heating Engineering", National Transport University

*Eugene SHUBA*, Postgraduate student of "Engines and Heating Engineering", National Transport University

**РЕЦЕНЗЕНТ:**

*САХНО В. П.*, доктор технічних наук, професор, Національний транспортний університет, завідувач кафедри «Автомобілі», м. Київ, Україна.

**REVIEWER:**

*Volodymyr SAKHNO*, Doctor of Science in Engineering, Professor, National Transport University, Head of Automobiles Department, Kyiv, Ukraine.

Стаття надійшла в редакцію 14.05.2015р.

Дембіцький В.М.  
Державне підприємство “Науково-дослідний та конструкторсько-технологічний  
інститут міського господарства”

## РЕГУЛЮВАННЯ ПАРАМЕТРІВ ГЕНЕРАТОРА ПІД ЧАС РЕКУПЕРАТИВНОГО ГАЛЬМУВАННЯ

Розглянуто задачу регулювання параметрів електричного двигуна, який працює в режимі генератора під час рекуперативного гальмування. У даній роботі обґрунтовано методи регулювання струму електричного двигуна зміною магнітного потоку. Графічно-аналітичним методом знайдено співвідношення між струмом збудження та струмом генератора.

Отримане співвідношення дає можливість більш точного математичного моделювання руху транспортного засобу в гальмівному режимі із застосуванням рекуперації енергії, при цьому можливо суттєво знизити поріг мінімальної швидкості при якій припиниться рекуперативне гальмування за рахунок збільшення передатного відношення трансмісії.

**Ключові слова:** рекуперативне гальмування, регулювання, струм збудження, магнітний потік

**Вступ.** На даному етапі розвитку науки та техніки, враховуючи поставлені задачі, спрямовані на покращення екологічної ситуації в світі, зменшення витрати корисних копалин, розвиток відновлюваної енергетики, все більшого розвитку набувають транспортні засоби на альтернативних видах палива. Сюди відносяться автомобілі, які працюють на електричній енергії, водневих двигунах, сонячній енергії. Українські науковці сьогодні досить активно займаються проблематикою дослідження, покращення техніко-експлуатаційних властивостей та впровадженням електричного приводу на транспортних засобах [1, 2]. На державному рівні також є спроби впровадити пільги для власників електричних транспортних засобів [3].

**Постановка проблеми.** За результатами попередніх теоретичних досліджень [4, 5, 6] ефективності системи електродинамічного гальмування встановлено певні її недоліки, які полягають у припиненні процесу електродинамічного гальмування і, як наслідок, рекуперації енергії при досить високих залишкових швидкостях транспортного засобу. Даний ефект зумовлений зменшенням обертів електричного двигуна, який працює в режимі генератора до того моменту, поки швидкість двигуна буде більшою його швидкості ідеального холостого ходу, і його електрорушійна сила  $E$  буде більшою за прикладену напругу. Тому з метою зниження швидкості, при якій припиняється електродинамічне гальмування, необхідно розглянути питання регулювання характеристик електродвигуна, який працює в режимі генератора, з тим, щоб забезпечити максимальну ефективність гальмування та акумулювати у накопичувачі максимальну кількість електричної енергії. Крім того слід зауважити, що з метою досягнення більш точних результатів, під час досліджень механічних процесів гібридного транспортного засобу, необхідно враховувати вплив електричних елементів на даний процес.

**Метою роботи** є визначення способу регулювання характеристик генератора та побудова математичної моделі за цим способом. Ця математична модель являється необхідною під час математичного моделювання процесу електродинамічного гальмування транспортного засобу з системою рекуперації енергії.

**Аналіз досліджень.** Вирішенням проблеми управління та регулювання характеристиками електричного приводу займаються провідні українські та зарубіжні науковці [7, 8]. Провівши аналіз сучасних досліджень та розробок можна відмітити, що найбільш перспективним методом управління та регулювання електричних двигунів є векторне управління вентильним двигуном [9, 10]. Однак переважна більшість розробок та досліджень спрямована на управління електричним двигуном, і досить незначна увага приділяється процесу рекуперативного гальмування. Відмінність режимів роботи електричного двигуна під час розгону або постійного руху та електродинамічного гальмування полягає у необхідності початкового зменшення електричного гальмівного моменту з метою уникнення перевантаження електродвигуна в режимі генератора з послідуєчим його збільшенням для підвищення ефективності рекуперативного гальмування. Оскільки під час режиму розгону струми та оберти генератора є контрольованими зі сторони системи управління електричним

двигуном, а під час гальмування, особливо при великих швидкостях, струми можуть багатократно перевищувати максимально допустимі значення, що призведе до виходу з ладу електродвигуна.

З теорії електричного привода [11] відома залежність електричного гальмівного моменту ( $M_e$ ) на валу двигуна від його характеристик:

$$M_e = k \cdot \phi \cdot I_{ген}, \quad (1)$$

де  $k$  - коефіцієнт, який враховує конструктивні особливості генератора;

$\phi$  - магнітний потік генератора, Вб;

$I_{ген}$  - струм генератора, А.

З іншої сторони струм генератора визначається за залежністю:

$$I_{ген} = \frac{E - U_n}{R}, \quad (2)$$

де  $U_n$  – напруга генератора, В;

$E$  – електрорушійна сила, В;

$R$  – внутрішній опір генератора, Ом.

Провівши аналіз залежностей (1) та (2) можна виділити три способи управління електродвигуном незалежного збудження в режимі генератора [12]:

- зміною величини магнітного потоку збудження;
- зміною величини опору ланцюга;
- зміною величини напруги генератора.

Найбільш оптимальним варіантом управління електричним двигуном, який працює в режимі генератора є його регулювання зміною величини магнітного потоку збудження.

За результатами аналізу сучасних конструкцій генераторів та електродвигунів встановлено, що сучасні електричні машини мають досить малу величину внутрішнього опору, значення якого становлять менше 0,1 Ом. [12].

Для моделювання процесу управління доцільно скористатися даними наведеними у [12]. З цієї метою необхідно перейти від абсолютних до відносних змінних величин (3). При цьому постійні величини рівні 1.

$$\begin{aligned} \mu &= \frac{M_3}{M_n}; \\ i &= \frac{I_3}{I_n}; \\ \nu &= \frac{w_3}{w_n}; \\ f &= \frac{\phi_3}{\phi_n} \end{aligned} \quad (3)$$

де  $w$  – частота обертання генератора;

індекси  $n$  та  $3$  відповідно номінальні та задані величини.

Тоді залежності (1) та (2) можна записати у відносних величинах:

$$\begin{aligned} \mu &= f i \\ i &= \frac{f - 1}{R} \end{aligned} \quad (4)$$

Як відомо, рекуперативне гальмування виникає при  $E > U_n$ , або при  $f > 1$  у відносних величинах. Якщо прийняти максимальний магнітний потік 2, виходячи з умови здійснення рекуперативного гальмування, то при мінімальному значенні магнітного потоку,  $f=1$  електричний гальмівний момент буде рівний 0, тобто гальмування припиниться. Ослаблення магнітного потоку на 5 % (при  $R=0,1$  Ом) від максимального призведе до зменшення різниці чисельника, і відповідно буде зменшено струм на 5 %, а гальмівний момент електродвигуна на 8 %. Цей прийом доцільно застосовувати при значних початкових швидкостях гальмування для уникнення значного перевантаження генератора.

Залежність значення струму збудження від магнітного потоку у відносних величинах наведена у [11].

У [12] наведено залежність характеристики регулювання моменту генератора при  $v=\text{const}$  та  $\phi = \text{var}$ , яка визначається формулою (5).

$$\mu = f(1 - vf), \quad (5)$$

При цьому діапазон регулювання становить:

$$\begin{aligned} \mu &\in [0; \frac{1}{4v}] \\ f &\in [0; \frac{1}{2v}] \end{aligned} \quad (6)$$

Якщо врахувати, що під час рекуперативного гальмування швидкість змінюється досить повільно, порівняно зі змінами величин моменту та магнітного потоку, та прийняти  $v=1$ , то діапазон зміни моменту та магнітного потоку набуде більш конкретних значень (7).

$$\begin{aligned} \mu &\in [0; 0,25] \\ f &\in [0; 0,5] \end{aligned} \quad (7)$$

Регульовальні характеристики генератора у відносних величинах, згідно залежностей (3) графічно відображено на рис. 1.

Наведені залежності не відображають в повній мірі характеристики електричного приводу, так, наприклад вони не враховують час наростання та спадання струмів збудження і т.п. Однак для проведення досліджень експлуатаційних властивостей їх точності достатньо. При цьому слід зазначити, що з огляду на те, що електромагнітні процеси в схемі протікають значно швидше, ніж механічні процеси в системі приводу машини, стрибкоподібні зміни струмів збудження, час їх наростання та спадання не матимуть значного впливу на загальну характеристику процесу рекуперативного гальмування.

З графіка, зображеного на рис. 2.9(в) графічним методом можна отримати залежність зміни струму генератора від струму збудження:

$$\begin{aligned} I_{ген} = -2,5753 \cdot I_{зб}^4 + 13,098 \cdot I_{зб}^3 - 26,203 \cdot I_{зб}^2 + 25,94 \cdot I_{зб} - \\ - 0,1467 = f(I_{зб}) = I_{ген}(I_{зб}) \end{aligned} \quad (8)$$

Важливим є той факт, що застосування вищеописаної моделі регулювання процесу рекуперативного гальмування дозволить збільшити передатні числа головної передачі, що матиме позитивний вплив на експлуатаційні властивості автомобіля, а в першу чергу дозволить зменшити швидкість транспортного засобу, при якій припиняється режим рекуперативного гальмування.

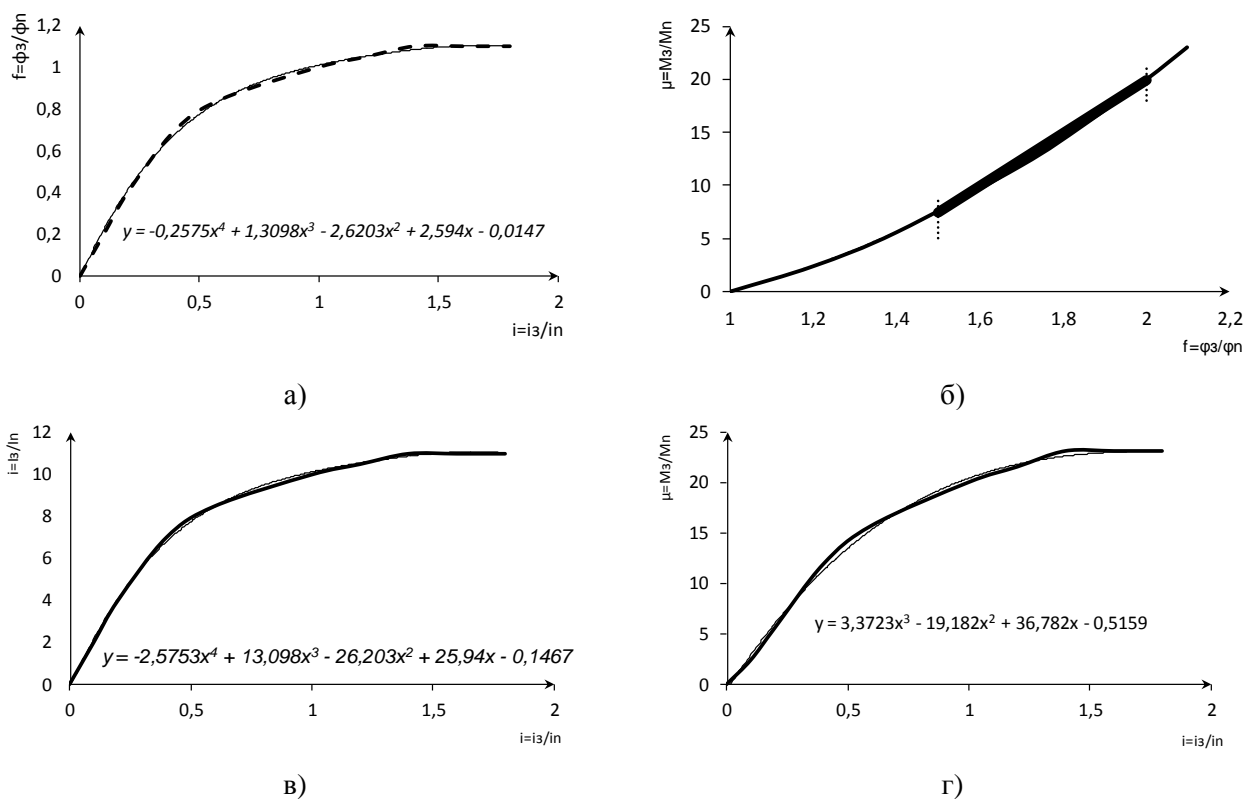


Рис. 1. Регулювальні характеристики електродвигуна (у відносних величинах): а – залежність магнітного потоку від струму збудження; б – залежність гальмівного моменту електродвигуна від магнітного потоку (жирним виділено регулювальний діапазон); в – залежність струму генератора від струму збудження; г - залежність гальмівного моменту електродвигуна від струму збудження.

На рис. 2 наведено криві, які характеризують процес рекуперативного гальмування при різних передатних числах головної передачі.

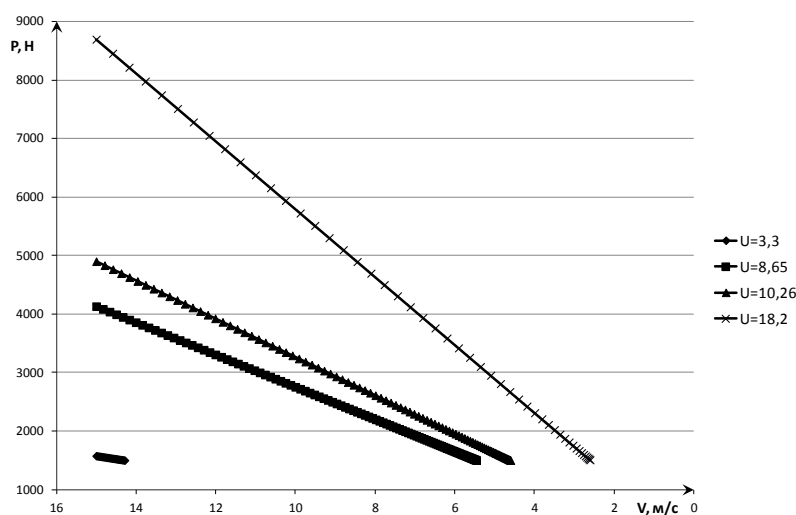


Рис. 2. Процес рекуперативного гальмування автомобіля з різними передатними числами головної передачі.

**Висновки.** За результатами проведеної роботи визначено метод регулювання генератора та встановлено залежності між струмом обмотки збудження та характеристиками генератора постійного струму незалежного збудження. Встановлено залежність зміни сили струму генератора від струму

збудження. Отримана залежність дозволяє більш точно проводити моделювання руху транспортного засобу в режимі рекуперативного гальмування, при цьому можливо суттєво знизити поріг мінімальної швидкості при якій припиниться рекуперативне гальмування за рахунок збільшення передатного відношення трансмісії.

1. Бажинов О.В., Смирнов О.П., Серіков С.А., Гнатов А.В., Колесніков А.В. Гібридні автомобілі. – Харків: ХНАДУ, 2008. – 327 с.
2. Розробка високопотужного гібридного джерела живлення на основі батарей суперконденсаторів та акумуляторів для екологічних транспортних засобів : звіт про НДР (заключ.) НТУУ "КПІ" ; кер. роб. В. Ізотов. – К., 2012. – 96 с.
3. Украина освободила от спецпошлины гибридные автомобили [Электронный ресурс] / 17.02.2015. – Режим доступа: <http://domik.ua/novosti/ukraina-osvobodila-ot-specposhliny-gibridnye-avtomobili-n235129.html>. Дата обращения 19.02.2015.
4. Дембіцький В.М. Математична модель процесу електродинамічного гальмування з рекуперацією енергії транспортного засобу, обладнаного електроприводом / В.М. Дембіцький, О.П. Сітовський та ін. // Наукові нотатки. Вип. 45. – Луцьк: ЛНТУ, 2014. С. 159 – 167.
5. Сітовський О.П. Математичне моделювання процесу електричного гальмування макету транспортного засобу з гібридною силовою установкою / О.П. Сітовський, В.М. Дембіцький // Вісник СевНТУ. Вип. 135. – Севастополь: СевНТУ, 2012. С. 73 – 75.
6. Дембіцький В.М. Методика визначення енергетичних характеристик процесу електродинамічного гальмування під час дорожніх випробувань транспортних засобів, обладнаних електроприводом та системою рекуперації енергії / В.М. Дембіцький // Вісник НТУ. – К.: НТУ, 2014. – Вип. 30. С. 95 – 102.
7. Овсянников Е.М. Управление тяговым асинхронным электроприводом гибридных автомобилей по минимуму потерь и максимуму перегрузочной способности / Е.М. Овсянников, Нгуен Куанг Тхьеу, Нгуен Хак Туан // Сборник научных трудов 65-ой международной научно-технической конференции Ассоциации автомобильных инженеров (ААИ) – М.: МАМИ, 2009. С. 120 – 129.
8. Потапенко Е.М. Методы энергооптимального управления асинхронным электроприводом / Е.М. Потапенко, А.А. Шийка // Электротехнические и компьютерные системы. – Одесса: ОНПУ, №15 (91), 2014. С. 364 – 366.
9. Серіков С.А. Идентификация математической модели тягового электропривода автомобиля / С.А. Серіков // Електротехніка і електромеханіка. Науково-практичний журнал – Харків: ХПІ, № 3, 2010. С. 56 – 60.
10. Серіков С.А. Управление вектором тока тягового вентильного электродвигателя силовой установки гибридного автомобиля / С.А. Серіков // Автомоб. трансп. : сб. науч. тр. – 2009. – Вып. 25. – С. 127-133.
11. Вешеневский С.Н. Характеристики двигателей в электроприводе. Изд. 6-е, исправленное / С.Н. Вешеневский. – М.: Энергия, 1977. – 432 с.
12. Воронин С. Г. Электропривод летательных аппаратов: Учебно-методический комплекс / С.Г. Воронин. – Челябинск: ЮУрГУ, 2006. – 171 с.

## REFERENCES

1. Bazhynov, O., Smirnov, A., Serikov, S., Hnatov, A. & Kolesnikov, A. (2008). *Hybrid cars*. [Gibridni avtomobili]. Kharkiv: HNADU Publ. 327 p.
2. Izotov, V. (2012). *Development of high-performance hybrid power source based on ultracapacitors and batteries for ecological vehicles: research report*. [Rozrobka visokopotuzhnogo gibridnogo dzherela zhivlennja na osnovi batarej superkondensatoriv ta akumuljatoriv dlja ekologichnih transportnih zasobiv: zvit pro NDR]. Kyiv. 96 p.
3. *Ukraine released from special duty hybrid vehicles* [Ukraina osvobodila ot specposhliny gibridnye avtomobili] (Electronic resource) / 17.02.2015. – Access: <http://domik.ua/novosti/ukraina-osvobodila-ot-specposhliny-gibridnye-avtomobili-n235129.html>.
4. Dembitskyy, V. & Sitovskyy, O. (2014). Mathematical model of electrodynamic braking with energy recovery vehicle fitted electric. [Matematichna model' procesu elektrodinamichnogo gal'muvannja z rekuperacieju energii transportnogo zasobu, obladnanogo elektroprivodom]. *Scientific Notes [Naukovi notatky]*. Vol. 45. Lutsk, LNTU Publ., pp. 159-167.
5. Sitovskyy, O. & Dembitskyy, V. (2012). Mathematical modeling of electrical braking model vehicle with hybrid engine. [Matematichne modeljuvannja procesu elektrichnogo gal'muvannja maketu transportnogo zasobu z gibridnoju silovuju ustanovkoju]. *Bulletin of the Sevastopol NTU. Series: mechanical, instrument engineering and transportation*. [Visnyk SevNTU. Seriya: Mashyno-pryladobuduvannia ta transport] Vol. 135, Sevastopol, SevNTU Publ., pp. 73-75.
6. Dembitskyy, V. (2014). Method of determining the energy characteristics of the process electrodynamic braking during the road test vehicles equipped with electric energy recovery system [Metodika viznachennja energetichnih charakteristik procesu elektrodinamichnogo gal'muvannja pid chas dorozhnih viprobuvan' transportnih zasobiv, obladnanih elektroprivodom ta sistemoju rekuperacii energii]. *Bulletin of the NTU*. [Visnyk NTU]. Vol. 30. Kyiv, NTU Publ., pp. 95-102.
7. Ovsyannikov, E., Nguyen, Q. T. & Nguyen, T. H. (2009). Traction control asynchronous electric hybrid vehicles to a minimum waste and maximum overload capacity [Upravlenie t'jagovym asinhronnym elektroprivodom gibridnyh avtomobilej po minimumu poter' i maksimumu peregruzochnoj sposobnosti]. *Collection of scientific works of the 65th International Scientific Conference of the Association of Automobile Engineers (AAI)*. Moscow, MAMI Publ., pp. 120-129.
8. Potapenko, E. & Shijka, A. (2014). Methods of energy optimal control of asynchronous electric drive [Metody energooptimal'nogo upravlenija asinhronnym elektroprivodom]. *Electrical and computer systems*. [Elektrotekhicheskie i komp'yuternye sistemy] Vol. 15 (91). Odesa, UNP Publ., pp. 364-366.

9. Serikov, S. (2010). Identification of a mathematical model of traction electric drive of vehicle. [Identifikacija matematičeskoj modeli tjašovogo elektroprivoda avtomobilja]. *Electronics and electrical engineering. [Elektrotekhnika i elektromekhanika]*. Vol. 3, Kharkiv, KPI Publ., pp. 56-60.
10. Serikov, S. (2009). Current vector control for traction valve electric motor of power plant of a hybrid car. [Upravlenie vektorom toka tjašovogo ventil'nogo elektrodvigatelja silovoj ustanovki gibridnogo avtomobilja]. *Automotive transport. [Avtomobilnyi transport]*. Vol. 25. Kharkiv, KhNADU Publ., pp. 127-133.
11. Veshenevskyy, S. (1977). *Specifications of motors in the electric drive*. 6th ed. [Harakteristiki dvigatelej v elektroprivode. Izd. 6-e, ispravlennoe]. Moscow, Energia Publ. 432 p.
12. Voronina S. (2006). *Power drive of aircrafts: teaching complex [Elektroprivod letatel'nyh apparatov: Učebno-metodicheskiy kompleks]*. Chelyabinsk, SUSU Publ. 171 p.

**Дембіцький В.М. Регулирование параметров генератора во время рекуперативного торможения.**

Рассмотрена задача регулирования параметров электрического двигателя, который работает в режиме генератора при рекуперативном торможении. В данной работе обоснованы методы регулирования тока электродвигателя изменением магнитного потока. Графически-аналитическим методом найдено соотношение между током возбуждения и током генератора.

Полученное соотношение позволяет проводить более точное математическое моделирование движения транспортного средства в тормозном режиме с применением рекуперации энергии, при этом возможно существенно снизить порог минимальной скорости при которой прекратится рекуперативное торможение за счет увеличения передаточного отношения трансмиссии.

**Ключевые слова:** рекуперативное торможение, регулирование, ток возбуждения, магнитный поток.

**V. Dembitskyj. Adjustment of the electric motor in generator mode of operation during recuperative braking.**

It is dealt with adjustment problem of the electric motor in generator mode of operation during recuperative braking. Electric motor current adjustment methods by magnetic flux management in this study are justified. Generator field current and out current correlation is determined by the way of the graphical analysis.

The achieved correlation leads to the more precise mathematical simulation of a vehicle during recuperative braking. Thus significant reduction of the recuperation minimum speed threshold by increasing of transmission gear ratio is possible.

**Key words:** recuperative braking, adjustment, field current, magnetic flux.

**АВТОР:**

**ДЕМБІЦЬКИЙ Валерій Миколайович**, Державне підприємство «Науково-дослідний та конструкторсько-технологічний інститут міського господарства», завідувач лабораторії надійності і рухомого складу відділу міський електричний транспорт, e-mail: dvm2@meta.ua

**AUTHOR:**

**Valerii DEMBITSKYI**, State enterprise «Scientific, research, design and technology institute», Head of the Laboratory of reliability and rolling stock of the city electric transport, e-mail: dvm2@meta.ua

**РЕЦЕНЗЕНТИ:**

**ПРИЙМАК О. В.**, доктор технічних наук, професор, Київський національний університет будівництва і архітектури, завідувач кафедрою теплотехніки, м. Київ, Україна.

**САХНО В. П.**, доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри «Автомобілі», Національний транспортний університет, м. Київ, Україна.

**REVIEWERS:**

**O. PRYUMAK**, Doctor of Science in Engineering, Professor, Kyiv National University of Construction and Architecture, Head of Thermal Engineering Department, Kiev, Ukraine.

**V. SAKHNO**, Doctor of Science in Engineering, Professor, Head of Automobiles Department, National Transport University, Kiev, Ukraine.

Стаття надійшла в редакцію 11.05.2015р.

Єфімчук Г.В.

*Луцький національний технічний університет*

## **ВПЛИВ ОБРОКИ ШКУРОК КРОЛЯ ЕЛЕКТРОАКТИВОВАНОЮ ВОДОЮ НА ПОРИСТУ СТРУКТУРУ ДЕРМИ**

У статті представлено узагальнені результати способу обробки хутрової сировини, яка відбувається в водному середовищі. В якості водного середовища використовують рідину, яка утворюється під час гідролізу води в присутності солі NaCl біля аноду чи катоду. Утворення шкіри в процесі відбувається внаслідок появи кисневмісних сполук як на аноді, так і на катоді в присутності розчиненої солі NaCl. Ці сполуки по дубильній здатності конкурують під час обробки шкіри з хромовим дубителем.

**Ключові слова:** електроактивована вода, пористість шкірної тканини, шкурки кроля.

**Постановка проблеми.** Технології, які забезпечують виготовлення хутра, передбачають збереження корисних властивостей як шкірної тканини, так і волосяного покриву, та забезпечують незмінність їх в часі при умовах використання хутра. Найбільш трудомісткими і тривалими процесами в технологічному циклі виробництва хутра є підготовчі та дубильні [1]. Ці процеси виконуються при значній витраті води, що виконує роль розчинника хімічних реагентів, утилізація яких в подальшому потребує значних затрат.

Властивості шкірматеріалів і їхня здатність до формостворення залежить від структури матеріалу, яка формується в процесах виготовлення хутра. Ці процеси включають в себе обробку в водних середовищах з додаванням різних хімічних реагентів. Тому саме підготовка води для технологічних процесів виготовлення хутра відіграє важливу роль для створення необхідної пористої структури та властивостей готових виробів.

**Аналіз досліджень та публікацій.** Найбільш перспективним вирішенням проблеми зменшення витрат води та матеріалоємності виробництва хутра є способи, які активізують хімічні реагенти в воді, наприклад, електричним струмом. Дія останнього широко вивчається в світі, проте сутність і механізм дії обробленої таким чином води вивчений ще не достатньо. Дана робота присвячена вивченню впливу електроактивованої води на технологічний цикл виробництва хутра. В статті розглядається вплив електроактивованої води на фізико-хімічні перетворення структури колагену шкірної тканини хутрових шкурок кроля, зокрема на її пористість, повітропроникність та гігроскопічність.

Для усіх способів формостворення необхідно, щоб матеріал мав здатність деформуватися без руйнування в таких розмірах, як це вимагається для досягнення відповідної форми. Деформація повинна бути незворотною для збереження необхідної форми, тобто матеріал повинен бути пластичним. Для досягнення достатньої пластичності використовують вплив вологи, тепла, витримування заготовки на колодках протягом значного проміжку часу тощо.

На сучасному етапі розвитку вуглецевої промисловості все більшого поширення набувають різновиди впливу на заготовку, які поєднують традиційні методи інтенсифікації тепломасообмінних процесів (підвищення температури, зниження атмосферного тиску, використання ПАР) та нетрадиційні (використання магнітних, електричних та електромагнітних полів).

В роботі [2] обґрунтовано вплив пінного способу пластифікації на комплекс властивостей матеріалів із натуральної шкіри. Встановлено, що спільна дія пінного пластифікатора та тепла впливає на релаксаційні властивості та формостійкість натуральної шкіри, зокрема знижує у 1,5–2 рази початкові та усадкові напруження, збільшує величину повної деформації при розтягуванні порівняно зі зразками, зволженими водою, а також забезпечує формостійкість зразків більше 70 %. Недоліком такого способу пластифікації є введення в структуру шкіри поверхнево-активних речовин, які в процесі експлуатації виробу мігрують назовні.

В роботах [3, 4] вивчався вплив зволоження шкіри електроактивованою водою на її фізико-механічні властивості. Проте вплив електроактивованої води як пластифікатора перед зтяжкою заготовки не дозволяє змінити структуру шкіри і суттєво покращити її здатність до формування, податливість до розтягувань та пластичність.

Відомі також можливості використання електроактивованих водних систем в технологіях опорядження текстильних матеріалів. В роботі [5] теоретично обґрунтовано й експериментально



доведено метастабільність стану електроактивованих водних систем. За наявності іонно-радикальних, іонних і радикальних елементів ступінь активності католіту й аноліту на 15,1–15,8 % вище, ніж ступінь активності вихідної води. Встановлено, що макроструктура тканин із целюлозних волокон зазнає змін в аноліті – об'єм мікропор волокна збільшується на 23,0–29,0%.

На підставі вищесказаного можна стверджувати про доцільність використання електроактивованої води в технологічних процесах виготовлення товарів широкого вжитку з метою отримання покращених споживчих властивостей матеріалів.

Тому доцільним є дослідити вплив електроактивованих водних середовищ на властивості матеріалів для виготовлення взуття, починаючи з використання електроактивованої води у підготовчих (відмочування) та подальших процесах вичинки шкурок на прикладі сировини прісносухого способу консервування.

**Постановка завдання.** Поняття пористості шкірної тканини відповідає ступеню розрихлення колагенових волокон всередині дерми, який дозволяє проникати повітрю чи рідині з однієї сторони на іншу крізь товщу шкірки. Це не можливо трактувати лише наявністю вільного простору в товщі матеріалу, тим паче, при деформації під дією різнонаправлених сил. Якщо матеріал сприймає таку деформацію при незначних зусиллях, то його можна віднести до м'яких. Забезпечення виготовлення м'якого, пластичного, гігроскопічного і податливого до незначних деформувань матеріалу для створення взуття з кроля є предметом даної роботи. Таким чином, вихідними властивостями шкіри визначаються межі її технологічної придатності при визначених технологічних параметрах процесів виготовлення виробів із неї.

**Об'єкти та методи досліджень.** В якості об'єкту дослідження було обрано шкурки кроля, оброблені по типовій технології [6] з використанням технічної води, дистильованої води з додаванням солі NaCl в кількості 0,2 г/л, а також електроактивованої води (аноліту та католіту).

Дослідження впливу обробки шкурок кроля на пористу структуру шкірної тканини проводилось з використанням термогравікалориметричного методу, який дозволяє досліджувати вологообмінні властивості та характеристики пористої структури матеріалів у широкому діапазоні розмірів пор.

На термограмі виділяли критичні точки (рис. 1), які по тривалості сушіння і вологовмісту зразка відповідали границям періодів послідовного видалення при сушінні із дисперсного тіла вологи, що різняться за формами та видами зв'язку, а також положенням в порах. Проектуючи виділені критичні точки термограми на криву сушіння, визначали кількість вологи у зразку, що відповідає різним формам і видам зв'язку вологи з матеріалом. Термограми зразків шкурок кроля, які досліджувалися, мають S-подібний вигляд, що характерно для капілярно-пористих колоїдних тіл.

ТГК метод у порівнянні з іншими методами має ряд переваг, серед яких особливо необхідно зазначити його комплексність та швидкість, завдяки чому за результатами одного-двох дослідів з сушіння досліджуваного зразка можна визначити ряд тепломасообмінних властивостей і термодинамічних характеристик матеріалу при порівняно незначних витратах часу. Крім того, за допомогою цього методу можна проводити досліди в умовах максимально наближених до реальних технологічних процесів та з урахуванням специфічних особливостей матеріалів.

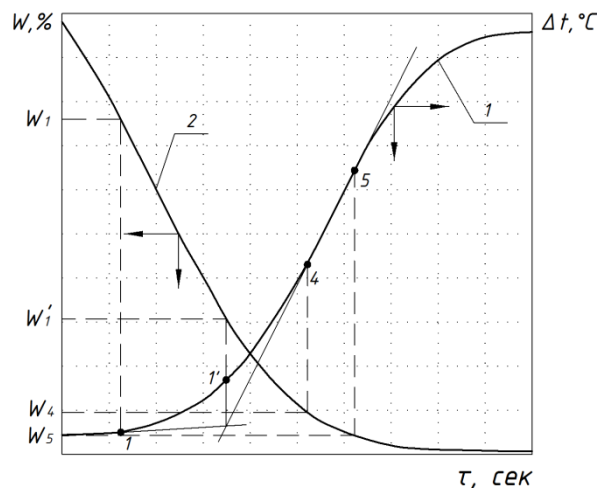


Рис. 1. Термограма сушіння (1) та крива зміни вологовмісту зразка (2)

**Основна частина.** Формування споживчих властивостей хутра неможливе без уявлення про будову та властивості волосяного покриву і шкірної тканини. Пориста структура капілярно-пористих тіл постійна і не залежить від природи зволожуючої рідини, а сорбційні властивості в основному визначаються розмірами молекул рідини, що проникає тільки в пори відповідних розмірів.

Для проведення дослідження підготували чотири групи зразків шкурок кроля, вичинених в різних середовищах. При температурі 50 °С були зняті термограми цих зразків (рис. 2), а потім розраховані їх вологообмінні властивості.

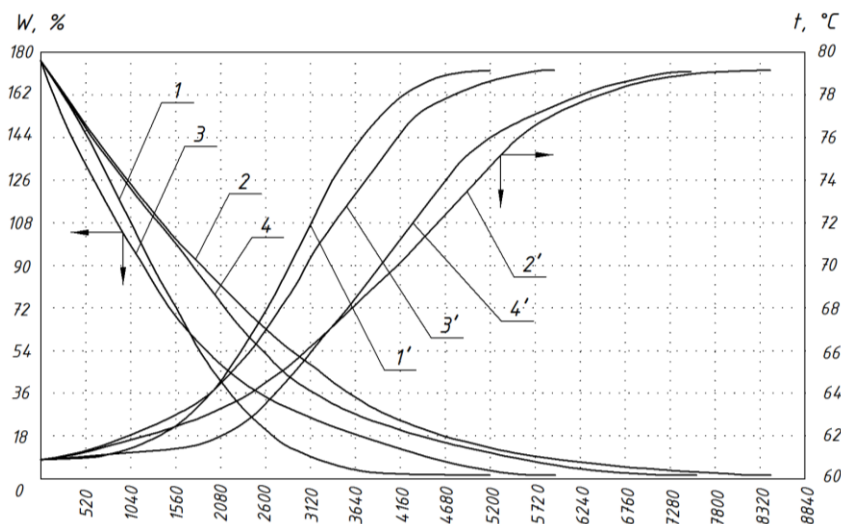


Рис. 2. Криві зміни вологовмісту (1–4) та термограми сушіння (1'–4') зразків, виготовлених в: 1 – аноліті; 2 – католіті; 3 – дистильованій воді; 4 – водопровідній воді

На рис. 3 представлена діаграма впливу виду обробки шкурки кроля на розподіл пор за розміром в товщі дерми.

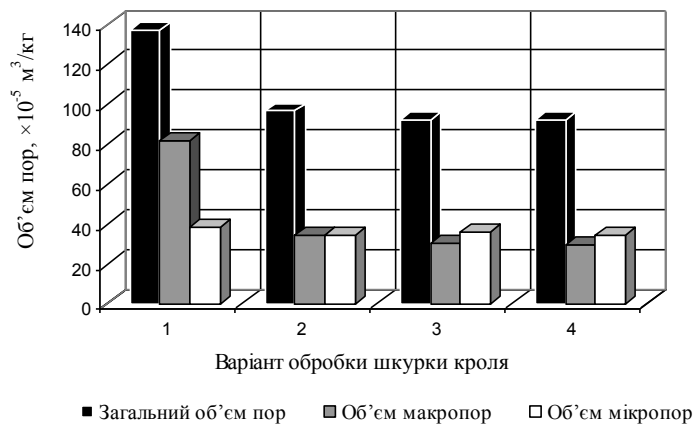


Рис. 3. Вплив способу вичинки на пористу структуру шкурки кроля з використанням на всіх технологічних етапах її виготовлення:

1 – аноліту; 2 – католіту; 3 – дистильованої води (в присутності NaCl концентрацією 0,2 г/л); 4 – водопровідної води

Визначені об'єми пор, які характеризують структуру шкірної тканини кроля, наведені в таблиці 1.

Як видно з табл. 1 та рис. 3, використання аноліту (варіант 1) в технології вичинки шкурок кроля забезпечує підвищення загальної пористості та гігроскопічності шкірної тканини, оскільки збільшує об'єм макропор на 63,4 %, а також загальний об'єм пор на 32,7% у порівнянні з технологією, що передбачає використання водопровідної води.

Створення м'якої шкірної тканини уможливується тільки після створення значного розрихлення структури нативного білка. З одного боку, це може бути можливим при вільному русі трьохспіральных спіралей колагену одна відносно одної, а з іншого – за рахунок не уможливлення появи додаткових зв'язків при їх контакті один з одним. Зазвичай це досягається насиченням структури жируючими матеріалами, що зрештою призводить до збільшення ваги шкірної тканини. А

якщо привити поверхні матеріалу структурні елементи функціональних груп, то вони можуть утворювати велику кількість водневих зв'язків, при цьому не утворюючи міцних ковалентних зв'язків. Останні, все ж, повинні бути наявні в структурі, щоб просторові особливості тканини були умовно постійні.

Таблиця 1 – Характеристика вологообмінних властивостей і пористої структури шкірки кроля

Варіант обробки	Диференційний вологовміст, %				Об'єм пор, $\times 10^{-5}$ м <sup>3</sup> /кг		
	Повний вологовміст ( $W_1$ )	Волога гігроскопічного стану ( $W_1'$ )	Адсорбована волога		макропор ( $V_{\text{мак}}$ ) $r > 10^{-7}$ м	мікропор ( $V_{\text{мік}}$ ) $r < 10^{-7}$ м	повний ( $V_{\text{пов}}$ )
			полішару ( $W_4$ )	моношару ( $W_5$ )			
<i>1</i>	<i>2</i>	<i>3</i>	<i>4</i>	<i>5</i>	<i>6</i>	<i>7</i>	<i>8</i>
1. З використанням аноліту	136,8	55,4	17,1	7,7	81,6	38,4	137,0
2. З використанням католіту	95,3	60,8	26,4	10,8	34,5	34,5	96,4
<i>1</i>	<i>2</i>	<i>3</i>	<i>4</i>	<i>5</i>	<i>6</i>	<i>7</i>	<i>8</i>
3. З використанням дистильованої води (в присутності солі NaCl 0,2 г/л)	91,8	61,2	25,3	11,0	30,6	35,9	91,9
4. З використанням водопровідної води	92,0	62,2	28,1	13,6	29,9	34,1	92,2

До умовно постійних особливостей шкірної тканини можна віднести об'єм пор, який характеризується показником формування об'єму дерми. Створення такої структури при таких вимогах існуючими методами досягнути не можливо, оскільки закріплення структури потребує значної кількості хромового дубителя, поліфенолів, диальдегідів, танідів та інших дубителів, природа зв'язку яких з колагеном дерми різноманітна і керувати цими взаємодіями практично не можливо. Крім того, відомими хімічними процесами привити структурі колагену ті чи інші функціональні групи, які б забезпечили бажаний результат, практично не можливо (мається на увазі окислення, прививка функціональних груп комплексного утворення, сульфурвання, азотування і т. ін.). Всі ці реакції пов'язані з переміщенням електронів всередині органічних сполук чи між ними, в результаті чого утворюються нові зв'язки. Щоб гарантувати відсутність побічних реакцій, необхідні спеціальні методи підготовки та проведення хімічних реакцій, що є дуже трудомістким і практично не можливим процесом для білкових структур.

Якщо взяти за основу всіх технічних рішень утворення додаткових зв'язків в дермі за рахунок переміщення носіїв різних молекул, то всі їх можна звести до окисно-відновних реакцій. Як відомо, електроактивована вода характеризується надлишком електронів (аноліт) або їх нестачею (католіт). Молекули води мають властивість поляризуватись і характеризуються певною поляризованістю. Збільшення останньої може відбутись як при надлишку електронів у системі, так і при їх нестачі. Якщо вода утворюється біля катоду чи аноду, то вона деякий час зберігає свої властивості (від кількох годин до двох діб). Якщо такою електроактивованою водою обробити колаген дерми, наприклад, шкірок кроля, це призведе до появи кисневмісних сполук, які утворюють в дермі містки, що не заважають рухомості її структурних елементів. При температурі  $\approx 70$  °C вони руйнуються, а після подальшого пониження температури відновлюються. Те ж саме відбувається при деформуючому навантаженні, після зняття якого ці містки відновлюються.

**Висновки.** При вивченні технології обробки шкірок кроля з використанням в якості розчинника води різних видів (аноліт, католіт) виявлено зміни в структурі дерми на різних рівнях колагену дерми (первинна структура – ланцюг амінокислотних залишків, вторинна – спіралі, сформовані із поліпептидних ланцюгів). Це забезпечило ефект дублення, необхідне формування структури дерми та особливі властивості шкірок (значну м'якість, податливість до формування, пружність, стійкість до розвитку бактерій). До особливих властивостей слід віднести можливість виробів зі шкіри піддавати багаторазовому пранню в присутності аніонно-катіонних емульгаторів.

Це забезпечується:

1) утворенням зв'язків хрому, а також альдегідних груп, які виникають внаслідок присутності кисню у воді біля катоду і аноду, з активними групами колагену, про що вказано в спектральному аналізі обробленої шкірної тканини [7];

2) взаємодією наступних показників: вмісту жиру в шкурці, температури зварювання дерми, показника формування об'єму, пружно-пластичних властивостей шкурки кроля [8];

3) поєднанням дії комплексів водневих зв'язків, комплексних сполук хрому, утворення кисневих містків внаслідок взаємодії альдегідів, утворення сольових зв'язків та втрати на деякий час водневих зв'язків з послідовним утворенням нових [9];

4) перетворенням структури при експлуатації шкурки, що чітко відображається в моделі релаксації деформацій шкурки при постійному навантаженні [10];

5) появою особливих властивостей води при її електролізі (католіту та аноліту), значною мірою появою кисневмісних сполук, що впливають на зміни у структурі шкірної тканини при її виготовленні.

Удосконалена технологія виготовлення хутра може бути використана в промисловості як ефективний метод вичинки хутра для виробництва взуття зі специфічними властивостями [11].

1. Технологія кожи. Под ред. Н. В. Чернова. – М.: Гизлегпром, 1952.
2. Романюк О. О. Дослідження властивостей матеріалів із натуральної шкіри, пластифікованих різними способами: дис. канд. техн. наук: 05.02.01 / Романюк Оксана Олександрівна. – К., 2005. – 182 с.
3. Можливості використання електроактивованої води в технологічних процесах взуттєвого виробництва. Повідомлення 1. Оптимізація режимів утворення електроактивованої води / Луцик Р. В., Матвієнко О. А., Бовсуновський О. В. // Вісник КНУТД. – 2005. – № 2. – С. 54–59.
4. Можливості використання електроактивованої води в технологічних процесах взуттєвого виробництва. Повідомлення 2. Вплив електроактивації пластифікатора на фізико-механічні властивості натуральної шкіри / Луцик Р. В., Матвієнко О. А., Бовсуновський О. В. // Вісник КНУТД. – 2005. – № 3. – С. 77–82.
5. Романенко Н. Г. Фізико-хімічні основи застосування електроактивованих водних систем в технологіях опорядження текстильних матеріалів: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня доктора техн. наук: спец. 05.19.03 «Технологія текстильних матеріалів» / Н. Г. Романенко – Херсон, 2002. – 31 с.
6. Единая технология обработки шкур кролика. – М.: ЦНИИТЭИлегпром, 1990. – 140 с.
7. Савченко Г. В. Вплив електроактивованої води на спектральні характеристики шкірної тканини шкур кроля / Г. В. Савченко, О. П. Цимбаленко, А. А. Горбачов // Вісник КНУТД. – 2010. – № 6. – С. 73-76.
8. Горбачов А. А. Вплив електропровідності води на основні характеристики хутра кроля / А. А. Горбачов, Г. В. Савченко, Б. М. Злотенко // Вісник ХНУ. – 2011. – №1. – С. 217-220.
9. Савченко Г. В. Дослідження впливу електроактивованої води на термостабільність дерми кроля / Г. В. Савченко, Б. М. Злотенко, А. А. Горбачов // Вісник ХНУ. – 2011. – №2. – с. 116-118.
10. Савченко Г. В. Вплив режиму обробки тканини шкурки кроля електроактивованою водою на структурні властивості дерми / Г. В. Савченко, Б. М. Злотенко, А. А. Горбачов // Вісник КНУТД. – 2011. – № 1. – с. 78-83.
11. Савченко Г. В. Оптимізація технологічного процесу, що забезпечує необхідні властивості шкур кроля при використанні електроактивованої води / Г. В. Савченко, Б. М. Злотенко, А. А. Горбачов // Вісник КНУТД. – 2011. – № 2. – с. 152-155.

## REFERENCES

1. Chernov, N. (1952). *Technology of leather*. [Tekhnologiya kozhi]. Moscow, Gizlegprom Publ.
2. Romanyuk, O. (2005). *Study of the properties of natural leather materials plasticized in various ways*. Ph.D. Diss. [Doslidzhennya vlastivostey materialiv iz natural'noi shkiri, plastifikovanih riznimi sposobami. Diss. kand. tekhn. nauk]. Kyiv, 182 p.
3. Lutsyk, R., Matvienko, O. & Bovsunovskii O. (2005). Possibilities of use electric active water in technological processes of footwear manufacturing. Optimization of modes of electric active water formation. [Mozhливості використання електроактивованої води в технологічних процесах взуттєвого виробництва. Оптимізація режимів утворення електроактивованої води]. *Bulletin of KNU TD*. Vol. 2, pp. 54–59.
4. Possibilities of use electric active water in technological processes of footwear manufacturing. Effect of plasticizer electric activation on physical and mechanical properties of leather. [Mozhливості використання електроактивованої води в технологічних процесах взуттєвого виробництва. Вплив електроактивувача пластифікатора на фізико-механічні властивості натуральної шкіри]. *Bulletin of KNU TD*. Vol. 3, pp. 77–82.
5. Romanenko, N. (2002). *Physical and chemical bases of electric active water systems use in technologies of textile materials finishing*. Synopsis of Doct. Diss. [Fiziko-khimichni osnovi zastosuvannya yelektroaktivovanih vodnikh sistem v tekhnologiyakh oporyadzhennya tekstil'nikh materialiv: Avtoref. Doct. Diss.]. Kherson, 31 p.
6. (1990). *Uniform technology of processing of rabbit skins*. [Yedinaya tekhnologiya obrabotki shkurok krolika]. Moscow, TSNIITEIlegprom Publ., 140 p.
7. Savchenko, G., Tsimbalenko, O. & Gorbachov, A. (2010). The impact of electric active water on spectral characteristics of skin tissue of rabbit skins. [Vplyv yelektroaktivovanoi vodi na spektral'ni kharakteristiki shkirnoi tkanini shkurok krolya]. *Bulletin of KNU TD*. Vol. 6, pp. 73-76.
8. Horbachov, A., Savchenko, H. & Zlotenko B. (2011). The impact of electrical conductivity of water on the main characteristics of rabbit fur. [Vplyv elektroprovodnosti vody na osnovni kharakterystyky khutra krolya]. *Bulletin of KNU TD*. Vol. 1, pp. 217-220.

9. Savchenko, H., Zlotenko, B. & Horbachov, A. (2011). Research of influence of electric active water on the thermal stability of rabbit dermis. [Doslidzhennya vplyvu elektroaktyvovanoj vody na termostabilnist dermy krolya]. *Bulletin of KNUTD*. Vol. 2, pp. 116-118.

10. Savchenko, H., Zlotenko, B. & Horbachov, A. (2011). The impact of processing mode of rabbit fur tissue by electric active water on structural properties of the dermis. [Vplyv rezhymu obrobky tkanyny shkurky krolya elektroaktyvovanoju vodoju na strukturni vlastyvoli dermy]. *Bulletin of KNUTD*. Vol. 1, pp. 78-83.

11. Savchenko, H., Zlotenko, B. & Horbachov, A. (2011). Optimization of the technological process that provides the required properties of rabbit furs when using electric active water. [Optymizatsiya tekhnolohichnoho protsesu, shcho zabezpechuye neobkhidni vlastyvoli shkurok krolya pry vykorystanni elektroaktyvovanoj vody]. *Bulletin of KNUTD*. Vol. 2, pp. 152-155.

**Єфімчук Г.В. Влияние обработки шкурок кроля электроактивированной водой на пористую структуру дермы.** В статье представлены обобщенные результаты способа обработки мехового сырья, которая происходит в водной среде. В качестве водной среды используют жидкость, которая образуется при гидролизе воды в присутствии соли NaCl у анода или катода. Образование кожи в способе происходит вследствие появления кислородсодержащих соединений как на аноде, так и на катоде в присутствии растворенной соли NaCl. Эти соединения по дубильной способности конкурируют во время обработки кожи с хромовым дубителем.

**Ключевые слова:** электроактивированная вода, пористость кожевенной ткани, шкурки кролика.

**G. Yefimchuk. The influence of the processing rabbit skins by electro-activated water on the porous structure of derma.** The article presents the summarized results of fur raw materials processing method that takes place in an aqueous medium, and wherein the aqueous medium as used liquid that is formed by hydrolysis in the presence of salt water NaCl, near the anode or cathode. The formation of the skin in the method is due to the appearance of oxygen-containing compounds as the anode and the cathode in the presence of dissolved salts NaCl. These compounds on tanning ability to compete in the leather with chrome tanning agents.

**Keywords:** electro-activated water, porous structure of leather fabric, rabbit skins.

**АВТОР:**

ЄФІМЧУК Галина Вячеславівна, кандидат технічних наук, старший викладач кафедри машин легкої промисловості, Луцький національний технічний університет; e-mail: [gala-sv@ukr.net](mailto:gala-sv@ukr.net).

**AUTHOR:**

Galyna YEFIMCHUK, PhD., Senior Lecturer of Light Industrial Machinery Department, Lutsk National Technical University; e-mail: [gala-sv@ukr.net](mailto:gala-sv@ukr.net).

**РЕЦЕНЗЕНТИ:**

СЕЛЕЗНЬОВ Е.Л., кандидат технічних наук, доцент, Луцький національний технічний університет, завідувач кафедри машин легкої промисловості, м. Луцьк, Україна.

ОЛЕКСАНДРЕНКО В.П., доктор технічних наук, професор, Хмельницький національний університет, декан факультету інженерної механіки, м. Хмельницький, Україна.

**REVIEWERS:**

Eduard SELEZNOV, PhD., Assoc. Professor, Lutsk National Technical University, Head of Light Industrial Machinery Department, Lutsk, Ukraine.

Viktor OLEKSANDRENKO, Doctor of Science in Engineering, Professor, Khmelnytsky National University, Dean of the Engineering Mechanics Faculty, Khmelnytsky, Ukraine.

Стаття надійшла в редакцію 24.04.2015р.

Забродець І.П., Силивонюк А.В., Ярошевич М.П.  
*Луцький національний технічний університет*

## ДОСЛІДЖЕННЯ ПУСКУ ВІБРАЦІЙНИХ МАШИН З ІНЕРЦІЙНИМ ЗБУДНИКОМ З УРАХУВАННЯМ ПРУЖНОЇ МУФТИ

Розглядається процес розбігу вібраційної машини з дебалансним приводом з урахуванням впливу на його динаміку пружної муфти між електродвигуном та збудником коливань. Наводяться практичні рекомендації для обмеження пускових деформацій муфти та коливань напівмуфт.

**Ключові слова:** вібраційна машина, дебалансний віброзбудник, пружна муфта, розбіг, зона резонансу.

**Постановка проблеми.** Перспективним напрямком інтенсифікації багатьох технологічних процесів у різних галузях промисловості є використання вібраційної техніки. Область застосування вібраційних машин і пристроїв досить широка та має стійку тенденцію до подальшого росту. У вібромашинах великого розповсюдження набув дебалансний привод, завдяки простоті та можливості одержання значних змушувальних сил за невеликих габаритів і відносно малої маси. Машини з інерційними віброзбудниками переважно є зарезонансними. При роботі в усталеному режимі таким машинам властива достатньо висока стабільність при зміні технологічного навантаження та параметрів системи. Проте, в періоди розбігу та вибігу виникає проблема проходження зони резонансних частот, пов'язана зі значними коливаннями в системі й, відповідно, істотними динамічними навантаженнями. Такі навантаження, в свою чергу, викликають необхідність постійного технічного обслуговування вібромашин та ремонту окремих елементів конструкції, зокрема муфт. Тому дослідження динамічних процесів при розбігу вібраційних машин з урахуванням впливу пружної муфти, яка з'єднує ротори електродвигуна та дебалансного віброзбудника, становлять актуальну науково-прикладну задачу.

**Аналіз останніх досліджень.** Дослідження пуску вібраційних машин з інерційним збудником коливань проводилися різними методами та викладені у багатьох працях, огляд яких можна знайти в [1-3]. У роботі [2] методом прямого розділення рухів наведено детальний аналіз проходження зони резонансу коливальною системою з інерційним збудником коливань, який встановлено на несучому тілі з одним ступенем вільності; випадок, коли несуче тіло коливальної системи має три ступені вільності таким самим методом розглянутий у роботах [4, 5]. Особливості розбігу вібромашин з дебалансними збудниками, що само синхронізуються, аналізуються в [6]. У [5, 7] для дослідження процесу розбігу вібромашин з дебалансним приводом використовувалося чисельне моделювання. Проте, у цих та інших відомих працях, присвячених проблемам пуску вібромашин з дебалансним приводом, використовувалися лише динамічні моделі машин без врахування існуючого пружного зв'язку між роторами електродвигуна та збудника. Тобто, розглядалися лише так звані динамічні моделі з жорсткими ланками. В [8] наводяться результати дослідження динамічних процесів під час пуску, вибігу та усталеного руху вібромашин з плоским характером руху робочого органу, який приводиться інерційним вібратором. У даній роботі отримана досить повна математична модель розглядуваного класу машин з урахуванням пружного з'єднання (дюритом) роторів двигуна та збудника коливань. Однак, вплив на досліджувані динамічні процеси саме пружного зв'язку роторів не аналізується. Загальні питання розрахунку й конструювання вібромашин з дебалансним приводом викладені у низці робіт, зокрема [9]. Проте, в усіх цих роботах муфти практично не згадуються (крім опису їх конструкції). Загальну динаміку пружних муфт розглянуто в працях [10, 11].

**Метою роботи** є дослідження впливу пружної муфти, яка з'єднує електродвигун та віброзбудник на динаміку розбігу вібраційної машини з дебалансним приводом.

**Опис коливальної системи та рівняння руху.** В теперішній час широкого розповсюдження набули вібраційні машини, що працюють у режимі прямолінійних гармонічних коливань. Схему найпростішої такої коливальної системи наведено на рис. 1. Розглядувана система являє собою тверде несуче тіло, яке зв'язане з нерухою основою за допомогою пружних та демпфуючих елементів та може зміщуватися в одному фіксованому напрямку. На несучому тілі встановлено дебалансний віброзбудник, який приводиться в обертання від асинхронного електродвигуна. При

цьому, його ротор з'єднаний з валом вібробудника за допомогою пружної муфти з лінійною характеристикою. Система характеризується трьома узагальненими координатами: кутами повороту роторів електродвигуна  $\varphi_1$  та вібробудника  $\varphi_2$  і горизонтальним зміщенням несучого тіла  $x$ . Рівняння руху коливальної системи запишемо у вигляді

$$\begin{aligned} I_1\ddot{\varphi}_1 + \beta_m(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2) + c_m(\varphi_1 - \varphi_2) &= L(\dot{\varphi}_1) - R_1(\dot{\varphi}_1), \\ I_2\ddot{\varphi}_2 - \beta_m(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2) - c_m(\varphi_1 - \varphi_2) &= -R_2(\dot{\varphi}_2) + m\varepsilon(\ddot{x}\sin\varphi_2 + g\cos\varphi_2), \\ M\ddot{x} + \beta_x\dot{x} + c_x x &= m\varepsilon(\ddot{\varphi}_2\sin\varphi_2 + \dot{\varphi}_2^2\cos\varphi_2), \end{aligned} \quad (1)$$

де  $I_1, I_2$  – відповідно, приведені моменти інерції ротора електродвигуна та ротора вібробудника;  $m, \varepsilon$  – маса збудника та його ексцентриситет;  $M$  – маса несучого тіла;  $\beta_m, \beta_x$  – коефіцієнти опору пружної муфти та пружин підвіски несучого тіла;  $c_m, c_x$  – жорсткість муфти та пружин підвіски;  $g$  – пришвидшення вільного падіння;  $L(\dot{\varphi}_1), R_i(\dot{\varphi}_i)$  – моменти електродвигуна та сил опору обертанню роторів двигуна та вібробудника. Зазначимо, що втрати від тертя в підшипниках двигуна  $R_1(\dot{\varphi}_1)$  є незначними (внаслідок зрівноваженості його ротора) тому ними в подальшому нехтуємо.

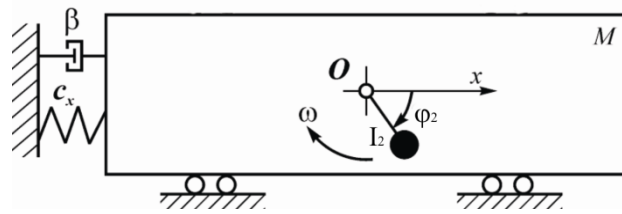


Рис. 1. Коливальна система з прямолінійним коливанням несучого тіла

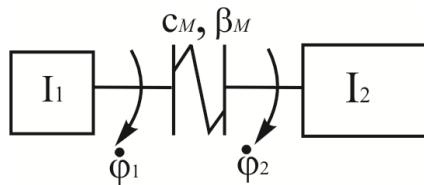


Рис. 2. Динамічна модель ротора двигуна з'єданого з ротором збудника пружною муфтою

Для того, щоб уявити, як саме пружна муфта впливає на динаміку пуску вібрмашини, ротори електродвигуна та вібробудника з'єднані муфтою, подамо у вигляді двох приведених мас, зв'язаних пружною ланкою. Таким чином, маємо динамічну модель з однією (коливальною) ступінню вільності (рис. 2). Звичайно, друга ступінь вільності визначає обертання усієї системи з однією й тією ж кутовою швидкістю. Опишемо рух системи лише за допомогою однієї змінної – кута закручування муфти  $\varphi_{12}$ . Для цього помножимо перше рівняння системи (1) на  $I_2$ , друге – на  $I_1$  та подамо різницю цих рівнянь у вигляді:

$$\ddot{\varphi}_{12} + 2b_m\dot{\varphi}_{12} + p_m^2\varphi_{12} = \frac{L(\dot{\varphi}_1)}{I_1} + \frac{R_2(\dot{\varphi}_2)}{I_2} - \frac{m\varepsilon\ddot{x}\sin\varphi_2}{I_2}, \quad (2)$$

де  $\varphi_{12} = \varphi_1 - \varphi_2$ ;  $b_m = \beta_m \frac{I_1 + I_2}{2I_1 I_2}$  – коефіцієнт демпфірування муфти;  $p_m = \sqrt{c_m \frac{I_1 + I_2}{I_1 \cdot I_2}}$  – частота власних коливань муфти.

Зазначимо, що дію моменту сил ваги на динаміку коливальної системи при аналітичних дослідженнях не враховуємо.

Отже, від двох рівнянь обертового руху роторів електродвигуна та вібробудника, перейшли до одного рівняння їх відносного коливального руху. Проаналізуємо рух цих роторів.

**Виклад основного матеріалу.** Найбільш цікавий період пуску вібромашини з інерційним приводом – початковий період до виходу із зони резонансу. Цей період руху, в свою чергу, зручно розбити на: рух до зони резонансу та рух безпосередньо у цій зоні. Розглянемо перший етап. У разі розглядуваного класу вібромашини з м'яко віброізолюваним несучим тілом, розбіг двигуна до досягнення ним резонансної частоти коливальної системи відбувається достатньо швидко – протягом 0,5-1 секунди. У цей період руху частота  $\phi_2$  є ще досить малою, і в правій частині рівняння (2) можна знехтувати другим та третім доданками (величини яких істотно залежать від частоти обертання збудника) [5]. Тобто, у цьому разі має місце ніби пуск електродвигуна без навантаження.

Спочатку припустимо (як часто вважають при аналітичному розв'язуванні задач динаміки вібромашин), що момент електродвигуна є сталим та рівним його пусковому моменту. Таким чином,

у правій частині рівняння (2) маємо лише один член – сталий момент  $\frac{L_{\text{пуск}}}{I_1}$  ( $L_{\text{пуск}}$  – пусковий момент двигуна). Тоді загальний розв'язок рівняння (2) матиме вигляд

$$\varphi_{12} = \frac{L_{\text{пуск}}}{I_1 p_{mb}^2} [1 - e^{-b_m t} (\frac{b_m}{p_{mb}} \sin p_{mb} t + \cos p_{mb} t)], \quad (3)$$

де  $p_{mb} = \sqrt{p_m^2 - b_m^2}$ ;  $p_{mb}$  – частота власних згасаючих коливань системи.

Зазначимо, оскільки невеликий опір мало впливає на період коливань, будемо вважати, що  $p_{mb} \approx p_m$ .

Згідно розв'язку (3), відразу після вмикання електродвигуна муфта починає деформуватися до деякої максимальної величини, яку можна обрахувати за формулою

$$\varphi_{\text{max}} = \frac{2L_{\text{пуск}}}{I_1 p_m^2}. \quad (4)$$

Зазначимо, що це максимальне значення кута закручування досягається через  $t = \frac{2\pi}{p_m}$  сек після пуску. Далі мають місце згасаючі коливання напівмуфт з власною частотою  $p_m$  відносно середнього закрученого рівня

$$\varphi_{\text{зкр}} = \frac{L_{\text{пуск}}}{I_1 p_m^2}, \text{ або } \varphi_{\text{зкр}} = \frac{L_{\text{пуск}} I_2}{c_m (I_1 + I_2)}. \quad (5)$$

Аналіз отриманих результатів свідчить, що деформація муфти та її коливання будуть меншими за менших величин пускового моменту електродвигуна та приведенного моменту інерції ротора вібробудника й за більших жорсткості муфти, її власної частоти, а також приведенного моменту інерції ротора двигуна. Однак, для вібромашин з дебалансним приводом, зменшення величини пускового моменту двигуна чи збільшення моменту інерції його ротора є небажаними, оскільки це призводить до погіршення розбігу машини. Таким чином, для запобігання значним деформаціям муфти потрібно, перш за все, не занижувати її жорсткості і не завищувати пускового моменту електродвигуна та моменту інерції ротора збудника. Крім того, звичайно, при істотних коливаннях напівмуфт під час пуску, потрібно збільшувати демпфуючу здатність муфти.

Розглянемо задачу більш точно. Якщо взяти до уваги, що у початковий період розбігу асинхронного двигуна (до виходу на усталений режим руху) відбуваються істотні коливання його електромагнітного моменту з частотою, близькою до частоти струму у мережі живлення ( $f_{\text{стр}} = 50 \text{ Гц}$ ), то у правій частині рівняння (2) цей момент з достатньою ступінню точності можна подати у вигляді  $L(\phi_1) = L_{\text{пуск}} [1 - e^{-b_{\text{ов}} t} \cos(6,28 f_{\text{стр}} t)]$  (тут  $b_{\text{ов}}$  – коефіцієнт, що характеризує згасання коливань електромагнітного моменту). Тоді розв'язок рівняння (2) запишемо у вигляді



$$\varphi_{12} = \frac{L_{\text{муск}}}{I_1 p_M^2} [1 - e^{-b_M t} (\frac{b_M}{p_M} \sin p_M t + \cos p_M t) - \frac{1}{\sqrt{(1 - \frac{\omega_{\text{смп}}^2 - b_{\text{дв}}^2 + 2b_{\text{дв}} b_M}{p_M^2})^2 + \frac{4\omega_{\text{смп}}^2 (b_{\text{дв}} - b_M)^2}{p_M^4}}} e^{-b_{\text{дв}} t} \cos(\omega_{\text{смп}} t - \beta)], \quad (6)$$

$$\text{де } \beta = \text{arccctg} \frac{2\omega_{\text{смп}} (b_{\text{дв}} - b_M)}{p_M^2 - \omega_{\text{смп}}^2 + b_{\text{дв}}^2 - 2b_{\text{дв}} b_M}.$$

Згідно розв'язку (6), відразу після пуску електродвигуна муфта деформується та починає коливатися відносно певного закрученого рівня, величину якого можна визначити за формулою (7). В момент пуску очікуються бігармонічні коливання напівмуфт з частотою струму та власною частотою муфти. Обидві складові коливань досить швидко згасають (крім випадку «зависання» кутової швидкості двигуна в зоні резонансу). При цьому, вільні коливання згасають помітно швидше та при аналізі вимушених коливань ними можна знехтувати. Звичайно, амплітуди вимушених коливань істотно залежать від співвідношення частот  $p_M$  і  $\omega_{\text{смп}}$  та, у випадку їх близькості, будуть досить великими (особливо у разі малої потужності двигуна й відповідно, повільного розбігу). В той же час, за достатньої потужності двигуна та швидкого виходу на ustalений режим руху, згасання коливань електромагнітного моменту відбувається досить стрімко, до цього ж, резонансні амплітуди встановлюються поступово. Отже, як правило, у цей період руху коливання з резонансними амплітудами не проявляються.

Наближений (без урахування сил опору та вільних коливань) аналіз розв'язку (6) свідчить, що у разі віддаленості власної частоти муфти від частоти коливань струму в межах  $\sqrt{2} \omega_{\text{смп}} < p_M < \sqrt{\frac{2}{3}} \omega_{\text{смп}}$ , величина її максимального кута закручування не перевищить значення  $1,5\varphi_{\text{зкр}}$  для випадку сталого пускового моменту. Тобто, з урахуванням згасання коливань та того факту, що резонансі амплітуди виникають поступово й не встигають досягати істотних значень у разі розбігу без прояву «зависання» частоти, можна очікувати, що максимальні деформації муфти не перевищуватимуть величини (4).

Зазначимо, що у випадку використання електродвигунів з високими частотами обертання (3000 об/хв), моменти інерції ротора двигуна та ротора вібробудника відрізняються більш, ніж на порядок. У такому разі, формули для власної частоти муфти та її максимальної деформації під час пуску можна подати у дещо спрощеному вигляді:  $p_M = \sqrt{\frac{c_M}{I_1}}$ ,  $\varphi_{\text{max}} = \frac{L_{\text{муск}}}{c_M}$ , відповідно. Важливо, що у разі використання таких високочастотних двигунів, пускові деформації муфти будуть більшими, а коливальні процеси, які виникають при цьому, згасатимуть швидше.

Розглянемо наступний етап розбігу ротора вібробудника – його рух безпосередньо у зоні резонансних частот. У цей період на вібробудник починає діяти гальмівний вібраційний момент. Відповідно, зростання швидкості обертання двигуна помітно сповільнюється. Звичайно, чим більшою взято його потужність, тим за вищої частоти проявляється гальмування ротора й тим менш вираженим воно є. У такому разі, вібраційний момент після певного зростання стрімко зменшується. Характер його зміни нагадує згасаючі коливання, котрі відбуваються відносно деякого від'ємного значення, величина якого досить мала й визначається опором коливанням несучого тіла. Відповідно, після гальмування ротора в резонансній зоні, спостерігається порівняно швидке зростання його частоти обертання та вихід на ustalений режим руху. При цьому електромагнітний момент двигуна набуває номінального значення. В результаті матиме місце зменшення пускових деформацій муфти та згасання її коливань з частотою струму.

Якщо потужність двигуна недостатня, і в зону резонанса він входить з порівняно невеликим пришвидшенням, то на цій стадії руху відбувається суттєве збільшення вібраційного моменту, який з часом не зменшується, а мають місце його коливання близько значення, яке за модулем наближено дорівнює пусковому моменту двигуна. У результаті й настає «зависання» швидкості обертання ротора. Для дослідження руху роторів двигуна вібробудника в зоні резонансу у разі «зависання» їх швидкості скористаємося методом прямого розділення рухів [1, 2]. Беручи до уваги, що у розглядуваний період руху  $\varphi_i$  змінюються повільно, розв'язки системи (1) можна подати у вигляді

$$\varphi_i = \omega t + \alpha_i(t) + \psi_i(t, \omega t), \quad x = x(t, \omega t),$$

де  $\omega$  – деяка, наперед невідома стала частота, за якої має місце «зависання» швидкості роторів;  $\alpha_i(t)$  – повільні, а  $\psi_i$  і  $x$  – швидкі функції часу  $\tau = \omega t$ , причому  $\psi_i$  і  $x \in 2\pi$ -періодичними та їхні середні значення за період дорівнюють нулю; припускаємо також, що  $\dot{\psi}_i \ll \omega$ .

Тоді нескладно прийти до системи рівнянь повільних рухів роторів електродвигуна та віброзбудника у формі

$$\begin{aligned} I\ddot{\alpha}_1 + \beta_m(\dot{\alpha}_1 - \dot{\alpha}_2) + c_m(\alpha_1 - \alpha_2) + k_1\dot{\alpha}_1 &= L(\omega), \\ I\ddot{\alpha}_2 - \beta_m(\dot{\alpha}_1 - \dot{\alpha}_2) - c_m(\alpha_1 - \alpha_2) + k_2\dot{\alpha}_2 &= -R_2(\omega) + V(\omega), \end{aligned} \quad (7)$$

де  $V(\omega) = \frac{\omega}{2\pi} \int_0^{2\pi/\omega} m\varepsilon\dot{x}\sin(\omega t + \alpha_2) dt$  – вібраційний момент.

При одержанні цієї системи виконано лінеаризацію правих частин рівнянь (2)-(3) за  $\psi_i$  і виразів  $L(\dot{\varphi}_i)$ ,  $R_i(\dot{\varphi}_i)$  – поблизу значення  $\dot{\varphi}_i = \omega$ , причому  $k_1 > 0, k_2 > 0$  – коефіцієнти електричного та механічного демпфірування, відповідно до [2].

Для стаціонарних режимів систему рівнянь (7) подамо у вигляді

$$\begin{aligned} c_m(\alpha_1 - \alpha_2) &= L(\omega), \\ c_m(\alpha_1 - \alpha_2) &= -R_2(\omega) + V. \end{aligned}$$

Додаючи ці рівняння, приходимо до рівняння для частоти обертання ротора збудника в його стаціонарних режимах у формі, отриманій в [2]

$$L(\omega) = -R_2(\omega) + V,$$

причому, величину вібраційного моменту для розглядуваної коливальної системи можна визначити за формулою [2]:

$$V(\omega) = \frac{m\varepsilon\omega^2 A_x}{2} \sin \gamma_x, \quad \text{або} \quad V(\omega) = -\frac{(m\varepsilon\omega)^2}{M} \frac{n_x}{(1 - \lambda_x^2)^2 + 4n_x^2}, \quad (8)$$

$$\text{де } A_x = \frac{m\varepsilon}{MB_x}, \quad B_x = \sqrt{(1 - \lambda_x^2)^2 + 4n_x^2}, \quad \lambda_x = \frac{p_x}{\omega}, \quad n_x = \frac{\beta_x}{2M\omega}, \quad \sin \gamma_x = -\frac{2n_x}{B_x}.$$

Беручи до уваги однаковість рівняння для частоти обертання ротора збудника в його стаціонарних режимах та виразу для вібраційних моментів (8) з наведеними у [2], можна зробити висновок, що наявність муфти не вносить принципових змін у поведінку розглядуваної системи в зоні резонансу.

З урахуванням виразу для вібраційного моменту (8) рівняння (2) подамо у вигляді:

$$\ddot{\varphi}_{12} + 2b_m\dot{\varphi}_{12} + p_m^2\varphi_{12} = \frac{L(\dot{\varphi}_1)}{I_1} - \frac{m\varepsilon\omega^2 A_x}{2I_2} \sin \gamma_x. \quad (9)$$

У випадку «зависання» частоти ротора в резонансній зоні, кут  $\gamma_x$ , що характеризує відставання фази переміщення несучого тіла від фази змушувальної сили збудника, близький до  $90^\circ$ . Відомо, що величина вібраційного моменту може набувати в зоні резонансу досить великих значень – згідно [5], співрозмірних з пусковим моментом двигуна. Однак, беручи до уваги, по-перше, що вібромашини на режимах із вираженим «зависанням» частоти обертання двигуна, не експлуатують (отже величина вібраційного моменту, як правило, є значно меншою) та, по-друге, що він входить до правої частини

(9) поділений на величину більшу, приблизно на порядок, ніж пусковий момент двигуна, вплив вібраційного моменту в зоні резонансу на динаміку муфти буде неістотним порівняно з дією моменту двигуна. Отже, в зоні резонансу може мати місце лише незначне збільшення деформацій муфти та виникнення коливань її напівмуфт з частотою близькою до коливань вібраційного моменту ( $2\omega \approx 2p_x$ ).

Таким чином, максимальні деформації муфти виникають практично відразу після вмикання електродвигуна. Далі мають місце згасаючі коливання її напівмуфт навколо певного здеформованого положення. Отже, на основний обертовий рух обох роторів з однаковою кутовою швидкістю накладається додатковий коливний процес, аналіз якого свідчить, що відразу після пуску електродвигуна можуть мати місце:

– власні коливання з частотою  $p_m$ , які мають досить швидко згасати (вважаючи на значну величину коефіцієнта в'язкого тертя муфти з неметалевим пружним елементом й на те, що в рівняння (2) цей коефіцієнт входить у вигляді  $\frac{\beta_m}{I_1}$ ,  $I_1 \ll 1$ );

– вимушені коливання з частотою, близькою до частоти струму  $f_{cnp}$ . При цьому, вимушені коливання муфти з частотою (кратною) обертання ротора збудника до виходу на усталений режим руху є незначними;

Для обмеження максимальних деформацій муфти потрібно не занижувати її жорсткість та не завищувати потужність двигуна. Якщо величина власної частоти муфти задовольняє умову  $\sqrt{2}\omega_{cnp} < p_m < \sqrt{\frac{2}{3}}\omega_{cnp}$ , то максимальне значення її деформації можна обрахувати за формулою (4).

Після проходження зони резонансу деформації муфти зменшуються, а відносні коливання її напівмуфт з частотою  $f_{cnp}$  – згасають.

Результати чисельного моделювання (рис. 3, 4) процесу розбігу вібраційної машини підтверджують отримані висновки та рекомендації:

- відразу після пуску вібростанини мають місце максимальні деформації муфти, збурюються коливання її напівмуфт відносно деякого здеформованого положення (на рис. 3 –  $\varphi_{кр} = 0,141 \text{ рад}$  та  $\varphi_{кр} = 0,032 \text{ рад}$ ). Зазначимо, що значення величин кутів закручування на рис. 3, а добре узгоджується з отриманими за формулою (5) ( $\varphi_{кр} = 0,145 \text{ рад}$  та  $\varphi_{кр} = 0,03 \text{ рад}$ , відповідно);

- коливання напівмуфт під час пуску є вимушеними, оскільки їх частота є близькою до частоти коливань електромагнітного моменту двигуна, а характер їх затухання подібний до процесу затухання коливань цього моменту. При цьому, коливання з частотою  $p_m$  не спостерігаються. Звернемо увагу, що у період розбігу двигуна, коливання швидкості його ротора є істотно більшими порівняно з коливаннями швидкості ротора збудника, але по мірі виходу на усталений режим обертання стрімко згасають (рис. 4).

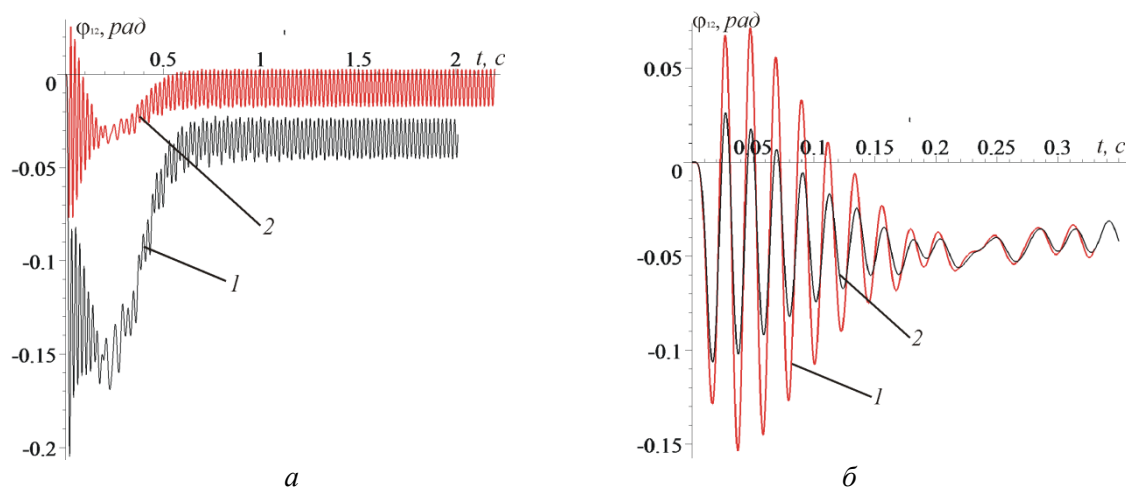


Рис. 3. Часові залежності зміни відносної координати  $\varphi_{12}$  з моменту пуску двигуна:  
а) 1-  $c_m = 250 \text{ Н м}$ ; 2-  $c_m = 1200 \text{ Н м}$ ; б)  $c_m = 900 \text{ Н м}$ : 1-  $\beta_m = 1 \text{ кг м}^2 / \text{с}$ ; 2-  $\beta_m = 2 \text{ кг м}^2 / \text{с}$

Як слідує з рис. 3, б, інтенсивність розглядуваних коливних процесів суттєво залежить від коефіцієнта опору пружних елементів муфти  $\beta_m$  та при його зменшенні помітно зростає. Особливо це зростання істотне в зоні резонансу. Результати моделювання свідчать, що аналітично встановлені межі резонансної області досить умовні. Вони змінюються в залежності від величини коефіцієнта опору муфти.

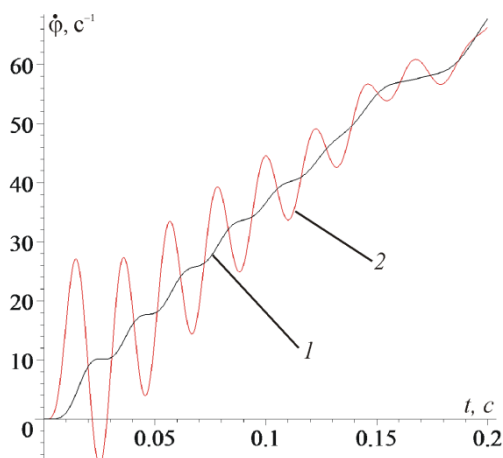


Рис. 4. Часові залежності швидкості роторів збудника (1) та двигуна (2) з моменту його пуску

Згідно результатам моделювання величина жорсткості муфти (власної частоти) та коефіцієнта опору її пружних елементів, помітно не впливає на перебіг процесів розбігу вібраційної машини в цілому, й зокрема – на картину змін швидкості ротора вібробудника та амплітуду коливань його несучого тіла.

**Висновки.** Максимальні деформації пружної муфти мають місце в момент пуску електродвигуна; їхня величина найбільш залежить від величини моменту двигуна у цей період руху; максимальні деформації з достатньою ступінню точності можна обрахувати у припущенні, що момент двигуна під час розбігу сталий і його величина дорівнює пусковому моменту. Під час розбігу двигуна можуть мати місце високочастотні коливання напівмуфт з частотою, близькою до частоти струму у мережі живлення двигуна. При виході на усталений режим відбуваються зменшення пускових деформацій муфти та згасання коливань з частотою струму. Для зменшення деформацій муфти потрібно забезпечити її достатню жорсткість і не завищувати пусковий момент двигуна та момент інерції ротора вібробудника; щоб обмежити величину відносних коливань напівмуфт потрібно збільшити демпфуючу задність пружної муфти. При виборі параметрів муфти важливо, щоб її власна частота не збігалася з частотою струму у мережі живлення двигуна. Наявність пружної муфти не вносить принципових змін у поведінку розглядуваної системи в зоні резонансу.

1. Блехман И. И. Теория вибрационных процессов и устройств. Вибрационная механика и вибрационная техника. – СПб, ИД «Руда и Металлы», 2013. – 640с.
2. Блехман И. И. Вибрационная механика. – М.: Физматлит, 1994. – 400 с.
3. Блехман И. И., Индейцев Д. А., Фрадков А. Л. Медленные движения в системах с инерционным возбуждением колебаний // Проблемы машиностроения и надежности машин, РАН. 2008. №1. – С. 25-31.
4. Блехман И. И., Ярошевич М. П. Переходные режимы в инерционно-возбуждаемых послерезонансных вибрационных устройствах с несколькими степенями свободы несущей системы. / В кн. Нелинейные проблемы теории колебаний и теории управления. Вибрационная механика. ИПМаш РАН. – СПб.: Наука, 2009. – С. 110-122.
5. Ярошевич М. П., Ярошевич Т. С. Динаміка розбігу вібраційних машин з дебалансним приводом: монографія / Луцьк: ЛНТУ, 2010. – 220 с.
6. Ярошевич М. П., Силивонюк А. В. Про деякі особливості динаміки розбігу вібраційних машин зі збудниками, що самосинхронізуються / Науковий вісник НГУ. – Дніпропетровськ. – 2013. – №4. – С. 37-45.
7. Управление мехатронными вибрационными установками / Под. ред. И. И. Блехмана и А. Л. Фрадкова. СПб.: Наука, 2001, 278 с.
8. Шатохин В. М. Анализ и параметрический синтез нелинейных силовых передач машин: монография / Харьков: НТУ «ХПИ», 2008. – 456 с.
9. Методика расчета основных элементов оборудования для вибрационной обработки деталей / [Бабичев А. П., Георгиев В. М., Тмаркин М. А. и др.]. – Ростов н/Д: Изд. центр ДГТУ, 2006. – 41 с.
10. Поляков В. С., Барабаш И. Д. Муфты. Конструкция и расчет. М.: Машгиз, 1964. 364с.
11. Иванов М. Н. Детали машин.: Высш.шк., М.1991.–383с.

## REFERENCES

1. Blekhman, I. (2013). *Theory of vibration processes and devices. Vibration mechanics and vibration technology.* [Teoriya vibratsionnykh protsessov i ustroystv. Vibratsionnaya mekhanika i vibratsionnaya tekhnika]. St. Petersburg, "Ore and Metals" Publ. 640 p.
2. Blekhman, I. (1994). *Vibration mechanics.* [Vibratsionnaya mekhanika]. Moscow, Fizmatlit Publ. 400 p.
3. Blekhman, I., Indeitsev, D. & Fradkov, A. (2008). Slow motions in systems with inertial excitation of vibrations. [Medlennye dvizheniya v sistemakh s inertsionnym vzbuzhdeniem kolebanii]. *Journal of Machinery Manufacture and Reliability*. Vol. 1, pp. 21-27.
4. Blekhman, I. & Yaroshevich, N. (2013). On Some Opportunities for Improving Vibration Machines with Self-Synchronization Inert Vibration Exciters. [Perekhodnye rezhimy v inertsionno-vzbuzhdaemykh poslerezonansnykh vibratsionnykh ustroystvakh s neskol'kimi stepenyami svobody nesushchei sistemy]. *Journal of Machinery manufacture and reliability*. Vol. 42, №3, pp. 192-195.
5. Yaroshevich, N. & Yaroshevich, T. (2010). *Dynamics of acceleration of vibration machines of unbalanced exciters.* [Dynamika rozbihu vibratsiynykh mashyn z debalansnym pryvodom]. Lutsk, LNTU Publ. 220 p.
6. Yaroshevich, N. & Sylyvonuk, A. (2013). About some features of dynamic acceleration of vibration machines with self-synchronisation inertion vibroexciters, [Pro deiaki osoblyvosti dynamiky rozbihu vibratsiynykh mashyn zi zbudnykamy, shcho samosynkhrinizuiutsia]. *Scientific Bulletin of National Mining University*, Vol. 4 (136), pp. 70-75.
7. Blekhman, I., Fradkov, A. (2001). *Management over mechatronic vibration machines.* [Upravlenie mehatronnyimi vibratsionnyimi ustanovkami]. St. Petersburg, Nauka Publ. 278 p.
8. Shatohin, V. (2008). [Analiz i parametricheskiy sintez nelineynykh silovykh peredach mashin]. Kharkiv, NTU «HPI» Publ. 456 p.
9. Babichev A.P., Georgiev V.M., Tamarkin M.A. and other (2006). *Method of calculating the basic elements of equipment for vibration processing of details.* [Metodika rascheta osnovnykh elementov oborudovaniya dlya vibratsionnoi obrabotki detalei]. Rostov on Don, DSTU Publ. 41 p.
10. Polyakov, V. & Barabash, I. (1964). *Couplings. Design and calculation.* [Mufty. Konstruktsiya i raschet]. Moscow, Mashgiz Publ. 364 p.
11. Ivanov, M. (1991). *Machine parts.* [Detali mashyn]. Moscow, Vyshcha Shkola Publ. 383 p.

**I. Zabrodets, A. Sylyvonuk, M. Yaroshevych. Research of start of vibration machines with inertial exciter considering coupling.**

The process of running start of vibration machine with straight vibrations of bearing body considering the impact of elastic coupling installed between the motor and unbalanced exciter of vibrations on its dynamics is considered.

Approach of vibration mechanics and method of direct division of motions are used for analytical researches. The design of processes of running start of vibromachines is executed by using the numeral integration of equalizations of motions of the mechanical vibration system and equalizations of electromagnetic transients in asynchronous electric motors in the software environment 'Maple'.

Expressions for vibration moments (additional dynamic loading caused by the vibrations of bearing body) during the passage of resonant zone by vibration machines with the flat vibrations of bearing body both with one arbitrarily located vibration exciter and with two self-synchronization vibration exciters for the different modes of starting are got in an analytical form.

Oscillating process that occurs at running approach and superimposes on the main rotary motion of both rotors with the same angular velocity is analyzed. The results of numerical modeling process of running approach confirm results. The maximal deformations of elastic coupling occur at the moment of starting the motor; their value mostly depends of admeasurement of engine's moment at this period of motion; maximal deformations with sufficient degree of precision can be calculated assuming that the moment of engine during running approach is constant and its value equals the starting point. During running approach of engine high frequency oscillations of half-coupling with frequency similar to the current frequency at the mains supply of engine may occur. At entering the steady state, reduction of starting deformations of coupling and damping of vibrations with frequency of current occurs. For reducing deformations of coupling, it is important to provide sufficient rigidity of coupling and not overstate the starting moment of motor and moment of inertia of the rotor of vibration exciter. To limit the size of relative oscillations of half-couplings, damping capacity of elastic coupling have to be increased. During the selection of parameters of coupling, it is important that its natural frequency does not match the frequency of current in the power supply of the engine. The presence of elastic coupling does not make fundamental changes in the behavior of the considered system in the zone of resonance.

**Keywords:** vibration machine, unbalance vibration exciter, elastic coupling, running start, resonant zone.

**Забродець І. П., Силивонюк А. В., Ярошевич Н. П. Исследование пуска вибрационных машин с инерционным вибровозбудителем с учетом муфты.**

Рассматривается процесс разбега вибрационной машины с дебалансным приводом с учетом влияния на его динамику упругой муфты электродвигателем и возбудителем колебаний. Наводятся практические рекомендации для уменьшения пусковых деформаций муфты и колебаний полумуфт.

**Ключевые слова:** вибрационная машина, дебалансный вибровозбудитель, упругая муфта, разбег, зона резонанса.

**АВТОРИ:**

*ЗАБРОДЕЦЬ Іван Петрович*, аспірант кафедри обладнання лісового комплексу та теорії механізмів машин (ОЛК та ТММ), Луцький НТУ.

*СИЛИВОНЮК Андрій Володимирович*, к.т.н., доцент кафедри ОЛК та ТММ, Луцький НТУ; e-mail: [olktmm@lntu.edu.ua](mailto:olktmm@lntu.edu.ua)

*ЯРОШЕВИЧ Микола Павлович*, д.т.н., професор, завідувач кафедри ОЛК та ТММ, Луцький НТУ; e-mail: [olktmm@lntu.edu.ua](mailto:olktmm@lntu.edu.ua)

**АВТОРЫ:**

*ЗАБРОДЕЦЬ Иван Петрович*, аспирант кафедры ОЛК и ТММ, Луцкий НТУ. e-mail: [olktmm@lntu.edu.ua](mailto:olktmm@lntu.edu.ua)

*СИЛИВОНЮК Андрей Владимирович*, к.т.н., доцент кафедры ОЛК и ТММ, Луцкий НТУ; e-mail: [olktmm@lntu.edu.ua](mailto:olktmm@lntu.edu.ua)

*ЯРОШЕВИЧ Николай Павлович*, д.т.н., профессор, заведующий кафедрой ОЛК и ТММ, Луцкий НТУ; e-mail: [olktmm@lntu.edu.ua](mailto:olktmm@lntu.edu.ua)

**AUTHORS:**

*Ivan ZABRODETS*, Postgraduate student of Department of Forest Complex Equipment and Theory of Machines Mechanisms, Lutsk National Technical University, e-mail: [olktmm@lntu.edu.ua](mailto:olktmm@lntu.edu.ua)

*Andryi SYLYVONUK*, Ph.D in Engineering, Assoc. Professor of Department of Forest Complex Equipment and Theory of Machines Mechanisms, Lutsk National Technical University, e-mail: [olktmm@lntu.edu.ua](mailto:olktmm@lntu.edu.ua)

*Mykola YAROSHEVYCH*, Doctor of Science in Engineering, Professor, Head of Department of Forest Complex Equipment and Theory of Machines Mechanisms, Lutsk National Technical University, e-mail: [olktmm@lntu.edu.ua](mailto:olktmm@lntu.edu.ua)

**РЕЦЕНЗЕНТ**

*ШВАБЮК В. І.*, д.т.н., професор кафедри технічної механіки, Луцький НТУ, Луцьк, Україна.

**РЕЦЕНЗЕНТ**

*ШВАБЮК В. И.*, д.т.н., профессор кафедры технической механики, Луцкий НТУ, Луцк, Украина.

**REVIEWER:**

*V. SHVABIUK*, Doctor of Science in Engineering, Professor of Technical Mechanics Department, Lutsk National Technical University, Lutsk, Ukraine.

Стаття надійшла в редакцію 18.03.2015р.

Ковалев М.М.  
*Всероссийский научно-исследовательский институт  
механизации льноводства, Российская Федерация*

## ИННОВАЦИОННЫЕ ПУТИ ПОВЫШЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ РАБОТЫ ДЕЛИТЕЛЕЙ УБОРОЧНЫХ МАШИН

Предложены инновационные пути повышения эффективности технологического процесса подвода растений делителями к другим рабочим органам уборочных машин. Они заключаются в уменьшении минимального угла трения стеблей о рабочую поверхность стеблеподводов, а также сокращении пути и времени контакта стеблей со стеблеподводами. Для реализации этих путей разработаны вибрационные делители и делители, у которых рабочие поверхности стеблеподводов выполнены в форме пилообразного профиля, в котором профиль зуба выполняется в виде ступенчатой фигуры. Проведен теоретический анализ процесса перемещения стеблеподвода с пилообразным профилем рабочей поверхности по стеблям.

**Ключевые слова:** лен, вибрodelители, стеблеподводы переменной кривизны, пилообразная форма, угол трения, амплитуда колебаний, смещение.

**Постановка проблемы.** В большинстве машин для уборки сельскохозяйственных культур сплошного или узкорядного посева применяются рабочие органы, называемые делителями, предназначенные для отделения массы растений, поступающих в машину, от остающихся в поле или для деления всей полосы стеблей, захватываемых машиной на узкие полосы. В зерноуборочных машинах это крайние делители, а средние называются пальцами. В косилках крайние делители называются башмаками, а средние – пальцами. В льноуборочных машинах делители называются средними или крайними. И делители, и пальцы разделяют массу стеблей для того, чтобы подвести их в зону эффективного воздействия рабочих органов, отделяющих растения от почвы. Закономерности воздействия деющих органов имеют много общего для всех упомянутых уборочных машин.

Наиболее рельефно общие закономерности работы деющих органов уборочных машин можно проследить на делителях льнотеребильных аппаратов. Специфика уборки льна обуславливает значительно более важное влияние рабочего процесса делителей на характер и результаты работы других рабочих органов льноуборочных машин, чем в жатвенных аппаратах, основанных на срезе растений [1-8].

От правильного выбора параметров делителей зависят не только показатели качества работы, но и высокопроизводительная работа льноуборочных машин, что приобретает особую важность в условиях жесткой конкуренции на внутреннем и внешнем рынках. Поэтому повышение эффективности работы делителей в разных условиях уборки для сохранения качества выращенного урожая и увеличение сборов льнопродукции является приоритетной задачей.

**Анализ последних достижений и публикаций.** Исследованию работы делителей с прямолинейными стеблеподводами посвящены работы [2, 3]. При этом основополагающие и глубокие исследования таких делителей изложены в работе [4].

В работе [5] рассмотрены динамические особенности взаимодействия стеблеподводов делителя со стеблями. Показано, что для повышения эффективности работы делителя форма профиля стеблеподводов должна быть переменной кривизны.

В работе [6] обоснованы формы профиля стеблеподводов делителя. Для качественного и надежного выполнения технологического процесса делителем необходимо уменьшать сопротивление перемещению стеблей по боковым стеблеподводам. Для этого их рациональная форма профиля должна выполняться из двух последовательно расположенных кривых: гиперболы и полинома четвертой степени.

Для верхнего центрального стеблеподвода необходимо уменьшать сопротивление поднимаемых и разделяемых стеблей на его нижнем участке, и увеличивать их сопротивление на верхнем участке, с целью поворота растений и зажатия их перпендикулярно теребильным ремням. С учетом этого оптимальный профиль верхнего центрального стеблеподвода делителя также должен выполняться из двух последовательно расположенных кривых: логарифмической на нижнем участке и кубического полинома на его верхнем участке.

**Цель и постановка задач исследования.** Целью исследования является изыскание путей интенсификации технологического процесса подвода растений льна к теребильным аппаратам и технические средства для их реализации. Для достижения указанной цели необходимо решить следующие задачи:

- разработать инновационные технические решения для интенсификации процесса подвода растений льна к теребильным аппаратам;
- провести анализ процесса подвода растений льна разработанными делителями.

**Результаты исследования.** Анализ публикаций позволяет наметить некоторые пути дальнейшего совершенствования делителей, реализация которых позволила бы повысить работоспособность этих важных рабочих органов, особенно на уборке полеглых посевов. Они заключаются в уменьшении минимального угла трения стеблей о рабочую поверхность стеблеподводов, поскольку он обуславливает крайне нежелательный наклон стеблей вперед по движению уборочной машины, а также сокращении пути и времени контакта стеблей со стеблеподводами.

Для этого, прежде всего, требуется изыскание средств придания рабочей поверхности стеблеподводов возможно меньшей шероховатости, обеспечивающей минимальный угол трения, вследствие того, что именно он обуславливает большой наклон растений вперед в направлении движения агрегата. В этом плане покрытие стеблеподводов, например, прочными и износостойкими полимерными материалами могло бы сыграть важную положительную роль. При этом следует иметь в виду, что эти покрытия должны быть не только прочными и стойкими против истирания, но и не обладать свойствами липкости по отношению к влажной почве и веществам, покрывающим стебли во время теребления, которые склонны образовывать сухую шероховатую корочку на рабочей поверхности стеблеподводов.

Так как наиболее эффективный подвод стеблей к теребильному аппарату обеспечивается при условии предварительного нарушения механических связей в верхушечной части растений, которые устанавливаются в них в процессе вегетации, то в соответствии с теоремой Карно при наложении динамического импульса к стержневой системе в одном участке его длины возникает механическое возмущение в другой его части, чем обеспечивается разрушение связей между элементами системы [9]. Этот эффект может быть обеспечен путем выполнения технологического процесса подвода растений к теребильному аппарату с применением вибраций. Для реализации такого процесса разработаны вибрodelители, конструктивная схема одного из них изображена на рисунке [6].

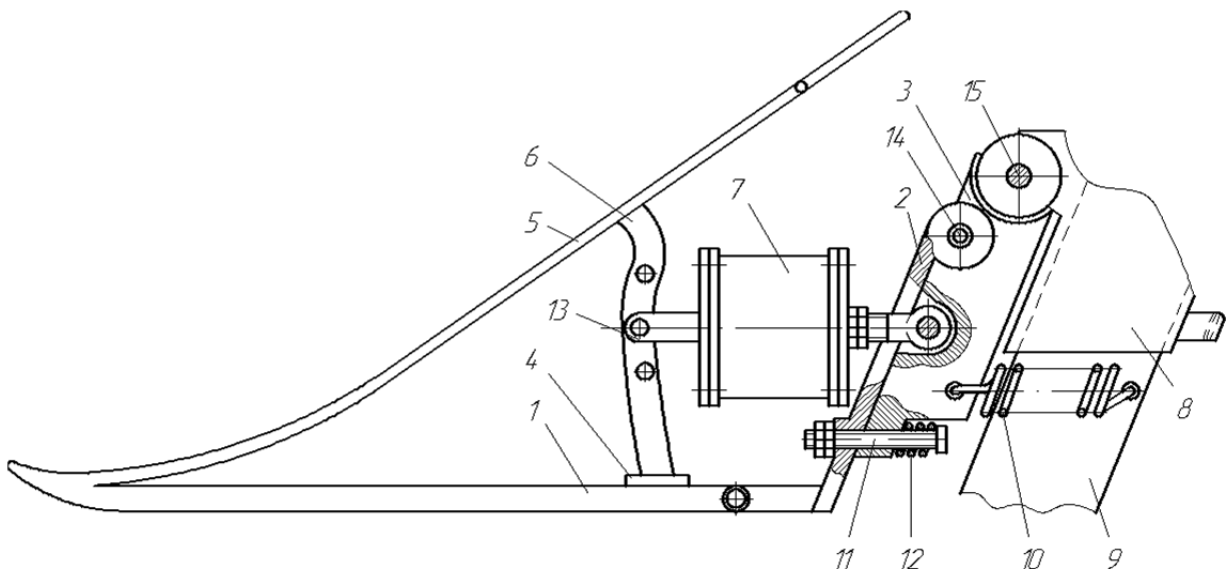


Рис. 1. Конструктивная схема вибрodelителя:

- 1 – боковой стеблеподвод; 2 – кронштейн; 3 – подпружиненный держатель; 4 – планка; 5 – верхний центральный стеблеподвод; 6 – стойка; 7 – вибратор; 8 – ползун; 9 – рама; 10, 12 – пружины; 11 – болт; 13 – шток; 14, 15 – шарниры

Он содержит боковые стеблеподводы 1, жестко соединенные с кронштейном 2, который устанавливается шарнирно на подпружиненный держатель 3. В средней части между боковыми



стеблеподводами 1 установлена жестко планка 4, между которой и верхним центральным стеблеподводом 5 закреплена стойка 6 с регулировочными отверстиями. Между стойкой 6 и держателем 3 установлен вибратор 7, который приводит в колебательное движение делитель. Держатель 3 делителя в верхней части шарнирно соединяется с ползуном 8, который в свою очередь крепится к раме 9 с возможностью перемещения по ней. Для удержания держателя 3 делителя в крайнем заднем положении имеется пружина 10. Для предохранения от поломок вибратора 7 установлено регулировочное приспособление в виде болта 11 с пружиной 12. Вибратор 7 снабжен выдвигаемым штоком 13. Делитель закреплен подвижно относительно шарнира 14, а держатель 3 имеет возможность поворота вокруг шарнира 15.

В работе при выдвигании штока 13 вибратора 7, работающего от гидросистемы агрегирующего средства, усилие передается на стойку 6, делитель поворачивается относительно шарнира 14, а носок делителя совершает движение, способствующее лучшему подъему льна и продвижению его по верхнему центральному 5 и боковым 1 стеблеподводам. При втягивании штока 13 вибратора 7 делитель возвращается в первоначальное положение. Колебания в продольно-вертикальной плоскости делителя происходят с небольшой амплитудой колебаний (2,8...3,2 мм). Аварийное отклонение виброделителя от горизонтали кверху осуществляется за счет шарнира 15, а возвращение в рабочее положение за счет силы тяжести делителя и пружины 10. Амплитуда колебаний конца делителя регулируется перемещением штока 13 по отверстиям в стойке 6, а горизонтальное положение оси делителя регулируется штоком вибратора 7.

Кронштейн 2 шарнирно закреплен через шарнир 14 на держателе 3 делителя и может перемещаться от действия вибратора 7 только в пределах зазора 2,9...3,2 мм между привалочными плоскостями держателя 3 и кронштейна 2, установленного болтом 11 для обеспечения колебания делителя. Пружина 12 выполняет роль амортизатора макроударов при встрече с препятствием.

При наезде на препятствие (камень, почвенную неровность) пружина 12 сжимается до конца, а болт 11, упираясь в держатель 3, поворачивает его в шарнире 15 до преодоления препятствия, при этом пружина 10 растягивается. После преодоления препятствия пружина 10 возвращает делитель в рабочее положение.

Наряду с преимуществами виброделителей у них имеются и недостатки, заключающиеся в основном в сложности конструкции и эксплуатации.

Поэтому с точки зрения более рационального решения целесообразным является импульсное возмущение, обеспечиваемое выбором определенной геометрии (например, переменной кривизны) стеблеподводов, в которых одновременно с изменением характера движения стеблей по стеблеподводу возникает возмущение для дополнительных динамических импульсов.

**С этой целью рабочую поверхность стеблеподводов предлагается исполнять в форме пилообразного профиля, в котором профиль зуба выполняется в виде ступенчатой фигуры [6].**

Сход стеблей с зуба происходит скачкообразно (ударно). После бесконтактного движения стебли вступают в ударный контакт с зубом стеблеподвода, при котором происходит изменение количества движения (кинетической энергии).

Отклонение стеблей определяет положение средней (условной) линии стеблеподвода, установленного под углом к направлению движения, проходящей через вершины зубьев. Высота зуба (глубина впадины) определяется расчетом. Она влияет на время бесконтактного движения. Импульсное воздействие зубьев на стебли будет циклическим.

При этом амплитуда колебаний  $a$  определяется зависимостью [7]:

$$a = \frac{S}{2 \cdot m \cdot p} \sqrt{1 + \operatorname{ctg}^2 \left( \frac{\pi \cdot p}{\omega} \right)} = \frac{S}{2 \cdot m \cdot p \cdot \sin \left( \frac{\pi \cdot p}{\omega} \right)}, \quad (1)$$

где  $S = m \cdot v_M$  – импульс движения;  $m$  – приведенная масса стебля;  $v_M$  – скорость машины;  $p$  – круговая частота собственных колебаний стебля;  $\omega = \frac{2 \cdot \pi}{T}$  – основная частота возбуждения;  $T$  – период воздействия силы.

Дробь  $\frac{S}{m \cdot p}$  есть максимальное отклонение стебля, вызванное одним импульсом, поэтому

выражение  $K = \frac{1}{2 \cdot \sin\left(\frac{\pi \cdot p}{\omega}\right)}$  называется коэффициентом влияния повторности импульсов.

При скольжении зубьев стеблеподвода по стеблям возникают периодические силы трения  $F_{TP} = f_c \cdot N$ , где  $f_c$  – коэффициент трения скольжения стеблей льна о рабочую поверхность стеблеподводов;  $N$  – нормальная сила (упругая сила деформации стебля по направлению нормали к рабочей поверхности стеблеподводов). Она может быть определена по формуле [5]:

$$N = \frac{E \cdot J}{\rho \cdot l}, \quad (2)$$

где  $E \cdot J$  – жесткость стеблей на изгиб;  $\rho$  – радиус кривизны изогнутых стеблей стеблеподводом;  $l$  – удаление центра масс верхушечной части стеблей от поверхности их касания со стеблеподводом.

Периодические возмущающие силы  $P(t)$  имеют четко выраженный период колебаний  $T$ , но не описываются единым аналитическим выражением. В подобных случаях чаще всего пользуются разложением периодической силы в ряд Фурье. При этом сила представляется в виде суммы гармонических составляющих, а затем определяется эффект, вызываемый каждой из составляющих; после этого полученные частные эффекты суммируются.

С учетом этого периодическую силу  $P(t)$  можно представить в виде ряда Фурье [7]

$$P(t) = a_0 + a_1 \cos \omega t + a_2 \cos \omega t + \dots + b_1 \sin \omega t + b_2 \sin \omega t + \dots,$$

где  $a_0, a_1, a_2, b_1, b_2$  – коэффициенты, вычисляющиеся при помощи известных из теории рядов Фурье формул:

$$a_0 = \frac{1}{T} \int_0^T P(t) dt; \quad a_1 = \frac{2}{T} \int_0^T P(t) \cos \omega t dt; \quad b_1 = \frac{2}{T} \int_0^T P(t) \sin \omega t dt;$$

$$a_2 = \frac{2}{T} \int_0^T P(t) \cos 2\omega t dt; \quad b_2 = \frac{2}{T} \int_0^T P(t) \sin 2\omega t dt.$$

Перемещение  $x$ , вызываемое силой  $P(t)$ , при нулевых начальных условиях для стационарной, незатухающей части вынужденных колебаний, определяется по формуле [7]:

$$x = \frac{x_{CT}}{1 - \frac{\omega^2}{p^2}} \sin \omega t, \quad (3)$$

где  $x_{CT} = P_0/c$  – прогиб, вызываемый статически приложенной постоянной силой  $P_0$ , а  $c = mp^2$ .

С учетом сил трения  $F_{TP}$ , возникающих при скольжении зубьев стеблеподвода по стеблям, и решением (3), полученным для одной гармоники, текущее отклонение  $x$  стебля при воздействии на него стеблеподвода определится в соответствии с зависимостью [7]

$$x = \frac{a_0}{c} + \frac{a_1 \cdot \cos \omega t + b_1 \cdot \sin \omega t}{c \cdot (1 - \omega^2 / p^2)} + \frac{a_2 \cdot \cos \omega t + b_2 \cdot \sin \omega t}{c \cdot (1 - \omega^2 / p^2)} + \dots, \quad (4)$$

где  $a_0, a_1, a_2, b_1, b_2$  – коэффициенты, вычисляющиеся по выше указанным формулам из теории рядов Фурье.

Как видно, это решение состоит из постоянного слагаемого  $a_0/c$  соответствующего среднему значению возмущающей силы, и ряда гармонических колебаний с частотами  $\omega, 2\omega, \dots$ . Если собственная частота колебаний совпадает с частотой какой-либо одной гармоники  $n\omega$  ( $n=1, 2, 3, \dots$ ),

то соответствующее слагаемое в формуле (4) становится неограниченным. Следовательно, в общем случае периодической возмущающей силы резонанс наступает не только, когда собственная частота  $p$  равна основной частоте  $\omega$  возмущающей силы, но и когда  $p$  кратно  $\omega$ . В частных случаях, когда в формуле (4) отсутствуют некоторые слагаемые, резонанс наступает не при любой кратности.

Таким образом, результаты показывают, что при использовании пилообразного профиля стеблеподвода делителя растения подводимого льна будут совершать гармонические колебания в двух плоскостях: по нормали к поверхности зуба в соответствии с зависимостью (1) и по касательной к ней в соответствии с формулой (4).

Указанные колебания будут способствовать лучшему разрушению связей в верхушечной части подводимой системы растений льна. Приведенное решение является приближенным. Более точное решение этой задачи можно предложить, если учесть сцепление растений семенными коробочками в верхушечной части как неупругое сопротивление. В этом случае пиковое значение смещения  $x$  при колебании стебля определится по формуле [7]:

$$x = e^{-nt} \left( x_0 \cdot \cos \sqrt{p^2 - n^2} t + \frac{v_0 + n \cdot x_0}{\sqrt{p^2 - n^2}} \sin \sqrt{p^2 - n^2} t \right), \quad (5)$$

где  $n$  – коэффициент вязкости (сцепления растений в верхушечной части);  $x_0$  – начальное смещение стебля;  $p$  – круговая частота собственных колебаний стебля;  $v_0$  – начальная скорость стебля.

Из (5) следует, что отклонение в верхушечной части растений льна от первоначального положения носит затухающий характер. Это в значительной степени сказывается на динамике взаимодействия стеблеподводов с массой стеблей.

Практическое исполнение делителей с пилообразным профилем рабочей поверхности стеблеподводов следует увязывать с тем условием, что собственная частота верхушечной части подводимых растений льна будет увеличиваться. В связи с этим конструктивные параметры пилообразного стеблеподвода следует исполнять с учетом изменения собственной частоты и амплитуды колебаний подводимых растений путем изменения длины и высоты зуба стеблеподвода.

Изложенные результаты исследования показывают возможности дальнейшего повышения эффективности работы делителей благодаря применению вибрodelителей или делителей с пилообразной формой рабочей поверхности стеблеподводов.

**Выводы.** Предложены пути дальнейшего совершенствования делителей, заключающиеся в уменьшении угла трения стеблей о рабочую поверхность стеблеподводов, сокращении пути и времени контакта стеблей с ними.

Первый из них обеспечивается путем придания рабочей поверхности стеблеподводов возможно меньшей шероховатости ее полированием или покрытием другими прочными и износостойкими материалами, например полимерными.

Второй достигается выполнением технологического процесса подвода растений льна с использованием вибраций, путем применения вибрodelителей или исполнением рабочей поверхности стеблеподводов в форме пилообразного профиля, при котором сход стеблей с зуба происходит скачкообразно, когда после бесконтактного движения они вступают в ударный контакт с зубом стеблеподвода, т.е. процесс подвода сопровождается вибрацией стеблей, а импульсное воздействие зубьев на них является циклическим.

При упругом сопротивлении подводимых растений льна амплитуда  $a$  колебаний стеблей определяется зависимостью (1), а их текущее отклонение  $x$  от первоначального положения – по (4).

С учетом сцепления растений семенными коробочками в верхушечной части в виде неупругого сопротивления пиковое значение смещения  $x$  при колебании стебля рассчитывается по формуле (5), а отклонение верхушечной части растений льна носит затухающий характер, что в значительной степени сказывается на динамике взаимодействия стеблеподводов с массой стеблей.

Для исключения резонанса конструктивные параметры пилообразного стеблеподвода следует исполнять с учетом изменения собственной частоты и амплитуды колебаний подводимых растений изменением длины и высоты зуба стеблеподвода.

1. Маят А.С. Методика проектирования и расчета делителей льноуборочных машин / Маят А.С. – М.: ВИЭСХ, 1969. – 54 с.
2. Летошнев М.Н. Сельскохозяйственные машины / Летошнев М.Н. – М.-Л.: Сельхозгиз, 1955. – 780 с.
3. Налобіна О.О. Льнозбиральні комбайни (основи теорії і розрахунку механізмів та питання експлуатації) / Налобіна О.О. – Луцьк: Ред.-вид. відділ Луцького ДТУ, 2006. – 208 с.
4. Хайлис Г.А. Теория льноуборочных машин / Хайлис Г.А. – М.: Росинформагротех, 2011. – 322 с.
5. Родионов Л.В. Динамические особенности взаимодействия делителя со стеблями / Л.В. Родионов, М.М. Ковалев // Тракторы и сельхозмашины. – 1985. – № 5. – С. 36–38.
6. Ковалев М.М. Обоснование формы профиля верхнего центрального стеблеподвода делителя льноуборочной машины / М.М. Ковалев // Механизация и электрификация сельского хозяйства. – 2010. – № 8. – С. 9–10.
7. Пановко Я.Г. Введение в теорию механического удара / Пановко Я.Г. – Л.: Машиностроение, 1976. – 320 с.
8. Толстущко М.М. Розстільні пристрої льнозбиральних машин / Толстущко М.М., Хайліс Г.А., Толстущко Н.О. – Луцьк: Ред.-вид. відділ Луцького НТУ, 2014. – 160 с.

## REFERENCES

1. Mayat, A. (1969). *Technique of designing and calculating divisors flax machines*. [Metodyka proektyrovanya i rascheta delyteley lnouborochnuh mashyn]. Moscow, Publ. VIESH. 54 p.
2. Letoshnev, M. (1955). *Agricultural machinery*. [Selskohozyaystvennye mashyny]. Moscow-Leningrad, Selhozhyz. 780 p.
3. Nalobina, O. (2006). *Flax harvesting equipment (calculate the basic theory of mechanisms and exploitation)*. [Lonozbiralni kombayni (osnovu teorii i rozrahunku mehanizmv ta pitannya ekspluatatsii)]. Lutsk, RVV of Lutsk STU. 208 p.
4. Haylis, G. (2011). *Theory of flax machines*. [Teoriya lnouborochnyh mashin]. Moscow, Rosinformagroteh. 322 p.
5. Rodionov, L. & Kovalev, M. (1985). Dynamic features of the interaction divider with stems. [Dynamycheskye osobennosti vzaymodeystviya delytelya so steblyamy]. *Traktory i selhozmashyny*. Vol. 5, pp. 36-38.
6. Kovalev, M. (2010). Justification of the profile shape of the upper central divider supplying flax machines. [Obosnovanye formu profylya verhnego tsentralnoho steblepodvoda delytelya lnouborochnoy mashiny]. *Mehanyzatsyya i elektryfikatsyya selskoho hozyaystva*. Vol. 8, pp. 9-10.
7. Panovko, J. (1976). *Introduction to theory of mechanical shock*. [Vvedenye v teoryyu mehanycheskoho udara]. Leningrad, Mashinostroenie. 320 p.
8. Tolstushko, N., Haylis, G., & Tolstushko, N. (2014). *Devices for spreading in flax machines*. [Rozstilalni pristroi lonozbiralnih mashin]. Lutsk, RVV of Lutsk NTU. 160 p.

### **Ковальов М.М. Інноваційні шляхи підвищення ефективності роботи подільників збиральних машин**

Запропоновано інноваційні шляхи підвищення ефективності технологічного процесу підведення рослин подільниками до інших робочих органів збиральних машин. Вони полягають у зменшенні мінімального кута тертя стебел об робочу поверхню стеблепідводів, а також скороченні шляху і часу контакту стебел зі стеблепідводами. Для реалізації цих шляхів розроблені вібраційні подільники та подільники, у яких робочі поверхні стеблепідводів виконані у формі пилкоподібного профілю, в якому профіль зуба виконується у вигляді ступінчастої фігури. Проведено теоретичний аналіз процесу переміщення стеблепідвода з пилкоподібним профілем робочої поверхні по стеблах.

**Ключові слова:** льон, віброподільники, стеблепідводи змінної кривизни, пилкоподібна форма, кут тертя, амплітуда коливань, зміщення.

### **M. Kovalev. Innovative ways to improve performance of divisors of harvesting machines**

In the majority of machines for harvesting of crops or continuous close drill seeding applied working bodies, called dividers, designed to separate the mass of plants coming into the car from the left in the field or for the division of the entire band stems, captured the machine into narrow strips. In grain cars are extreme divisors, while the average is called fingers. In extreme mowers divisors are called pads, and the average - with your fingers. In flax machines divisors are called medium or extreme. And divisors, and the fingers are separated mass of stems in order to bring them into a zone of effective exposure of workers separating the plant from the soil. Laws of the impact of dividing the bodies have much in common to all of these sweepers. Most prominently the general laws of the dividing of harvesting machines can be seen in subgroups of flax devices. Specificity of flax causes much more important impact workflow divisors on the character and the work of other working bodies of flax machines than in reaping machines, based on a section of the plant.

Offer innovative ways to improve the process for supplying plants divisors other working bodies sweepers. They lie in the reduction of the minimum angle of friction stems on a work surface inlets, as well as the reduction of the path and the contact time stems from the carts. To implement these pathways developed vibrating splitters and splitters, in which the working surfaces inlets are in the shape of the sawtooth profile in which the tooth profile formed as a stepped shape.

Practical implementation dividers with sawtooth profile of the working surface inlets should be linked to the condition that the natural frequency of the apical part of the flax plant supplied will increase. In this regard, the design parameters of the supply ramp should fulfill considering change of natural frequency and vibration amplitude input plants by changing the length and height of the tooth feed. A theoretical analysis of the process of moving from supply sawtooth profile of the working surface of the stem.

**Keywords:** flax, vibrating divisors, carts variable curvature, sawtooth shape, angle of friction, the oscillation amplitude, offset.

**АВТОР:**

*КОВАЛЕВ Михаил Михайлович*, доктор технических наук, Всероссийский научно-исследовательский институт механизации льноводства, директор института, e-mail: [vniiml1@mail.ru](mailto:vniiml1@mail.ru)

**АВТОР:**

*КОВАЛЬОВ Михайло Михайлович*, доктор технічних наук, Всеросійський науково-дослідний інститут механізації льонарства, директор інституту, e-mail: [vniiml1@mail.ru](mailto:vniiml1@mail.ru)

**AUTHOR:**

*Mikhail KOVALEV*, Doctor of Science in Engineering, Russian Scientific Research Institute of Mechanization of Flax, Director of the Institute, e-mail: [vniiml1@mail.ru](mailto:vniiml1@mail.ru)

**РЕЦЕНЗЕНТ:**

*ШВАБ'ЮК В.И.*, доктор технических наук, профессор, Луцкий национальный технический университет, профессор кафедры технической механики, Луцк, Украина.

**РЕЦЕНЗЕНТ:**

*ШВАБ'ЮК В.І.*, доктор технічних наук, професор, Луцький національний технічний університет, професор кафедри технічної механіки, Луцьк, Україна.

**REVIEWER:**

*V. SHVABYUK*, Doctor of Science in Engineering, Professor, Department of Technical Mechanics, Lutsk National Technical University, Lutsk, Ukraine.

Стаття надійшла в редакцію 24.11.2014р.

Кожушко А.П.

Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут»

РЕЗУЛЬТАТИ МОДЕЛЮВАННЯ РОБОТИ КОЛІСНОГО ТРАКТОРА  
З ГІДРООБ'ЄМНО-МЕХАНІЧНИМИ ТРАНСМІСІЯМИ,  
ЩО ПРАЦЮЮТЬ ПО СХЕМІ «ДИФЕРЕНЦІАЛ НА ВХОДІ»

В роботі наведено зміну перепаду робочого тиску в гідрооб'ємній передачі, коефіцієнта корисної дії трансмісії та годинної витрати палива в процесі розгону колісного трактора з гідрооб'ємно-механічними трансмісіями, що працюють по схемі «диференціал на вході», при виконанні технологічної операції «оранка» та різних законах зміни: коефіцієнта, котрий характеризує положення органу керування подачею палива, параметрів регулювання гідромашин гідрооб'ємної передачі, сили тяги на гаку.

**Ключові слова:** колісний трактор, розгін, гідрооб'ємно-механічна трансмісія, оранка, схема «диференціал на вході»

**Вступ.** З кожним роком на світовому ринку тракторобудування зростає кількість колісних тракторів з гідрооб'ємно-механічними трансмісіями (ГОМТ), які покликані підвищити ефективність та економічність колісного трактора при виконанні технологічних операцій. Вирішенням цієї задачі може стати вибір ефективних законів керування колісних тракторів, зокрема, законів зміни положення органу керування подачею палива в двигуні внутрішнього згорання, параметрів регулювання гідромашин гідрооб'ємної передачі (ГОП) та сили тяги на гаку.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Однією з найбільш поширених ГОМТ зі схемою «диференціал на вході» є безступінчаста трансмісія Fendt Vario, яка використовується на всіх тракторах сімейства Fendt. Але в цілому ГОМТ з «диференціалом на вході» рідко застосовуються в тракторобудуванні, частіше в складі ГОМТ зі змінною структурою [1].

В роботі [1] було проведено статичний аналіз ГОМТ, працюючих по схемі «диференціал на вході». Оберемо найкращі з них з точки зору максимального коефіцієнта корисної дії (ККД) трансмісії для подальшого дослідження.

На рис. 1 зображена структурна схема ГОМТ колісного трактора з колісною формулою 4К4 [1], з наступними параметрами: максимальна кутова швидкість двигуна внутрішнього згорання  $\omega_0 = 2250$  об/хв, повна маса колісного трактора  $m = 9000$  кг.

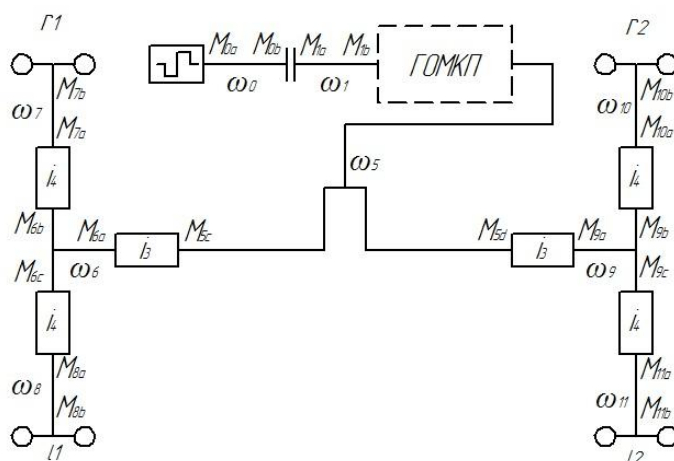


Рисунок 1 – Структурна схема ГОМТ колісного трактора з колісною формулою 4К4

На рис. 2 зображені структурні схеми гідрооб'ємно-механічних коробок передач (ГОМКП), які обирались з роботи [1] по критерію максимального ККД трансмісії та мінімальної потужності двигуна внутрішнього згорання, котра необхідна за для виконання технологічної операції «оранка». Обрані ГОМКП оснащуються планетарним механізмом з конструктивним параметром  $k = -3$ , двома

циліндричними редукторами та двома регульованими гідромашинами. Робочий об'єм гідронасоса –  $130 \text{ см}^3$ , робочі об'єми гідромоторів –  $130 \text{ см}^3$  (рис. 2 (а)),  $250 \text{ см}^3$  (рис. 2 (б)).

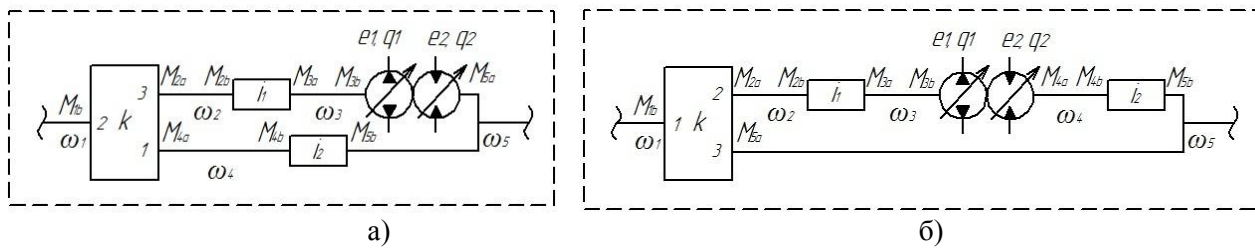


Рисунок 2 – Структурна схема ГОМКП колісного трактора:

а – схема ГОМКП зі входом потужності на корону шестерню; б – схема ГОМКП зі входом потужності на сонячну шестерню.

На основі робіт [2 – 6] моделюється процес розгону колісного трактору при виконанні технологічної операції «оранка». Зокрема, матеріали з роботи [4 – 5] будуть використовуватись для складання математичної моделі двигуна внутрішнього згорання, яка буде враховувати завантаження двигуна внутрішнього згорання по крутному моменту, частоті обертання колінчастого валу, а також закон зміни коефіцієнту, котрий характеризує положення органу керування подачею палива. На основі робіт [2 – 3] буде моделюватись математична модель трансмісії, яка описуватиме динамічні процеси в ГОМТ та враховуватиме закони зміни параметрів регулювання гідромашин ГОП. В даній роботі також використовуватимуться доволі розповсюджені математичні моделі, що наведені в публікаціях [2 – 3, 6], які описують взаємодію коліс з опорною поверхнею.

Для визначення техніко-економічних показників машино-тракторного агрегату, а саме: годинної продуктивності та ККД машино-тракторного агрегату, а також годинної витрати палива двигуном внутрішнього згорання будуть використовуватись матеріали з робіт [7 – 8].

**Метою даної роботи** є аналіз результатів моделювання процесу розгону колісного трактора з ГОМТ, працюючих по схемі «диференціал на вході», при виконанні технологічної операції «оранка».

Для досягнення поставленої мети необхідно:

– розглянути та проаналізувати процес розгону трактора з ГОМТ, працюючих по схемі «диференціал на виході»;

– визначити вплив законів зміни: коефіцієнту, котрий характеризує положення органу керування подачею палива, параметрів регулювання гідромашин ГОП, сили тяги на гаку на показники перепаду робочого тиску в ГОП, ККД трансмісії та годинної витрати палива двигуном внутрішнього згорання трактора.

**Теоретичне дослідження.** В ході аналізу останніх досліджень було складено програмну реалізацію процесу розгону колісного трактора з ГОМТ в системі Matlab за допомогою підсистеми моделювання динамічних процесів Simulink (рис. 3).

Дана програмна реалізація дозволяє змоделювати розгін трактора з навісним обладнанням та без нього (блок «Навісне обладнання») при різних кутах підйому земельної поверхні, змінювати параметри трансмісії (блок «Математична модель ГОМТ»), змінювати характеристики двигуна внутрішнього згорання (блок «Математична модель двигуна»), змінювати силу тяги на гаку (блок «Навісне обладнання») і т.п. Також слід зазначити, що змінювати час процесу розгону, відповідно швидкість руху та значення сили тяги на гаку можна за допомогою блоків «Закон зміни параметрів регулювання гідромашин ГОП ( $e_1(t)$  та  $e_2(t)$ )», «Закон зміни коефіцієнту  $\varepsilon_r(t)$ , котрий характеризує положення органу керування подачею палива» та «Закон зміни сили тяги на гаку», який залежить від зміни коефіцієнту  $h_p(t)$ , котрий характеризує процес заглиблення плуга в ґрунт, в процесі виконання технологічної операції «оранка».

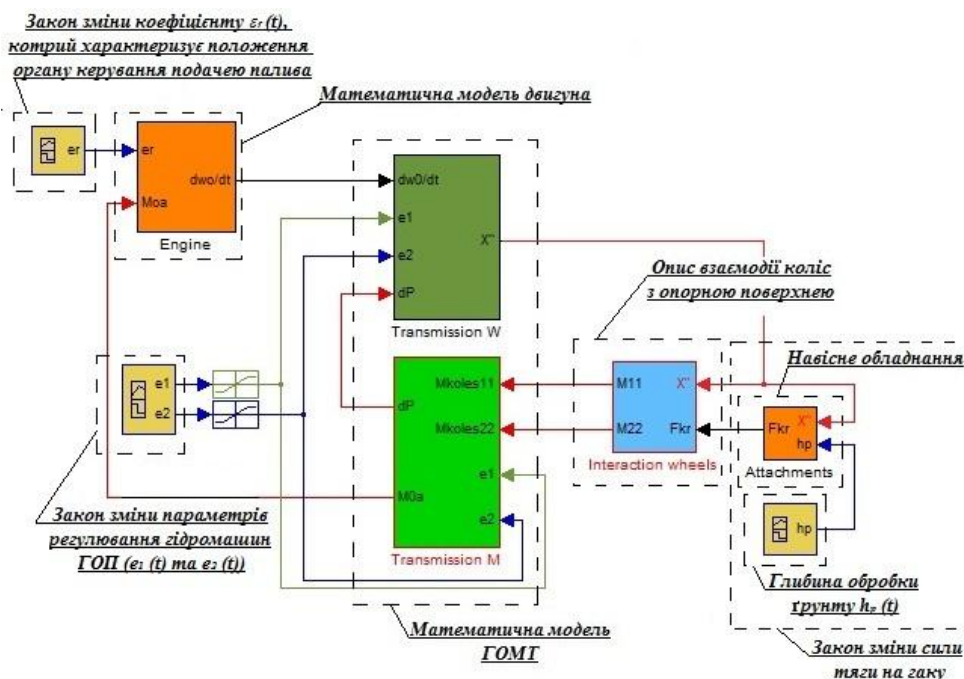


Рисунок 3 – Програмна реалізація математичної моделі в системі Matlab за допомогою підсистеми моделювання динамічних процесів Simulink

Універсальна математична модель для ГОМТ, які приведені на рис. 1 – 2 складається з наступної системи рівнянь:

– система рівнянь, що описує зміну кутових прискорень елементів ГОМТ:

$$\begin{cases}
 \dot{\omega}_0 - \dot{\omega}_d = 0; & \dot{\omega}_0 - \dot{\omega}_1 = 0; & \dot{\omega}_1^* - k \cdot \dot{\omega}_2^* + (k-1) \cdot \dot{\omega}_3^* = 0; \\
 S_1 \cdot \dot{\omega}_1^* - S_1 \cdot \dot{\omega}_3^* - \dot{\omega}_s = 0; & \dot{\omega}_2 \cdot i_1 - \dot{\omega}_3 = 0; & \dot{\omega}_4 \cdot i_2 - \dot{\omega}_5 = 0; \\
 e_1 \cdot q_1 \cdot \dot{\omega}_{e1}^* + q_1 \cdot \omega_{e1}^* \cdot \dot{e}_1 - e_2 \cdot q_2 \cdot \dot{\omega}_{e2}^* - q_2 \cdot \omega_{e2}^* \cdot \dot{e}_2 = \\
 = \left( \frac{K_{1y}}{\mu} \cdot (1 + C_{1y} \cdot |\omega_{e1}^*|) + \frac{K_{2y}}{\mu} \cdot (1 + C_{2y} \cdot |\omega_{e2}^*|) \right) \cdot dP + \\
 + \left( \frac{K_{1y}}{\mu} \cdot C_{1y} \cdot \frac{|\omega_{e1}^*|}{dt} + \frac{K_{2y}}{\mu} \cdot C_{2y} \cdot \frac{|\omega_{e2}^*|}{dt} \right) \cdot dP; \\
 \dot{\omega}_5 \cdot i_3 - \dot{\omega}_6 = 0; & \dot{\omega}_5 \cdot i_3 - \dot{\omega}_9 = 0; \\
 \dot{\omega}_6 \cdot i_4 - \dot{\omega}_7 = 0; & \dot{\omega}_6 \cdot i_4 - \dot{\omega}_8 = 0; \\
 \dot{\omega}_9 \cdot i_4 - \dot{\omega}_{10} = 0; & \dot{\omega}_9 \cdot i_4 - \dot{\omega}_{11} = 0;
 \end{cases} \quad (1)$$

– силові параметри ГОМТ описуються системою наступних рівнянь:

$$\begin{cases}
 M_{1X^*} \cdot \eta_{13}^{\ominus \cdot \text{sign}(N_{1X^*})} + M_{2X^*} \cdot \eta_{23}^{\ominus \cdot \text{sign}(N_{2X^*})} + M_{3X^*} = 0; \\
 M_{1X^*} \cdot k \cdot \eta_{13}^{\ominus \cdot \text{sign}(N_{1X^*})} + M_{2X^*} \cdot \eta_{23}^{\ominus \cdot \text{sign}(N_{2X^*})} = 0; \\
 M_{2b} \cdot \eta_1^{\ominus \cdot \text{sign}(N_{2b})} + i_1 \cdot M_{3a} = 0; & M_{4b} \cdot \eta_2^{\ominus \cdot \text{sign}(N_{4b})} + i_2 \cdot M_{5b} = 0; \\
 M_{e1X^*} - e_1 \cdot q_1 \cdot dP = -\Delta M_1 \cdot \text{sign}(\omega_{e1}^*); & M_{e2X^*} + e_2 \cdot q_2 \cdot dP = -\Delta M_2 \cdot \text{sign}(\omega_{e2}^*); \\
 M_{5c} \cdot \eta_3^{\ominus \cdot \text{sign}(N_{5c})} + i_3 \cdot M_{6a} = 0; & M_{5d} \cdot \eta_3^{\ominus \cdot \text{sign}(N_{5d})} + i_3 \cdot M_{9a} = 0; \\
 M_{6b} \cdot \eta_4^{\ominus \cdot \text{sign}(N_{6b})} + i_4 \cdot M_{7a} = 0; & M_{6c} \cdot \eta_4^{\ominus \cdot \text{sign}(N_{6c})} + i_4 \cdot M_{8a} = 0; \\
 M_{9b} \cdot \eta_5^{\ominus \cdot \text{sign}(N_{9b})} + i_4 \cdot M_{10a} = 0; & M_{9c} \cdot \eta_5^{\ominus \cdot \text{sign}(N_{9c})} + i_4 \cdot M_{11a} = 0; \\
 M_{0a} + M_{0b} = 0; & M_{1a} + M_{0b} = 0; & M_{1a} + M_{1b} = 0; \\
 M_{2a} + M_{2b} = 0; & M_{3a} + M_{3b} = 0; & M_{4a} + M_{4b} = 0; \\
 M_{5a} + M_{5b} + M_{5c} + M_{5d} = 0; & M_{6a} + M_{6b} + M_{6c} = 0; & M_{7a} + M_{7b} = 0; \\
 M_{8a} + M_{8b} = 0; & M_{9a} + M_{9b} + M_{9c} = 0; \\
 M_{10a} + M_{10b} = 0; & M_{11a} + M_{11b} = 0,
 \end{cases} \quad (2)$$



де  $\dot{\omega}_i$  – кутові прискорення ланки;

$\dot{\omega}_d$  – кутові прискорення ланки колінчастого валу двигуна;

$\dot{\omega}_1^*$ ,  $\dot{\omega}_2^*$ ,  $\dot{\omega}_3^*$  – кутові прискорення ланки, пов'язаної з сонячною шестернею – «1», коронною шестернею – «2», водилом – «3»;

$k$  – внутрішнє передавальне відношення планетарного ряду;

$S_1$  – характерний параметр сателітів;

$\dot{\omega}_s$  – кутові прискорення сателіта;

$\dot{\omega}_{e1}^*$ ,  $\dot{\omega}_{e2}^*$  – кутові прискорення ланки, яка пов'язана з валом гідронасоса та гідромотора;

$\omega_{e1}^*$ ,  $\omega_{e2}^*$  – кутова швидкість вала гідронасоса та гідромотора;

$i_j$  – передавальне відношення редуктора;

$q_1, q_2$  – максимальна продуктивність гідромашин;

$dP$  – перепад робочого тиску в ГОП;

$K_{iy}, C_{iy}$  – коефіцієнти втрат для гідронасоса ( $i=1$ ) і для гідромотора ( $i=2$ );

$\mu$  – коефіцієнт динамічної в'язкості;

$M_{1X^*}, M_{2X^*}, M_{3X^*}$  – моменти на сонячній, коронній шестернях та водилі;

$M_{e1X^*}, M_{e2X^*}$  – моменти на валу гідронасоса и гідромотора.

$\eta_j$  – ККД редуктора;

$\Theta$  – коефіцієнт урахування втрат в зубчастих зачепленнях ( $\Theta=0$  – без урахування втрат,  $\Theta=-1$  з урахуванням втрат в зубчастих зачепленнях);

$\eta_{13}, \eta_{23}$  – ККД в зубчастих зачепленнях сонце-сателіт та епіцикл-сателіт при зупиненому водилі, що визначають втрати моментів;

$N_{nm}$  – потужність, що передається ланками ГОМТ (добуток кутових швидкостей на відповідні моменти з урахуванням знаку дають величину і напрям потоків потужності на конкретних ланках і елементах ГОМТ) [2 – 3];

$\Delta M_1, \Delta M_2$  – втрати моменту в гідромашинах, що обчислюються, наприклад, згідно математичної моделі втрат К.І. Городецького [2 – 3], як функції параметрів регулювання, кутової швидкості валів гідромашин, робочих об'ємів  $q_1, q_2$  і перепаду тиску  $dP$ .

Момент втрат у гідромашинах визначається з наступного виразу [2 – 3]:

$$\Delta M_i = q_i \cdot \left[ \bar{K}_1 \cdot |\omega_i| \cdot (1 + \bar{K}_2 \cdot \bar{e}_i^2) + \frac{\bar{K}_5 \cdot (1 + \bar{K}_4 \cdot |\bar{e}_i|)}{(1 + \bar{K}_3 \cdot |\omega_i| \cdot D_{qi})} \cdot dP + \frac{\bar{K}_8 \cdot (1 + \bar{K}_7 \cdot |\bar{e}_i|)}{(1 + \bar{K}_6 \cdot |\omega_i| \cdot D_{qi})} \right], \quad (3)$$

де  $\bar{K}_1, \bar{K}_2, \dots, \bar{K}_8$  – коефіцієнти гідромеханічних втрат [2 – 3];

$D_{qi}$  – характерний розмір гідромашини,  $D_{qi} = \sqrt[3]{2 \cdot \pi \cdot q_i}$ .

Системи кінематичних (1) і силових (2 – 3) рівнянь вирішуються спільно.

Для розгляду процесу розгону колісного трактору з ГОМТ (рис. 1) зі схемами ГОМКП (рис. 2) в системі Matlab підсистеми моделювання Simulink були змодельовані, за допомогою блоку Signal Builder, закони зміни: коефіцієнту, котрий характеризує положення органу керування подачею палива, параметрів регулювання гідромашин ГОП, сили тяги на гаку, які показані на рис. 4 – 8.

Параметри  $e_1(t)$  та  $e_2(t)$ , які характеризують закони зміни параметрів регулювання гідромашин ГОП, змінюються в межах  $e_1 \in [0; -1]$  та  $e_2 \in [1; 0]$ . На рис. 4 (а) гідронасос змінюється за період часу  $t_1 \in [0; 150]$  с., гідромотор – за період  $t_2 \in [150; 300]$  с.; на рис. 4 (б) гідронасос змінюється за період часу  $t_1 \in [0; 25]$  с., гідромотор – за період  $t_2 \in [25; 50]$  с.

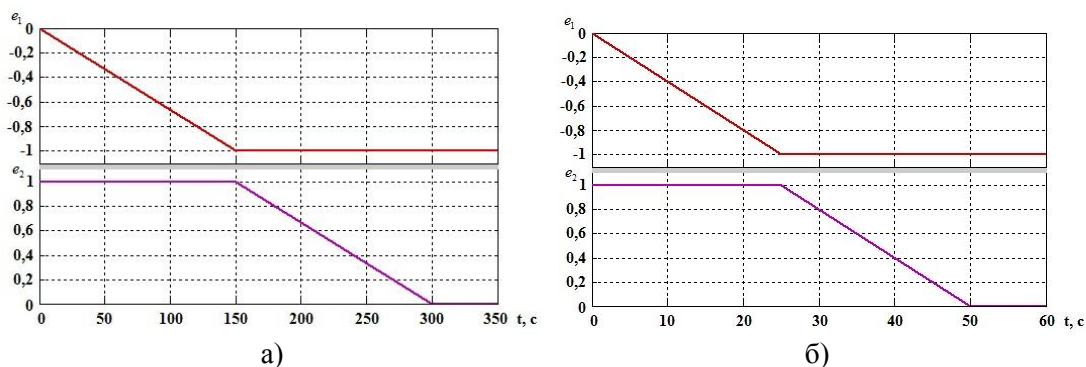


Рисунок 4 – Закони зміни параметрів регулювання гідромашин ГОП ( $e_1(t)$  та  $e_2(t)$ ) (залежність параметрів регулювання гідромашин ГОП  $e_1, e_2$  від часу  $t$ ):  
а – за період часу  $t \in [0; 300]$  с.; б – за період часу  $t \in [0; 50]$  с.

На рис 5 наведені закони зміни коефіцієнтів  $\varepsilon_r(t)$ , котрі характеризують положення органу керування подачею палива, які будуть змінюватись в межах  $\varepsilon_r \in [0,46; 1]$ . Зокрема, на рис. 5 (а) коефіцієнт  $\varepsilon_r(t)$  змінюється за період  $t_1 \in [0; 1]$  с.; на рис. 5 (б) – за період  $t_2 \in [0; 150]$  с.; на рис. 5 (в) – за період  $t_3 \in [0; 300]$  с.

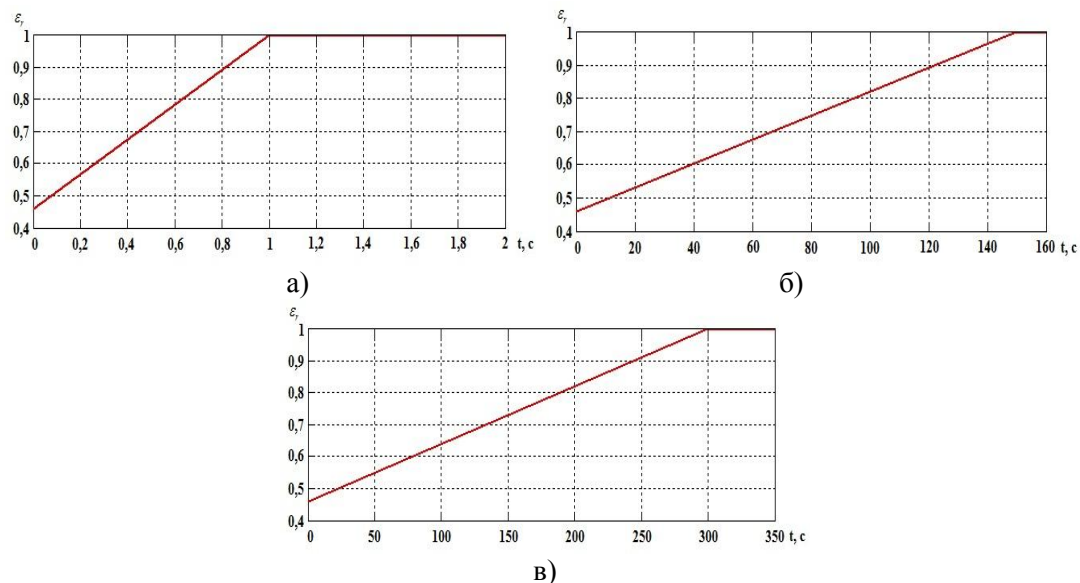


Рисунок 5 – Закони зміни коефіцієнтів  $\varepsilon_r(t)$ , котрі характеризують положення органу керування подачею палива (залежність коефіцієнтів  $\varepsilon_r$  від часу  $t$ ):  
а – за період  $t_1 \in [0; 1]$  с.; б – за період  $t_2 \in [0; 150]$  с.; в – за період  $t_3 \in [0; 300]$  с.

На рис 6 наведена зміна коефіцієнтів  $h_p(t)$ , які характеризують процес заглиблення плуга в ґрунт та, відповідно, і закон зміни сили тяги на гаку. Коефіцієнти  $h_p(t)$  змінюються в межах  $h_p \in [0; 1]$ , на рис. 6 (а) за період  $t_1 \in [0,5; 1]$  с.; на рис. 6 (б) за період  $t_2 \in [0,5; 150]$  с.; на рис. 6 (в) за період  $t_3 \in [0,5; 300]$  с.

В зв'язку з тим, що трактор буде досягати швидкості 10 км/год, а максимальна глибина обробки ґрунту складатиме  $h_{II} = 0,25$  м при виконанні технологічної операції «оранка», максимальне значення сили тяги на гаку буде дорівнювати  $F_{kp} = 49,0$  кН

Наведені закони зміни коефіцієнтів  $\varepsilon_r(t)$ , котрі характеризують положення органу керування подачею палива (рис. 5) та сили тяги на гаку (рис. 6) будуть використовуватимуться в поєднанні з законами зміни параметрів регулювання гідромашин ГОП, що наведені на рис. 4 (а), для розгляду процесу розгону колісного трактора.

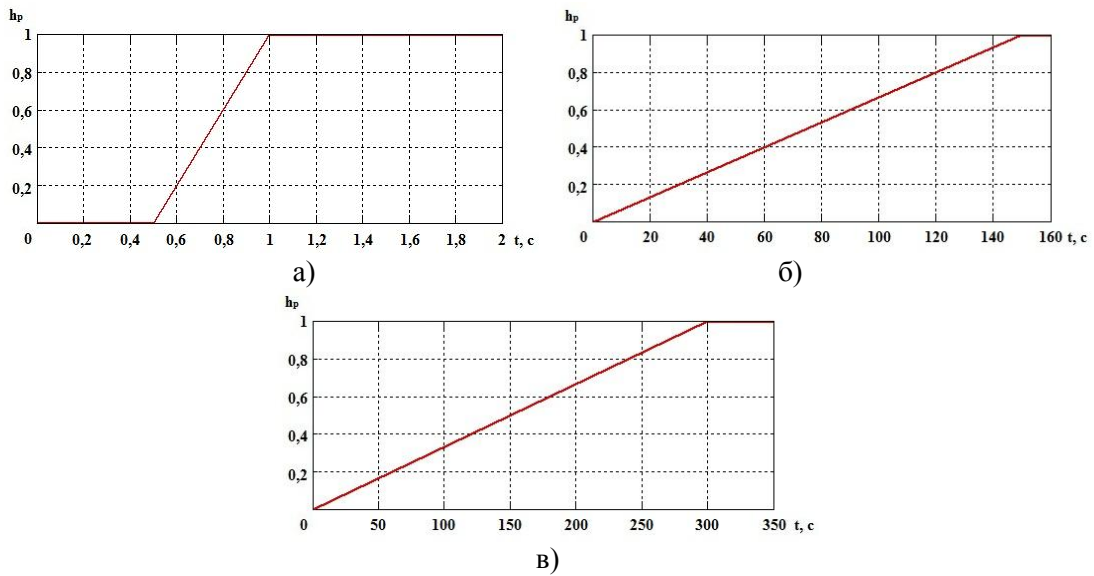


Рисунок 6 – Закони зміни сили тяги на гаку (залежність коефіцієнтів  $h_p$  від часу  $t$ ):  
а – за період  $t_1 \in [0,5;1]$  с.; б – за період  $t_2 \in [0,5;150]$  с.; в – за період  $t_3 \in [0,5;300]$  с.

На рис. 7 наведені закони зміни коефіцієнту  $\varepsilon_r(t)$ , котрі характеризують положення органу керування подачею палива, які будуть змінюватись в межах  $\varepsilon_r \in [0,46;1]$ . Зокрема, на рис. 7 (а) коефіцієнт  $\varepsilon_r(t)$  змінюється за період  $t_1 \in [0;1]$  с.; на рис. 7 (б) – за період  $t_2 \in [0;25]$  с.; на рис. 7 (в) – за період  $t_3 \in [0;50]$  с.

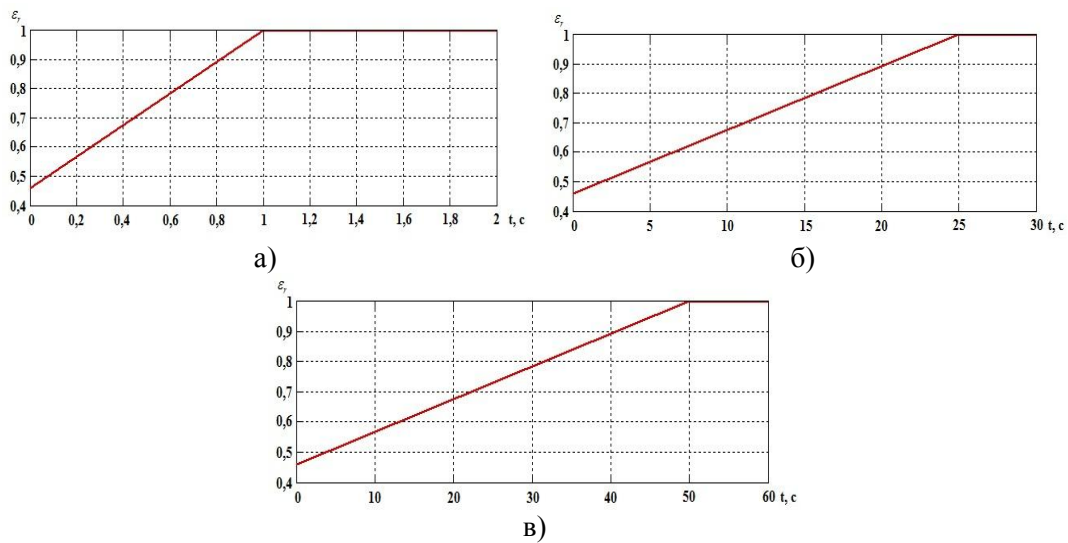


Рисунок 7 – Закони зміни коефіцієнтів  $\varepsilon_r(t)$ , котрі характеризують положення органу керування подачею палива (залежність коефіцієнтів  $\varepsilon_r$  від часу  $t$ ):  
а – за період  $t_1 \in [0;1]$  с.; б – за період  $t_2 \in [0;25]$  с.; в – за період  $t_3 \in [0;50]$  с.

На рис. 8 наведена зміна коефіцієнтів  $h_p(t)$ , які характеризують процес заглиблення плуга в ґрунт та, відповідно, і закон зміни сили тяги на гаку. Коефіцієнт  $h_p(t)$  змінюється в межах  $h_p \in [0;1]$  на рис. 8 (а) за період  $t_1 \in [0,5;1]$  с.; на рис. 8 (б) за період  $t_2 \in [0,5;25]$  с.; на рис. 8 (в) за період  $t_3 \in [0,5;50]$  с.

Наведені закони зміни коефіцієнтів  $\varepsilon_r(t)$ , котрі характеризують положення органу керування подачею палива (рис. 7) та сили тяги на гаку (рис. 8) будуть використовуватимуться разом з законам зміни параметрів регулювання гідромашин ГОП, що наведені на рис. 4 (б), для розгляду процесу розгону колісного трактора.

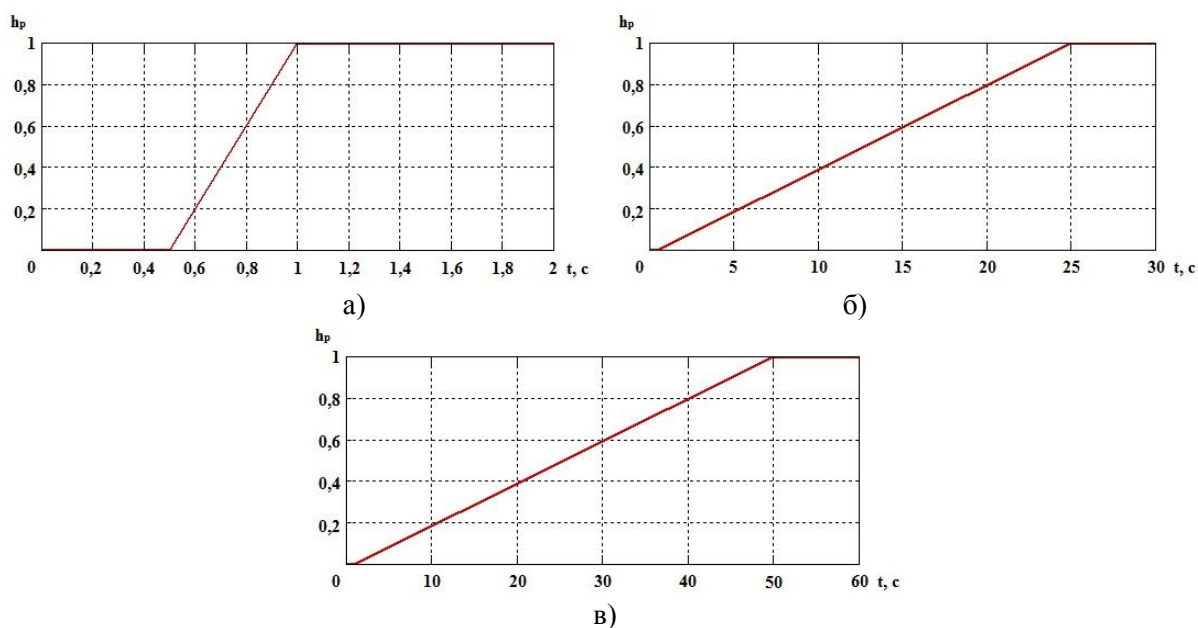


Рисунок 8 – Закони зміни сили тяги на гаку (залежність коефіцієнтів  $h_p$  від часу  $t$ ):

а – за період  $t_1 \in [0,5;1]$  с.; б – за період  $t_2 \in [0,5;25]$  с.; в – за період  $t_3 \in [0,5;50]$  с.

**Результати дослідження.** В ході моделювання процесу розгону колісного трактора з ГОМТ зі схемою ГОМКП, наведеною на рис. 2 (а), при законах зміни, зображених на рис. 4 – 8, максимальні результати перепаду тиску в ГОП, ККД трансмісії та годинної витрати палива зведені в табл. 1. Для колісного трактора з ГОМТ зі схемою ГОМКП, що наведена на рис. 2 (б), при законах зміни зображених на рис. 4 – 8, максимальні результати перепаду тиску в ГОП, ККД трансмісії та годинної витрати палива зведені в табл. 2.

Таблиця 1

Результати моделювання в процесі розгону колісного трактора з ГОМТ зі схемою ГОМКП, що наведена на рис. 2 (а)

$e_1(t)$ , с.	$e_2(t)$ , с.	$\varepsilon_r(t)$ , с.	$h_p(t)$ , с.	$t$ , с.	$ dP $ , МПа	$\eta_{TP}$	$Q_n$ , кг/год
[0;150]	[150;300]	[0;1]	[0,5;1]	207,45	18,45	0,8549	31,92
		[0;1]	[0,5;150]	207,5	18,48	0,8481	32,02
		[0;1]	[0,5;300]	210,2	16,44	0,8165	29,29
		[0;150]	[0,5;1]	264,6	24,39	0,6835	39,94
		[0;150]	[0,5;150]	265,4	24,53	0,6788	40,04
		[0;150]	[0,5;300]	265,6	23,42	0,6702	38,71
		[0;300]	[0,5;1]	288,05	27,99	0,6129	44,24
		[0;300]	[0,5;150]	288,03	28,11	0,6095	44,17
		[0;300]	[0,5;300]	289	27,69	0,6087	43,92
[0;25]	[25;50]	[0;1]	[0,5;1]	38,37	20,297	0,786	34,3
		[0;1]	[0,5;25]	38,43	20,39	0,783	34,5
		[0;1]	[0,5;50]	38,47	18,71	0,7638	32,36
		[0;25]	[0,5;1]	45,45	27,215	0,642	41,06
		[0;25]	[0,5;25]	45,5	26,919	0,64	41,29
		[0;25]	[0,5;50]	45,63	25,46	0,6347	40,21
		[0;50]	[0,5;1]	49,36	31,296	0,565	45,02
		[0;50]	[0,5;25]	49,41	31,398	0,5636	45,238
		[0;50]	[0,5;50]	49,53	30,371	0,5631	44,85

Результати моделювання в процесі розгону колісного трактора з ГОМТ зі схемою ГОМКП, що наведена на рис. 2 (б)

$e_1(t)$ , с.	$e_2(t)$ , с.	$\varepsilon_r(t)$ , с.	$h_p(t)$ , с.	$t$ , с.	$ dP $ , МПа	$\eta_{TP}$	$Q_n$ , кг/год
[0;150]	[150;300]	[0;1]	[0;1]	234,5	16,55	0,856	32,23
		[0;1]	[0;150]	234,8	16,59	0,85	32,42
		[0;1]	[0;300]	236,0	15,22	0,8238	30,1
		[0;150]	[0;1]	276,5	19,72	0,7296	37,39
		[0;150]	[0;150]	277,0	19,74	0,7241	37,09
		[0;150]	[0;300]	277,8	19,09	0,7244	36,35
		[0;300]	[0;1]	292,8	20,69	0,6631	38,89
		[0;300]	[0;150]	293,09	20,81	0,6629	38,6
[0;25]	[25;50]	[0;300]	[0;300]	293,5	20,06	0,661	37,72
		[0;1]	[0;1]	42,0	17,67	0,7942	33,874
		[0;1]	[0;25]	42,21	17,72	0,7923	33,93
		[0;1]	[0;50]	42,33	16,43	0,78	32,56
		[0;25]	[0;1]	47,45	20,965	0,692	38,0
		[0;25]	[0;25]	47,64	20,969	0,6881	38,03
		[0;25]	[0;50]	47,75	20,193	0,6831	37,69
		[0;50]	[0;1]	48,76	21,93	0,643	39,6
[0;50]	[0;25]	48,89	21,985	0,646	39,7		
[0;50]	[0;50]	49,0	20,967	0,63	38,9		

**Висновки.** В ході моделювання процесу розгону колісного трактора з ГОМТ, що працюють по схемі «диференціал на вході» було з'ясовано, що:

– при використанні законів зміни параметрів регулювання гідромашин ГОП ( $e_1(t)$  та  $e_2(t)$ ), які змінювались за період часу  $t \in [0;50]$  с. замість  $t \in [0;300]$  с. спостерігається збільшення на 13,8 % перепаду робочого тиску в ГОП  $dP$ ; зменшення на 8,06 % ККД трансмісії  $\eta_{TP}$ ; збільшення на 10,48 % годинної витрати палива  $Q_n$ ;

– при використанні законів зміни коефіцієнту  $\varepsilon_r(t)$ , котрий характеризує положення органу керування подачею палива, який змінюється за період часу  $[0; 25]$  с. замість  $[0; 1]$  с. спостерігається збільшення в 1,36 рази перепаду робочого тиску в ГОП  $dP$ ; зменшення на 8,06 % ККД трансмісії  $\eta_{TP}$ ; збільшення на 10,48 % годинної витрати палива  $Q_n$ ;

– при використанні законів зміни коефіцієнту  $\varepsilon_r(t)$ , котрий характеризує положення органу керування подачею палива, який змінюється за період часу  $[0; 50]$  с. замість  $[0; 1]$  с., спостерігається збільшення в 1,62 рази перепаду робочого тиску в ГОП  $dP$ ; зменшення на 22,12 % ККД трансмісії  $\eta_{TP}$ ; збільшення в 1,38 рази годинної витрати палива  $Q_n$ ;

– при використанні законів зміни сили тяги на гаку (коефіцієнту  $h_p(t)$ ), котрий змінюється за період часу  $[0,5; 25]$  с. замість  $[0,5; 1]$  с., спостерігається не суттєве збільшення значень перепад тиску в ГОП  $dP$  та годинної витрати палива  $Q_n$ , а також зменшення значення ККД трансмісії  $\eta_{TP}$ , але при застосуванні закону зміни сили тяги на гаку (коефіцієнту  $h_p(t)$ ), котрий змінюється за період часу  $[0,5; 50]$  с. замість  $[0,5; 1]$  с., спостерігається зменшення на 7,82 % перепаду робочого тиску в ГОП  $dP$ ; зменшення на 2,82 % ККД трансмісії  $\eta_{TP}$ ; зменшення на 5,66 % годинної витрати палива  $Q_n$ . Проте використання закону зміни сили тяги на гаку  $h_p(t)$ , котрий змінюється за період часу  $[0,5; 50]$  с. є неприпустимо, тому що безпосередньо зменшується значення сили тяги на гаку  $F_{kr}$ , а саме на 20,41 %.

1. Самородов В.Б. Основные параметры гидрообъемно-механических трансмиссий, работающих по схеме «дифференциал на входе» / В.Б. Самородов, А.И. Бондаренко // Східно-Європейський журнал передових технологій. Серія: «Прикладна механіка». – 2012. – № 2/7 (56). – С. 25 – 35.

2. Самородов В.Б. Динаміка процесу розгону колісних тракторів серії Fendt 900 Vario / В.Б. Самородов, А.І. Бондаренко // Східно-Європейський журнал передових технологій. Серія: Прикладна механіка. – 2013. – № 1 (61). – С. 4 – 11.

3. Самородов В.Б. Динаміка процесу розгону колісного трактора-аналога «Беларус 3022 ДВ» з

гідрооб'ємно-механічною трансмісією / В.Б. Самородов, А.І. Бондаренко // Східно-Європейський журнал передових технологій. Серія: Прикладна механіка. – 2012. – № 6 (60). – С. 15 – 19.

4. Ребров А.Ю. Математическая модель дизельного двигателя в безразмерных величинах с учетом его загрузки и подачи топлива / А.Ю. Ребров, Т.А. Коробка, С.В. Лахман // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: «Транспортне машинобудування». – 2012. – № 19. – С. 31 – 36.

5. Кутьков Г.М. Тяговая динамика трактора / Кутьков Г.М. – М.: Машиностроение, 1980. – 215 с.

6. Самородов В.Б. Развитие классических методов тягового расчета трактора с учетом основных технико-экономических показателей МТА / В.Б. Самородов, А.Ю. Ребров // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: «Автомобіле- та тракторобудування». – 2008. – № 58 – С. 11 – 20.

7. Иофинов С.А. Эксплуатация машинно-тракторного парка: по спец. «Механизация сел. хоз-ва» / С.А. Иофинов, Г.П. Лышко. – М.: Колос, 1984. – 351 с.

8. Судаков Н.Н. Лекции по эксплуатации машинно-тракторного парка и техническому обслуживанию / Судаков Н.Н. – Новгород: НГУ, 2010. – 101 с.

## REFERENCES

1. Samorodov, V. & Bondarenko, A. (2012), "The main parameters of hydrostatic-mechanical transmissions working in a "differential at the entrance", *Eastern European journal of advanced technologies*, 2(56), 25 – 35.

2. Samorodov, V.B. & Bondarenko, A.I. (2013), "The dynamics of the process of acceleration wheeled tractors Fendt 900 Series Vari", *Eastern European journal of advanced technologies*, 1(61), 4 - 11.

3. Samorodov, V.B. & Bondarenko, A.I. (2012), "The dynamics of the process of acceleration wheel tractor-analogue "Belarus 3022 DV" hydrostatic mechanical transmission", *Eastern European journal of advanced technologies*, 6(60), 15 - 19.

4. Rebrov, A.Y., Korobka, T.A. & Lachman, S.V. (2012), "A mathematical model of the diesel engine in the dimensionless variables, taking into account his boot and the fuel", *Transaction of national technical university the "Kharkov polytechnic institute"*, 19, 31 - 36.

5. Kutkov, G.M. (1980), *Traction dynamics of tractor [Tyagovaya dinamika traktora]*, Engineering, Moscow, Russia.

6. Samorodov, V.B. & Rebrov, A.Y. (2008), "The development of the classical methods of calculating the traction tractor with the main technical and economic indicators MTU", *Transaction of national technical university the "Kharkov polytechnic institute"*, 58, 11 – 20.

7. Iosifov, S.A. & Lishko, G.P. (1984), *Operation of the machine and tractor: Spec. Mechanization of agriculture [Expluatatsiya mashino-traktornogo parka: Mehanizatsiya sel. hoz-va]*, Kolos, Moscow, Russia.

8. Sudakov, N.N. (2010), *Lectures on the operation of machines and tractors and maintenance [Lektzii po expluatatsii mashino-traktornogo parka i technicheskoe obslugivanie]*, State University of Novgorod, Novgorod, Russia.

**Кожушко А.П. Результаты моделирования работы колесного трактора с гидрообъемно-механическими трансмиссиями, работающих по схеме «дифференциал на входе».**

В работе представлены изменения перепада рабочего давления в гидрообъемной передаче, коэффициента полезного действия трансмиссии и часового расхода топлива в процессе разгона колесного трактора с гидрообъемно-механическими трансмиссиями, которые работают по схеме «дифференциал на входе», при выполнении технологической операции «пахота» и различных законах изменения: коэффициента, который характеризует положение органа управления подачей топлива, параметров регулирования гидромашин гидрообъемной передачи, силы тяги на крюке.

**Ключевые слова:** колесный трактор, разгон, гидрообъемно-механическая трансмиссия, пахота, схема «дифференциал на входе»

**A. Kozhushko. Simulation results of work wheel tractor with hydrostatic mechanical transmissions working on schemes for "planetary gear input".**

This paper describes the process of acceleration wheel tractor with hydrostatic mechanical transmissions working under the scheme "planetary gear input", the performance of technological operations "plowing". On the basis of recent studies were selected two schemes hydrostatic mechanical transmissions that during static analysis had the greatest coefficient useful action transmission. Also reviewed publications that describe the mathematical model of internal combustion engines, hydrostatic mechanical transmission, interaction with wheels supporting surface and determine the feasibility indicators wheeled tractors, including hourly fuel consumption of the internal combustion engine in the system software implementation using Matlab subsystem Simulink modeling of dynamic processes was composed only mathematical model.

Simulated single mathematical model was able to vary with respect to time change laws: coefficient, which describes the position of the controls fuel delivery, parameters for controlling fluid of hydraulic transmission, traction on the hook.

As a result of a comparative analysis of the maximum working pressure difference results in the transfer of hydraulic, the coefficient useful action of transmission and hourly fuel consumption internal combustion engine was concluded, the use of which is the law of change: the factor, which characterizes the position of the controls fuel delivery, regulation parameters of hydraulic fluid transmission, traction on the hook will increase of efficiency and cost-wheel tractor.

**Keywords:** wheeled tractor, acceleration, hydrostatic mechanical transmission, plowing, sheme "planetary gear at the input"

**АВТОР:**

*КОЖУШКО Андрій Павлович*, аспірант, асистент кафедри автомобіле- і тракторобудування, Національний технічний університет “Харківський політехнічний інститут”, e-mail: Kozhushko90@mail.ua

**АВТОР:**

*КОЖУШКО Андрей Павлович*, аспирант, асистент кафедры автомобиле- и тракторостроение, Национальный технический университет “Харьковский политехнический институт”, e-mail: Kozhushko90@mail.ua

**AUTHOR:**

*Andrii KOZHUSHKO*, post-graduate student, Assistant Prof. of Automobile and Tractor Construction Department, National Technical University “Kharkiv Polytechnic Institute”, e-mail: Kozhushko90@mail.ua

**РЕЦЕНЗЕНТИ:**

*ДИДУХ В.Ф.*, доктор технічних наук, професор, Львівський національний аграрний університет, завдувач кафедри експлуатації та технічного сервісу машин ім. професора Семковича О.Д., м. Дубляни, Україна.

*ГЕЦОВИЧ Є.М.*, доктор технічних наук, професор, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, професор кафедри організації і безпеки дорожнього руху, м. Харків, Україна

**РЕЦЕНЗЕНТЫ:**

*ДИДУХ В.Ф.*, доктор технических наук, профессор, Львовский национальный аграрный университет, заведующий кафедрой эксплуатации и технического сервиса машин им. проф. Семковича А.Д., г. Дубляны, Украина.

*ГЕЦОВИЧ Е.М.*, доктор технических наук, профессор, Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет, профессор кафедры организации и безопасности дорожного руху, г. Харьков, Украина.

**REVIEWERS:**

*V. DIDUKH*, Doctor of Science in Engineering, Professor, L'viv National Agricultural University, Head of Maintenance and Technical Service of Machinery Department named after Prof. O.Semkovych, Dubliany, Ukraine.

*Ye. HETSOVYCH*, Doctor of Science in Engineering, Professor, Kharkiv National Automobile and Highway University, Professor of Traffic Management and Safety Department, Kharkiv, Ukraine.

Стаття надійшла в редакцію 06.02.2015р.

Кужель В.П., Кашканов А.А., Кашканов В.А., Кукурудзяк Ю.Ю.  
*Вінницький національний технічний університет*

## ТЕОРЕТИЧНІ ОСНОВИ ОПТИМІЗАЦІЇ ФУНКЦІОНУВАННЯ АВТОМОБІЛЬНИХ СИСТЕМ АДАПТИВНОГО ОСВІТЛЕННЯ

Розглянуті основні причини виникнення ДТП в темну пору доби і шляхи вирішення цієї проблеми. Проаналізовані передові системи адаптивного освітлення автомобілів. Представлена математична модель, що дозволяє оптимізувати діапазон значень кутів повороту автомобільної фари.

**Ключові слова:** автомобіль, безпека руху, видимість, система освітлення, адаптивна система, кут повороту фари.

**Постановка проблеми.** Дорожньо-транспортні пригоди (ДТП) виникають внаслідок порушення нормального функціонування системи “водій – транспортний засіб – дорога – середовище руху” [1, 2]. У темну пору доби головною причиною виникнення цих порушень є низька ефективність функціонування бортової системи освітлення автомобіля. Використання традиційного підходу до формування ідеальної системи освітлення призводить до необхідності зробити її багатофарною – фари дальнього, ближнього, середнього, бокового, протитуманного світла. Інший підхід – введення поняття адаптивних систем освітлення, які здатні прилаштовуватися до режиму руху і умов експлуатації автомобіля [3].

Основним критерієм при оцінці безпеки руху в темну пору доби є вибір швидкості руху, яка відповідає видимості [1, 3], адже у правилах дорожнього руху України (п. 12.2) зазначено, що в темну пору доби і в умовах недостатньої видимості швидкість руху повинна бути такою, щоб водій мав змогу зупинити транспортний засіб в межах відстані видимості дороги. Таким чином, якщо врахувати, що водій практично отримує тільки зорову (97-99%) і слухову (1-3%) інформацію про оточуючу обстановку, то можна зробити висновок, що безпека руху автомобіля в темну пору доби напряму пов’язана з тим, що водій бачить під час руху [4]. А на це в найбільшій степені впливає ефективність роботи фар автомобіля. Зі спеціальної літератури [1] відомо, що видимістю з місця водія є здатність бачити з місця водія дорожню обстановку на смузі руху транспортного засобу (ТЗ) і по обидві сторони від неї. Виникає необхідність розгляду питань освітлення переломів поздовжнього профілю дороги на кривій в плані. В зарубіжних джерелах досить багато уваги приділяється поворотним фарам, як засобу вирішення цього питання. Різноманітні конструкції систем активного переднього освітлення стають доступними завдяки трьом європейським виробникам автомобілів: Audi, BMW і Mercedes-Benz. Компанія Lexus також пропонує систему поворотних фар, як опцію на моделях RX, IS (починаючи зі швидкості 15-20 км/год. фари повертаються на 5 градусів в правому повороті і на 15 градусів в лівому, причому повертається тільки фара тієї сторони, в яку повертає автомобіль (рис. 1)). Автомобільна компанія Audi і корпорація Hella розробили адаптивне світло поворотних фар для використання на новій моделі Audi A8. Ця система має додаткову статично нерухому лампу, розташовану між фарами дальнього і ближнього світла в конструкції високорозрядної ксенонової фари. Додаткова лампа використовує рефлектор довільної форми і галогенну колбу, встановлену під кутом близько 15° відносно інших фар. Активна система поворотних фар Mercedes-Benz використовує бі-ксенонові проєкторні електронні фари і електричний двигун для настроювання пристрою проєктора. Фари контролюються модулем, який отримує сигнали про параметри руху транспортного засобу. Адаптивна система контролю світла BMW також має бі-ксенонові проєкторні фари. Проєктор обертається в межах від 15° назовні до 8° всередину. Керуючий модуль системи отримує показники про швидкість транспортного засобу, кут повороту рульового колеса, бокове прискорення і дані з навігаційної системи BMW [4]. У автомобілів Citroen поворотні бі-ксенонові фари контролюються електронним блоком і направляються в ту сторону (вправо/вліво до 15 градусів), куди водій повертає руль. Також можливий варіант, коли ксенонові поворотні фари доповнюють протитуманні фари с функцією «Бокове світло». На автомобілях Volvo активні поворотні фари з технологією Dual Xenon збільшують освітлену частину дороги в порівнянні зі звичайними галогенними фарами на 230 відсотків. Використовуючи лампи з електроприводом, які повертаються до 15 градусів в будь-яку сторону, ця технологія підвищує освітленість дороги за



поворотом на 90 відсотків (рис. 2).

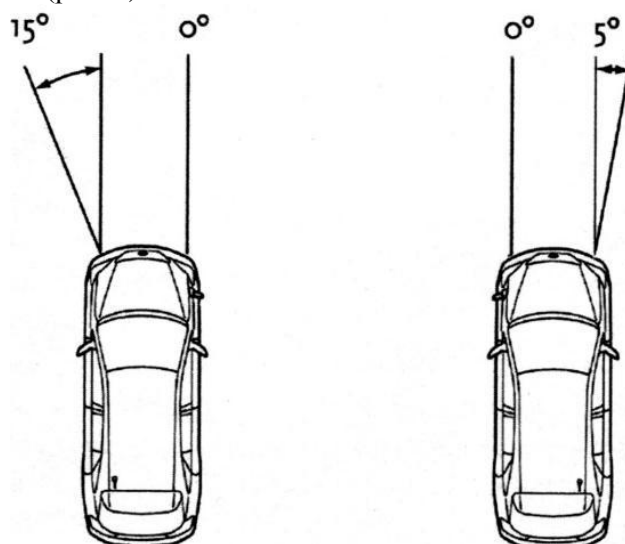


Рис. 1. Кути повороту фар

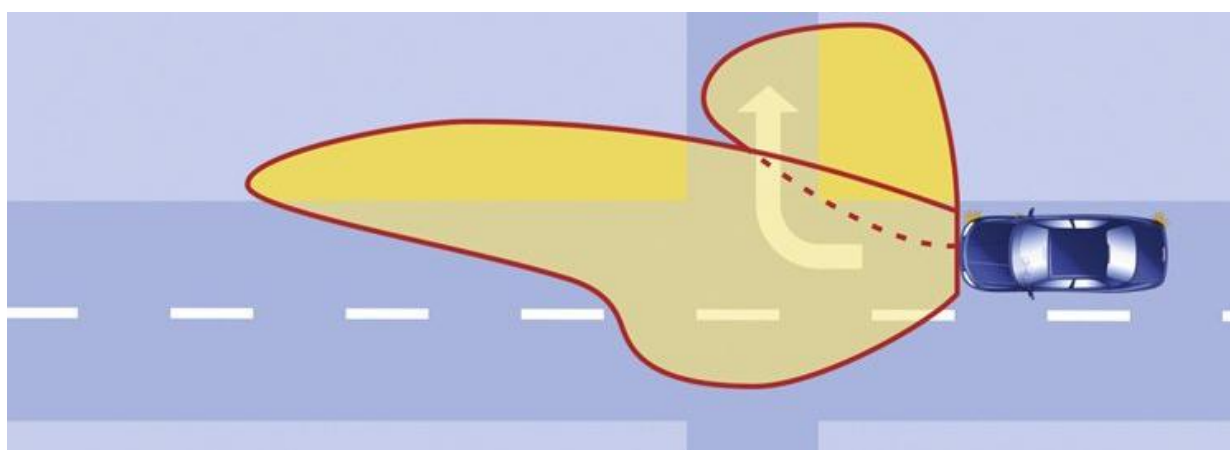


Рис. 2. Результат застосування поворотних фар

Тобто можна зробити висновок, що за останні роки провідні автомобільні компанії активно займаються розробками передових систем головного освітлення, стає зрозуміла актуальність даного питання. Оптимізація роботи системи поворотних фар не можлива без її розгляду з математичної точки зору. Тому метою роботи є постановка задачі визначення аналітичних залежностей кутів повороту фар.

#### Результати досліджень.

На працездатність фар впливає дві групи факторів: внутрішні, залежні від завантаження, технічного стану автомобіля і його підсистем та зовнішні, обумовлені умовами навколишнього середовища (рис. 3). В математичному вигляді це можна представити так [5-6]:

$$S_g = f(\delta, \rho, J_{\alpha\beta}, \alpha, \beta, K_{\text{фак}}, B_a, \gamma, S). \quad (1)$$

Як видно зі схеми (рис. 3), внутрішні і зовнішні фактори можна розділити на дві самостійні підгрупи: “автомобіль – фари” і “водій – середовище”.

В даній статті основна увага приділена саме підгрупі “автомобіль – фари”, а саме кутам розсіювання фар автомобілів.

Отже на автомобілі має бути система, яка адаптується до макрогеометрії доріг. Для початку слід виявити раціональні кути повороту фари з різним світлорозподілом, а також методику визначення вихідних даних. При визначенні раціонального кута повороту фари необхідно враховувати вимоги безпеки руху, які пов’язані з аналізом допустимих швидкостей руху в реальних

дорожніх умовах (геометрія, якість і стан доріг).

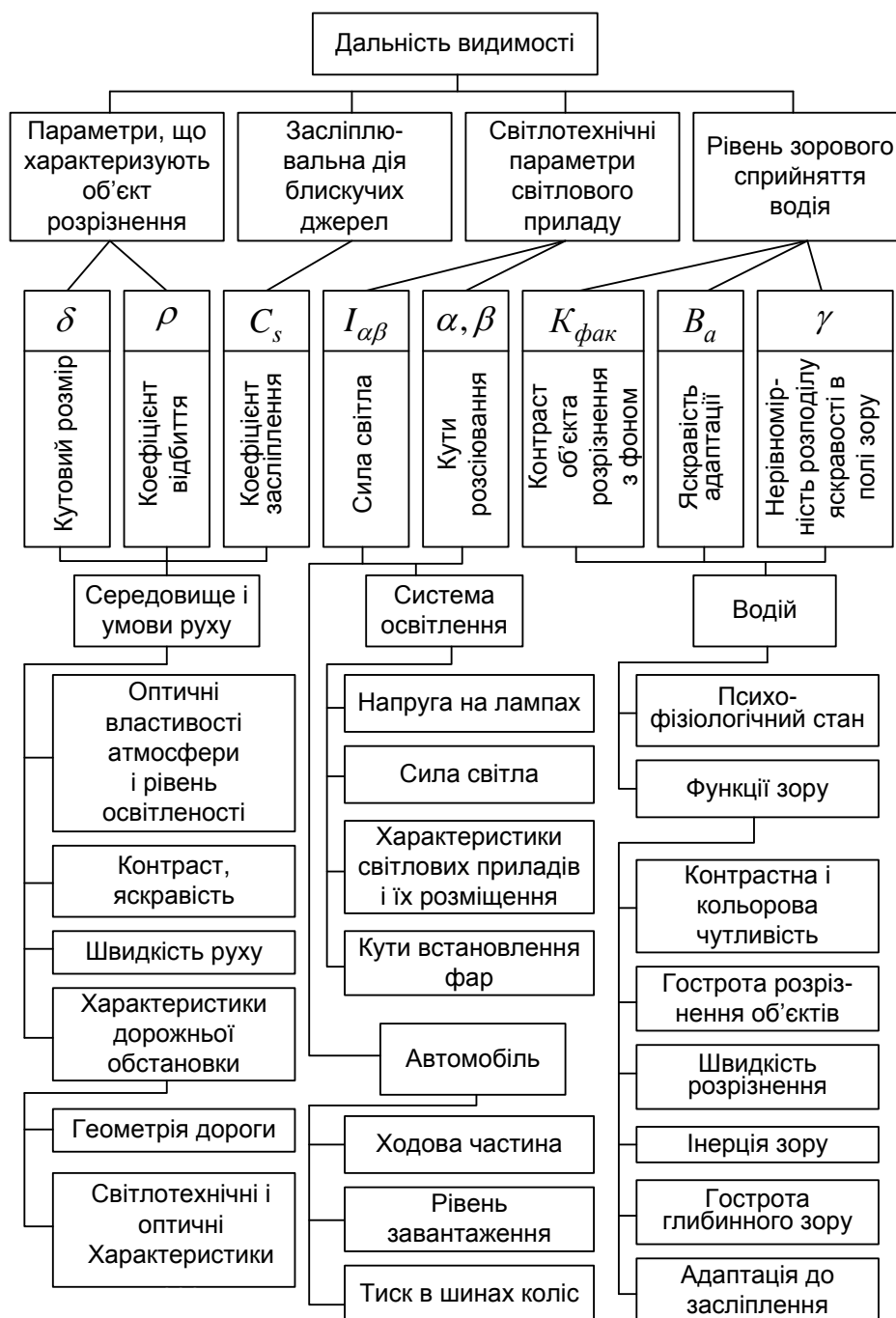


Рис. 3. Структурна схема якісних і кількісних показників впливу на дальність видимості

Максимально допустима швидкість руху на повороті дороги може бути визначена за формулою [7]:

$$V_d = \sqrt{127 \cdot R \cdot (\mu \pm i)}, \quad (2)$$

де  $V_d$  – допустима швидкість, км/год.;  $R$  – радіус дорожнього заокруглення (з урахуванням ширини проїзної частини), м;  $\mu$  – коефіцієнт поперечної сили, що діє на автомобіль ( $\mu \approx 0,15 \div 0,16$ );  $i$  – поперечний ухил дороги.

Розглянемо випадок, коли траєкторія руху ТЗ близька до кола (рис. 4), можна вважати, що границя видимості, яка створюється світлом фар автомобіля, повинна проходити вздовж хорди

( $a-b$ ). Хорда ( $a-b$ ) стягує частину кола, яка дорівнює шляху зупинки автомобіля.

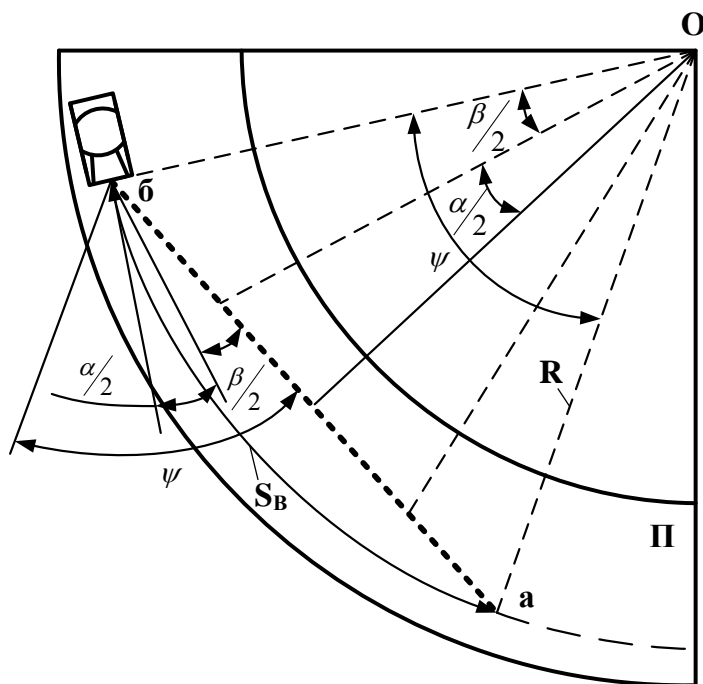


Рис. 4. Схема траєкторії руху автомобіля на заокругленні (до визначення кутів повороту фар)

В даному випадку для розрахунків необхідної відстані видимості слід використати рівність:

$$S_B = S_3 + S_0. \quad (3)$$

Також, вважаючи, що для забезпечення безпечних режимів руху освітленість об'єкта повинна бути забезпечена на відстані зупиночного шляху автомобіля ( $S_B = S_3$ ), мінімальну необхідну силу світла фар можна визначити за формулою [8]:

$$I = E \cdot S_3^2,$$

або

$$I = E \cdot \left( (t_1 + t_2 + 0,5 \cdot t_3) \cdot \frac{V_a}{3,6} + \frac{V_a^2}{26 \cdot g \cdot \left( \frac{\phi}{K_e} \cos \alpha \pm \sin \alpha \right)} \right)^2, \quad (4)$$

де  $t_1$  – час реакції водія, с;  $t_2$  – час запізнювання спрацювання гальмової системи, с;  $t_3$  – час наростання сповільнення при гальмуванні, с;  $V_a$  – швидкість руху автомобіля, км/год.;  $j$  – сповільнення при гальмуванні, м/с<sup>2</sup>:

$$j = g \cdot \left( \frac{\phi}{K_e} \cos \alpha \pm \sin \alpha \right), \quad (5)$$

де  $g$  – прискорення вільного падіння, м/с<sup>2</sup>;  $\phi$  – коефіцієнт зчеплення з дорожнім покриттям;  $K_e$  – коефіцієнт ефективності гальмування;  $\alpha$  – кут поздовжнього нахилу дороги, ° (знак «+» у формулі приймається при рухові транспортного засобу на підйом, а знак «-» – при рухові на спуск).

Отже, так як смуга руху автомобіля проходить вздовж кола, то для необхідної відстані видимості справедливий також наступний вираз:

$$S_B = \frac{\pi \cdot R \cdot \psi}{180^\circ}, \quad (6)$$

де  $S_B$  – необхідна для забезпечення безпеки руху відстань видимості, м;  $S_3$  – повний шлях зупинки автомобіля, м;  $S_0$  – відстань від автомобіля, який зупинився, до виявленої перешкоди, м;  $\psi$  – центральний кут, що спирається на хорду, яка стягує ділянку  $S_B$ ,  $^\circ$ .

Неважко довести (див. рис. 4), що:

$$\psi = \alpha + \beta, \quad (7)$$

де  $\alpha$  – ефективний кут розсіювання променів фари в горизонтальній площині,  $^\circ$ ;  $\beta$  – мінімально необхідний подвійний кут повороту фари,  $^\circ$ .

В свою чергу кут  $\alpha$  в залежності від допустимої швидкості руху автомобіля  $V_D$  і інших параметрів системи “автомобіль – дорога” можна визначити за формулою [3]:

$$\alpha = \arctg \left( \frac{254 \cdot \phi \cdot h}{V_D^2 \cdot K_E} \right), \quad (8)$$

де  $\phi$  – коефіцієнт зчеплення колеса з дорогою;  $h$  – висота встановлення фари на автомобілі, м;  $K_E$  – коефіцієнт експлуатаційного стану гальм.

Прирівняємо праві частини виразів, після перетворень перейдемо до залежності для визначення раціонального кута повороту фари:

$$\beta = \frac{0,9 \cdot K_E \cdot \frac{(\mu \pm i)}{\phi} + \sqrt{127 \cdot R \cdot (\mu \pm i)} + 18}{0,01 \cdot \pi} - \alpha. \quad (9)$$

Враховуючи вираз (8), отримаємо:

$$\beta = \frac{0,9 \cdot K_E \cdot \frac{(\mu \pm i)}{\phi} + \sqrt{127 \cdot R \cdot (\mu \pm i)} + 18}{0,01 \cdot \pi} - \arctg \left( \frac{254 \cdot \phi \cdot h}{127 \cdot R \cdot (\mu \pm i) \cdot K_E} \right). \quad (10)$$

Іншим підходом до визначення кута повороту фари  $\beta$  є використання умови рівності відстані видимості шляхові зупинки автомобіля [7]:

$$S_B = S_0 = (t_1 + t_2 + 0,5 \cdot t_3) \cdot \frac{V_a}{3,6} + \frac{V_a^2}{26j} \quad (11)$$

Нехай  $T$  – час, необхідний для приведення гальмової системи в дію, с:

$$T = t_1 + t_2 + 0,5 \cdot t_3. \quad (12)$$

Тоді, виходячи з залежностей (11-12), величина допустимої (безпечної) швидкості руху автомобіля  $V_D$ :

$$V_D = 3,6 \cdot j \cdot T \cdot \left( \sqrt{\frac{2S_B}{j \cdot T^2} + 1} - 1 \right). \quad (13)$$

В цьому випадку аналітичний вираз визначення кута повороту фари (10) можна записати в такому вигляді:

$$\beta = \frac{0,9 \cdot K_E \cdot \frac{(\mu \pm i)}{\phi} + V_d + 18}{0,01 \cdot \pi} - \arctg \left( \frac{254 \cdot \phi \cdot h}{V_d^2 \cdot K_E} \right); \quad (14)$$

або

$$\beta = \frac{0,9 \cdot K_E \cdot \frac{(\mu \pm i)}{\phi} + 3,6 \cdot j \cdot T \left( \sqrt{\frac{2S_B}{j \cdot T^2} + 1} - 1 \right) + 18}{0,01 \cdot \pi} - \arctg \left( \frac{254 \cdot \phi \cdot h}{\left( 3,6 \cdot j \cdot T \cdot \left( \sqrt{\frac{2S_B}{j \cdot T^2} + 1} - 1 \right) \right)^2 \cdot K_E} \right).$$

Отримана математична модель дозволяє оптимізувати діапазон значень кутів повороту фари в залежності від геометрії дорожнього заокруглення ( $R; i$ ), експлуатаційного стану автомобіля ( $K_E; \mu$ ), відстані видимості ( $S_B$ ), а також стану дорожнього покриття ( $\phi$ ).

**Висновки.** На сьогоднішній день поворотні автомобільні фари, як правило, є складовими частинами (об'єднані в одному блоці з іншими елементами) адаптивних систем головного освітлення. На сучасному етапі розвитку автомобільного транспорту і з урахуванням підвищених вимог до активної безпеки поворотними фарами слід оснащувати автомобілі масового виробництва. Дослідження в даному напрямку дають змогу вдосконалювати систему освітлення автомобіля, підвищувати безпеку руху і впроваджувати сучасні розробки в автомобілебудування. Наведена математична модель дозволяє оптимізувати діапазон значень кутів повороту фари в залежності від геометрії дорожнього заокруглення, експлуатаційного стану автомобіля, відстані видимості, а також стану дорожнього покриття. Перспектива покращення засобів і методів підвищення видимості і безпеки руху на дорожніх заокругленнях в темну пору доби полягає в широкому використанні оптимізованих алгоритмів роботи поворотних автомобільних фар.

1. Использование специальных познаний в расследовании дорожно-транспортных происшествий / [Кривицкий А. М., Шапоров Ю. И., Фальковский В. В. и др.] : под общ. ред. : канд. техн. наук Кривицкого А. М. и канд. юрид. наук Шапорова Ю. И. – Мн. : Харвест, 2004. – 128 с. – ISBN 985-13-1859-0.

2. Кашканов А. А. Концептуальні засади підвищення ефективності автотехнічної експертизи ДТП / А. А. Кашканов // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Автомобіле- та тракторобудування. – Х. : НТУ «ХПІ», 2015. – № 8 (1117). – С. 89–95.

3. Центр безпеки дорожнього руху та автоматизованих систем Державної автомобільної інспекції України, Аварійність на автошляхах України [електронний ресурс]. Режим доступу : <http://www.sai.gov.ua/ua/people/5.htm> (дата звернення 25.06.2015). – Назва з екрана.

4. Кужель В.П. Оцінка дальності видимості дорожніх об'єктів у темну пору доби при експертизі ДТП за допомогою нечіткої логіки / В. П. Кужель // Вестник Харьковского национального автомобильно-дорожного университета. – 2008. – №41. – С. 91–95.

5. Волков В.П. Совершенствование методов автотехнической экспертизы при дорожно-транспортных происшествиях. Монография / В.П. Волков., В.Н. Торлин, В.М. Мищенко, Кашканов А.А., Кужель В.П. и др. Харьков.: ХНАДУ. 2010. – 476 с.

6. Кужель В.П. Методика зменшення невизначеності в задачах авто технічної експертизи ДТП при ідентифікації дальності видимості дорожніх об'єктів в темну пору доби : Монографія / В.П. Кужель, А.А. Кашканов, В.А. Кашканов. ВНТУ, 2010. – 200 с.

7. Кашканов А.А. Математична модель кута повороту автомобільної поворотної фари // А.А. Кашканов, В.П. Кужель. - Автомобильный транспорт. Сборник научных трудов. Выпуск 16 – Харьков: ХНАДУ. – 2005. – С 207 – 209.

8. Кужель В.П. Дослідження особливостей сприйняття дорожньої обстановки водієм в темну пору доби / В.П. Кужель // Вісник Житомирського державного технологічного університету. Серія : Технічні науки. №3 (62), Том 2, 2012. – С. 94 – 101.

## REFERENCES

1. Krivitskiy, A., Shaporov, Yu. & Falkovskiy, V. (2004). *The use of special knowledge in the investigation of road accidents*. [Ispolzovanie spetsialnykh poznanii v rassledovanii dorozhno-transportnykh proissheshtviy]. Minsk, Harvest Publ., 128 p.
2. Kashkanov, A. (2015). Conceptual bases of improve the efficiency of autotechnical expert examination of road accidents. [Konseptual'ni zasady pidvyshchennya efektyvnosti avtotekhnichnoyi ekspertyzy DTP]. *Bulletin of NTU «KhPI». Series: Automobile and Tractor Building*. Vol. 8 (1117). Kharkiv, NTU «KhPI» Publ., pp. 89-95.
3. Centre for Road Safety and automated systems of the State Automobile Inspection of Ukraine. Accidents on the roads of Ukraine. Available at: <http://www.sai.gov.ua/ua/people/5.htm> (accessed 25 June 2015).
4. Kuzhel, V. (2008). Evaluation of road visibility range of objects in the night-time during the examination road accident using fuzzy logic. [Otsinka dalnosti vidimosti dorozhnykh ob'ektiv u temnu poru dobi pri ekspertizi DTP za dopomogoyu nechitkoyi logiki]. *Bulletin of KhNADU*. Vol. 41. Kharkiv, KhNADU Publ., pp. 91-95.
5. Volkov, V., Torlin, V., Mischenko, V., Kashkanov, A. & Kuzhel, V. (2010). *Improving methods of autotechnical expertise in road accidents*. [Sovershenstvovanie metodov avtotekhnicheskoy ekspertyzy pri dorozhno-transportnykh proissheshtviyah. Monografiya]. Kharkiv, KhNADU Publ. 476 p.
6. Kuzhel, V., Kashkanov, A. & Kashkanov, V. (2010). *Method of decrease uncertainty in problems of autotechnical expert examination of road accidents in the identification of road objects visibility at nighttime*. [Metodika zmeshennya neviznachenosti v zadachah avto tehnicnoi ekspertyzy DTP pri identifikatsii dalnosti vidimosti dorozhnykh ob'ektiv v temnu poru dobi. Monografiya]. Vinnitsa, VNTU Publ., 200 p.
7. Kashkanov, A. & Kuzhel, V. (2005). Mathematical model of rotation angle of rotary automobile headlight. [Matematichna model kuta povorotu avtomobilnoi povorotnoi fari]. *Automobile transport*. Vol. 16. Kharkiv, KhNADU Publ., pp. 207-209.
8. Kuzhel V. (2012). Research of features of the perception of road conditions by the driver at nighttime. [Doslidzhennya osoblivostey spriynyattya dorozhnoi obstanovki vodiem v temnu poru dobi]. *Bulletin of Zhytomyr State Technological University*. Series: Technical sciences. Issue 3 (62), Vol. 2, pp. 94-101.

**Кужель В.П., Кашканов А.А., Кашканов В.А., Кукурудзяк Ю.Ю.** Теоретические основы оптимизации функционирования автомобильных систем адаптивного освещения.

Рассмотрены основные причины возникновения ДТП в темное время суток и пути решения этой проблемы. Проанализированы передовые системы адаптивного освещения автомобилей. Представлена математическая модель, позволяющая оптимизировать диапазон значений углов поворота автомобильной фары.

**Ключевые слова:** автомобиль, безопасность движения, видимость, система освещения, адаптивная система, угол поворота фары.

**V. Kuzhel, A. Kashkanov, V. Kashkanov, Yu. Kukurudziak.** Theoretical bases of functioning optimization of car adaptive headlights systems.

The main causes of accidents in the dark, and the way to solve this problem are considered. Analyzed advanced adaptive lighting cars. The mathematical model, allowing to optimize the range of turn corners values of car headlight, is presented.

**Keywords:** car, traffic safety, visibility, illumination system, adaptive system, corner of turn headlight.

### АВТОРИ:

**КУЖЕЛЬ Володимир Петрович**, кандидат технічних наук, доцент кафедри «Автомобілі та транспортний менеджмент», Вінницький національний технічний університет, e-mail: [kuzhel-20014@rambler.ru](mailto:kuzhel-20014@rambler.ru)

**КАШКАНОВ Андрій Альбертович**, кандидат технічних наук, доцент кафедри «Автомобілі та транспортний менеджмент», Вінницький національний технічний університет, e-mail: [kashkanov\\_a@ukr.net](mailto:kashkanov_a@ukr.net)

**КАШКАНОВ Віталій Альбертович**, кандидат технічних наук, доцент кафедри «Автомобілі та транспортний менеджмент», Вінницький національний технічний університет, e-mail: [kash\\_2004@ukr.net](mailto:kash_2004@ukr.net)

**КУКУРУДЗЯК Юрій Юрійович**, кандидат технічних наук, доцент кафедри «Автомобілі та транспортний менеджмент», Вінницький національний технічний університет, e-mail: [uk34@ukr.net](mailto:uk34@ukr.net)

### AUTHORS:

**Volodymyr KUZHEL**, Ph.D. in Engineering, Assoc. Professor of Automobiles and transport management Department, Vinnitsa National Technical University, e-mail: [kuzhel-2004@rambler.ru](mailto:kuzhel-2004@rambler.ru)

*Andriy KASHKANOV*, Ph.D. in Engineering, Assoc. Professor of Automobiles and transport management Department, Vinnitsa National Technical University, e-mail: [kashkanov\\_a@ukr.net](mailto:kashkanov_a@ukr.net)

*Vitalii KASHKANOV*, Ph.D. in Engineering, Assoc. Professor of Automobiles and transport management Department, Vinnitsa National Technical University, e-mail: [kash\\_2004@ukr.net](mailto:kash_2004@ukr.net)

*Yurii KUKURUDZIAK*, Ph.D. in Engineering, Assoc. Professor of Automobiles and transport management Department, Vinnitsa National Technical University, e-mail: [uk34@ukr.net](mailto:uk34@ukr.net)

#### РЕЦЕНЗЕНТИ:

*АНИСИМОВ В.Ф.*, доктор технічних наук, професор, Вінницький національний аграрний університет, професор кафедри двигунів внутрішнього згорання та альтернативних паливних ресурсів, м. Вінниця, Україна.

*САХНО В. П.*, доктор технічних наук, професор, Національний транспортний університет, завідувач кафедри «Автомобілі», м. Київ, Україна.

#### REVIEWERS:

*Viktor ANISIMOV*, Doctor of Science in Engineering, Professor, Vinnitsa National Agriculture University, Professor of Internal Combustion Engines and Alternative Fuel Resources Department, Vinnitsa, Ukraine.

*Volodymyr SAKHNO*, Doctor of Science in Engineering, Professor, National Transport University, Head of Automobiles Department, Kyiv, Ukraine.

Стаття надійшла в редакцію 20.05.2015р.

Павлова І.О., Булік Ю.В.  
*Луцький національний технічний університет*

## ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ АВТОРЕМОНТНОГО ВИРОБНИЦТВА НА ОСНОВІ ЗАСТОСУВАННЯ МОДУЛЬНОГО ПРИНЦИПУ

В роботі проведено аналіз сучасного стану забезпечення запасними частинами автотранспортних та ремонтно-обслуговуючих підприємств. Виявлені причини недостатнього забезпечення запасними частинами автотранспортних засобів та способи їх усунення. З метою покращення ефективності авторемонтного виробництва пропонується використання модульного принципу проектування поверхонь деталей, який успішно застосовується в машинобудівній галузі. Модульний принцип - це побудова різних технічних систем з різноманітними характеристиками шляхом комбонування їх з типових модулів обмеженої номенклатури. Модульний принцип в машинобудуванні покликаний зв'язати в єдину систему проектування виробів, розробку технологічних процесів, створення засобів технологічного оснащення та організацію виробничих процесів. В роботі викладений системний підхід у використанні модульного принципу на стадії проектування, а також ремонту деталей. Таким чином, всі ці етапи повинні відповідати певним вимогам і мати певні властивості, повинні бути організовані на основі однієї єдиної технології - модульної технології. Початком використання модульної технології в машинобудуванні стало знаходження елементарних одиниць, а саме конструктивних елементів деталей, названих як модуль поверхні або модуль поверхонь. Дані модулі поверхонь являють собою окремі поверхні або сукупність поверхонь деталі, яка обробляється за один її установ і володіють певними властивостями. Обґрунтовано значення уніфікації та стандартизації при використанні модульного підходу. Розглянуті переваги модульної побудови деталей ремонтно-обслуговуючого виробництва. Застосування модульного принципу при ремонті і відновленні деталей супроводжується певними труднощами, які складно усунути через велику кількість конструкторських рішень і відсутність загальної класифікації. Практична реалізація модульного принципу здатна різко підвищити рентабельність і ефективність ремонтного виробництва.

**Ключові слова:** ремонтне виробництво, технологічна підготовка, модульний підхід, деталь, поверхня, модуль поверхні.

**Постановка проблеми.** В умовах ринкової економіки, в обстановці, коли відчувається гострий дефіцит постачання нових запасних частин та вузлів автомобілів та технологічного обладнання для їх ремонту, коли зруйнована система ресурсного забезпечення автотранспортних підприємств (АТП), підвищується значення інженерного сервісу і особливо ремонтного виробництва, оскільки ефективність роботи АТП та перевезень напряму пов'язані з технічним станом автомобілів.

Потреба в ремонті збільшується у зв'язку з позамежною зношеністю транспортних засобів: 75-80% автомобілів відпрацювали свій амортизаційний термін, близько 80% з них застаріли і непридатні до експлуатації. При цьому оновлення техніки скоротилося в десятки разів, відмови і несправності нових машин при їх поставці споживачам зросли з 16 до 50%. Рівень безвідмовності вітчизняних автомобілів знизився на 40%. Витрати на утримання та ремонт автотранспортних засобів (АТЗ) в порівнянні з 1992 р. збільшилися в 4,5 рази.

За цей час чисельність ремонтних робітників на автотранспортних підприємствах знизилася в два рази. Скоротилася підготовка токарів, зварювальників, слюсарів та інших кваліфікованих робітників. Зупинені і розукомплектовані потокові конвеєри і лінії, наявне обладнання морально застаріло і фізично зношене. Руйнується планово-попереджувальна система ремонту і технічного обслуговування. Поступове оновлення автомобільного парку на АТП в ринкових умовах обумовлює необхідність застосування нових інженерних підходів з метою скорочення витрат на ремонтне виробництво [1].

Модульний підхід не є новим в машинобудівній галузі. Він знайшов своє застосування в автомобільному, літаковому, крановому будівництві, агропромисловому комплексі. Проте на стадії технологічної підготовки нового виробництва і, тим паче, ремонтного виробництва, питанням модульного проектування на сьогоднішній день не приділяється належної уваги. Подолати відомі недоліки машинобудівної галузі, такі як: значне дублювання технологічної підготовки виробництва одних і тих же деталей, великий об'єм щорічного відновлення фізично неспрацьованих засобів технологічного оснащення, низький рівень використання можливостей технологічного обладнання, значна доля фізично та морально застарілого технологічного обладнання, можна, застосовуючи принципи модульного проектування на стадії підготовки нового, а також ремонтного виробництва.

**Мета дослідження.** Підвищення ефективності технологічної підготовки ремонтного виробництва (ТПРВ) на основі використання модулів поверхонь деталей автотранспортних транспортних засобів.



**Аналіз останніх досліджень.** В процесі експлуатації деталі АТЗ спрацьовуються. Ці спрацювання залежать від умов їх роботи, виду спряження, умов зберігання та інших чинників. За час циклу експлуатації до 25% від загальної кількості деталей підлягають утилізації. Інші деталі - ремонтпридатні, або можуть використовуватись взагалі без відновлення. В процесі ремонту утилізовані деталі замінюються запасними частинами. Запасні частини отримують двома шляхами: відновленням деталей, які були в експлуатації і частково втратили свої експлуатаційні властивості, або виготовленням нових деталей.

Зіставляючи різноманітні способи отримання ремонтного фонду АТЗ, слід відмітити, що, з позиції якості та механізації робіт, найбільш доцільною є система виготовлення запасних частин на автомобілебудівних підприємствах. Проте, автотранспортні та авторемонтні підприємства не мають можливості в повному обсязі забезпечити запасними ремонтними деталями. Це пояснюється наступними факторами:

- відсутня однозначність термінів автомобіле-будівельного і ремонтного виробництв;
- відсутня єдина елементна база технологічної підготовки ремонтного виробництва (РВ), яка підпорядкована модульному принципу;
- невідома номенклатура, кількість та дефектна стійкість модулів поверхонь деталей АТЗ, які передбачаються до виготовлення та експлуатації;
- відсутні площі для зберігання напівготових та готових деталей РВ (особливо це стосується габаритних деталей);
- низький рівень уніфікації модулів поверхонь деталей різних моделей ДТЗ.

Альтернативою забезпечення ремонтно-обслуговуючого виробництва запасними частинами є відновлення деталей. Так, собівартість відновлення більшості деталей не перевищує 75% вартості нових, а витрати матеріалів в 15...20 разів нижче ніж при виготовленні. Висока економічна ефективність підприємств, що спеціалізуються на відновленні автомобільних деталей, підвищує їх конкурентоздатність в умовах ринкового виробництва [2]. Питання забезпечення РВ деталями є однією з найважливіших та важко вирішуваних задач (ТПРВ). Тому, забезпечення РВ деталями потрібної якості, в потрібній кількості та в певний час може бути виконано тільки на основі системного підходу.

**Результати досліджень.** Аналіз сучасної технологічної підготовки ремонтного виробництва, згідно літературних джерел [1-5], необхідно проводити в аспекті теорії систем, яка, власне, сама складається з деякої кількості підсистем.

З початку виникнення ТПРВ основним елементом цієї системи рахувалась *деталь*. Але деталь виконує свої функції не усім виробом в цілому, а лише поверхнями. Тому, можна сказати, що елементарна конструкція будь-якого виробу ремонтного виробництва відображається сукупністю множин модулів поверхонь деталей.

Під терміном *модуль поверхні деталі* слід розуміти структурно закінчену частину теоретично-множинної моделі конструкції деталі на рівні системи зв'язків, які підпорядковані загальним вимогам: функціональності, зв'язності, алгоритмічності, однорідності та уніфікації. Таке визначення модуля поверхні відповідає формулюванню модульного принципу в техніці, яке трактується таким чином: *модульний принцип* - особливість побудови технічних систем, що полягає в підпорядкуванні їх розмірів проектного модулю (ям) і (або) в забезпеченні можливості комплектування різноманітних, складних, нестандартних технічних систем з великим розходженням характеристик з невеликою, економічно обґрунтованою кількістю типів і типорозмірів однакових первинних (типових або стандартних) загальних модуль-елементів [3].

Модульний принцип побудови технічних систем базується на широкому використанні уніфікації і стандартизації, що є основою якості і надійності АТЗ.

Надійність та довговічність виготовлених або відремонтованих АТЗ, в першу чергу, залежить від якості їх складових, тобто деталей. Якісні параметри деталей ДТЗ формуються рядом технологічних вимог. Використання таких вимог зменшує виробничі труднощі, скорочує цикл виробництва, підвищує продуктивність праці та зменшує собівартість виготовлення деталей ДТЗ. Ці вимоги диктуються як технологією виготовлення заготовок, так і технологією їх подальшої обробки при отриманні заготовок. Особливого значення набувають питання технологічності конструкції при обробці деталей ДТЗ різанням.

Конструювання деталей ДТЗ є процесом творчим, тому дати загальні для всіх випадків правила конструювання деталей автотранспортних засобів неможливо [4]. Загальну задачу конструювання деталей ДТЗ можна сформулювати наступним чином: конфігурація деталей повинна бути простою, що дозволить використання прогресивних високопродуктивних методів виготовлення і дасть можливість надійної орієнтації та закріплення деталі на устаткуванні. У випадках, коли надійну

природну базу поверхню передбачити неможливо, базування і закріплення забезпечують штучними базами, які після виготовлення деталі, зазвичай, знищують.

Передбачені конструктором вимоги щодо точності, шорсткості, міцності, взаємного розташування поверхонь повинні відповідати функціональному призначенню деталі. Завищені чи занижені вимоги до наведених параметрів, потребують додаткових технологічних операцій та продовження циклу виготовлення. В результаті собівартість виготовлення деталей для ремонтно-обслуговуючих виробництв підвищується.

Для того, щоб звести до мінімуму витрати ремонтного виробництва, підвищити якість відновлених деталей, а також продуктивність та ефективність їх виготовлення, в основу необхідно покласти системний підхід, який охоплює основні етапи ТПРВ: науково-дослідницьку, проектно-конструкторську, технологічну, організаційну підготовку виробництва. Кожен з етапів є рівноцінно важливою ланкою ланцюга у загальній системі виробництва і при правильній організації відіграє вирішальну роль у створенні виробу.

Вивчення ТПРВ як об'єкта теорії систем без розкладання його на елементарні підсистеми неможливе. Теоретично ТПРВ можна розкласти на незчисленну множину частин. Початком використання модульної технології в машинобудуванні є знаходження елементарних одиниць, а саме конструктивних елементів деталей, названих як модуль поверхні або модуль поверхонь. Такою одиницею виступає *деталь*, яка виготовлена заново, або відновлена.

Науці відомо багато випадків раціонального використання індуктивно-дедуктивного способу пізнання. Так, біологія, вивчаючи складні властивості живого організму, починає дослідження з простої клітини [6]. Тому, й вивчення ТПРВ як системи потрібно також починати з найменшого елемента – деталі.

Кожна деталь, будь-якого призначення, володіє достатньо великою сукупністю властивостей та особливостей. Для досягнення мети нашого дослідження з різноманіття властивостей доцільно виділити деяку мінімальну їх кількість, яка буде вирішальною для сукупності деталей.

Загальними, і в той же час головними властивостями деталей є те, що, з одного боку, деталь – це елементарна частина ТПРВ, а, з іншого боку – множина системи поверхонь зі всіма її властивостями [5]. Кожна деталь, як конструктивна одиниця, складається з деякої кількості елементів, які називаються *поверхнями*. Дослідженнями встановлено, що кількість поверхонь на деталях усіх галузей промисловості, не більше 26.

Усі поверхні можна поділити на три основні групи: робочі, додаткові та зв'язкові. Основою кожної групи є виріб, виготовлений з одного матеріалу без використання складальних операцій. Такий виріб називають *деталлю*. Слід відмітити, що функціональні обов'язки деталей кожної із трьох груп виконують не самі деталі, а їх частини, тобто *поверхні*. Дослідження показали, що будь-яку деталь можна представити множиною функціональних *модулів поверхонь*.

Модуль поверхні являє собою сполучення поверхонь, за допомогою яких деталь виконує відповідну функцію [5]. Як правило, ці модулі поверхонь характеризуються закінченістю характеристики, з якої формується *модуль* деталі. Сам модуль поверхні має декілька важливих переваг, до яких відносяться: однозначність у визначенні відповідно до його функціонального призначення, мінімальне число характеристик, які описують його і обмежена номенклатура. Приймавши деталь за набір модулів поверхонь можна здійснити уніфікацію її складових, а також застосувати уніфіковані модулі обладнання.

Проектування деталей методом компонування з модулів поверхонь передбачає і інше оформлення креслення - тепер на кресленні деталі повинні бути зазначені модулі поверхонь, з яких вона складається, код кожного модуля поверхні відповідно до їх класифікації, порядкові номери і їх граф. У специфікації деталі також необхідне введення додаткової інформації, що відображає розмірні зв'язки модулів поверхонь, що визначають їх положення, вимоги до точності розмірів і т.д. Таким чином, конструкторське креслення деталі може бути представлене в більш зрозумілому для технолога вигляді, що значно знизить час технологічного проектування.

На сьогоднішній день найбільший інтерес представляє автоматичне розпізнавання конструктивних елементів на 3D-моделі деталі, так як сучасні CAD / CAM-системи працюють саме з тривимірними моделями. Для цього необхідна не тільки зміна уявлення креслення деталі, але й зміна властивостей тривимірних моделей, їх вдосконалення. Наприклад, отвори тривимірної моделі деталі повинні володіти точністю як діаметрального розміру, так і відносного розташування осі, а крім того і рядом інших характеристик, для автоматичного створення технологічного процесу їх обробки. Такий підхід до організації машинобудівного, зокрема і ремонтного, виробництв добре піддається автоматизації. Таким чином, для кожного розпізнаного конструктивного елемента на тривимірній

деталі автоматизовані системи зможуть самостійно застосувати необхідний технологічний процес його обробки. Певні труднощі створює велика різноманітність самих технологічних процесів, що вимагає їх попередньої уніфікації, а також виявлення основних критеріїв, які будуть покладені в основу класифікації технологічних процесів.

**Висновки.** З врахуванням проведених досліджень можна констатувати наступне:

- на етапі ТПРВ проектування, конструювання та виготовлення деталей доцільно проводити на єдиній модульній елементній базі технологічного забезпечення, яка являє собою сукупність методів, способів, технологічних переходів та операцій з виготовлення та відновлення деталей ДТЗ, а також засобів технологічного оснащення [7];

- планування кількості деталей (для ремонтних робіт) передбачати з врахуванням вимог масового виробництва;

- отриманню деталей методом відновлення повинне передувати їх напрацювання на технологічність [7];

- необхідне створення класифікації технологічних процесів обробки модулів поверхонь. Крім класифікації технологічних процесів необхідно також і створення класифікації технологічного оснащення, що також пов'язане з численними труднощами. Головною проблемою є існування великої різноманітності самого технологічного оснащення, а також їх незалежний розвиток різними виробниками, що пропонують свої індивідуальні конструктивні рішення;

- модульний принцип побудови поверхонь деталей є одним з найбільш прийнятних напрямків розвитку машинобудівного виробництва.

1. Авербух С.Л. Ремонтное предприятие как объект системного анализа / С.Л. Авербух // Механизация и электрификация сельского хозяйства – 1981. – № 10. – С. 55 – 57.

2. Канарчук В.Є., Чигринець А.Д., Голяк О.Л., Шоцький П.М. Технологія та обладнання для відновлення автомобільних деталей. – К.: ІСДО, 1993. – 480 с.

3. Малышев Г.А. Теория авторемонтного производства / Г.А. Малышев– М.: Транспорт, 1977. – 224 с.

4. Базров Б.М. Модульная технология в машиностроении. – М.: Машиностроение, 2001. – 368 с.

5. Базров Б.М. Основы технологии машиностроения: учебник для вузов. 2-е изд. / Б.М. Базров. – М.: Машиностроение, 2007. – 736 с.

6. Зорин В.А. Основы работоспособности технических систем: Учебник для вузов /В.А. Зорин. М.: ООО «Магистр-Пресс», 2005. – 536 с.

7. Божидарник В.В., Гусев А.П., Павлова І.О. Аналіз особливостей модульної побудови деталей ремонтного виробництва.// Наукові нотатки. – Луцьк: ЛНТУ, 2010. – Вип. 28. – С.73-75.

8. Гусев А.П. Напрямки підвищення гнучкості й модульності технологічної підготовки ремонтного виробництва // Вісник СевНТУ: зб. наук. пр. Серія: Машиноприладобудування та транспорт.– Севастополь, 2011. – Вип. 122. – С.45-46.

## REFERENCES

1. Averbukh, S. (1981). Repair enterprises as the object of system analysis [Remontnoe predpriyatie kak obiekht sistemnogho analiza]. *Mechanization and electrification of agriculture [Mekhanyzacyja i elektryfikaciia selskogo khoziaistva]*. Vol. 10, pp. 55-57.

2. Kanarchuk, V., Chyhrynets, A., Holiak, O. & Shotskyi, P. (1993). *Technology and equipment for recovery of automotive parts [Tekhnolohiia ta obladnannia dlia vidnovlennia avtomobilnykh detalei]*. – Kyiv. Publ. ISDO. – 480 p.

3. Malyshev, G. (1977). *Theory of automotive production [Teoryja avtoremontnogho proyzvodstva]* Moscow, Publ. Transport. 224 p.

4. Bazrov, B. (2001). *Modular technology in mechanical engineering. [Modulnaia tekhnolohiia v mashynostroeni]*. Moscow, Publ. Mashynostroenyie. 368 p.

5. Bazrov, B. (2007). *Fundamentals of mechanical engineering: a textbook for high schools. 2nd ed. [Osnovy tekhnolohyy mashynostroenyja: uchebnyk dlja vuzov. 2-e izd.]*. Moscow, Publ. Mashynostroenyie. 736 p.

6. Zoryn, V. (2005). *Fundamentals of operability of technical systems: Textbook. [Osnovy rabotosposobnosti tekhnicheskyykh sistem: Uchebnyk dlja vuzov.]*. Moscow, Publ. ООО «Maghystr-Press». 536 p.

7. Bozhydarnik, V., Husev A. & Pavlova I. (2010). Analysis of features of modular construction of repair parts production. [Analiz osoblyvostei modulnoi pobudovy detalei remontnoho vyrobnytstva]. *Scientific Notes [Naukovyi notatky]*. Lutsk, Publ. LNTU. Vol. 28, pp.73-75.

8. Husev, A. (2011). Areas of increase the flexibility and modularity of technological preparation of repair production. [Napriamky pidvyshchennia hnuchkosti y modulnosti tekhnolohichnoi pidhotovky remontnoho vyrobnytstva]. *Bulletin of the Sevastopol NTU. Series: mechanical, instrument engineering and transportation. [Visnyk SevNTU. Seriya: Mashyno-pryladobuduvannia ta transport]*. Sevastopol. Vol. 122, pp.45-46.

**Павлова І.А., Булік Ю.В. Повышение эффективности авторемонтного производства на основе применения модульного принципа.**

В работе проведен анализ современного состояния обеспечения запасными частями автотранспортных и ремонтно-обслуживающих предприятий. Выявлены причины недостаточного обеспечения запасными частями автотранспортных средств и способы их устранения. С целью повышения эффективности авторемонтного производства предлагается использование модульного принципа проектирования поверхностей деталей, успешно применяющийся в машиностроительной отрасли. Модульный принцип - это построение различных технических систем с различными характеристиками путем компоновки их из типовых модулей ограниченной номенклатуры. Модульный принцип в машиностроении призван связать в единую систему проектирования изделий, разработку технологических процессов, создание средств технологического оснащения и организации производственных процессов. В работе изложен системный подход в использовании модульного принципа на стадии проектирования, а также ремонта деталей. Таким образом, все эти этапы должны соответствовать определенным требованиям и обладать определенными свойствами, должны быть организованы на основе одной единственной технологии - модульной технологии. Исходной точкой использования модульной технологии в машиностроении является нахождение элементарных единиц, а именно конструктивных элементов деталей, названных как модуль поверхности или модуль поверхностей. Данные модули поверхностей представляют собой отдельные поверхности или совокупность поверхностей детали, обрабатываемые за один ее установ и обладающие определенными свойствами. Обосновано значение унификации и стандартизации при использовании модульного подхода. Рассмотрены преимущества модульного построения деталей ремонтно-обслуживающего производства. Применение модульного принципа при ремонте и восстановлении деталей сопровождается определенными трудностями, которые сложно устранить из-за большого количества конструкторских решений и отсутствия общей классификации. Практическая реализация модульного принципа способна резко повысить рентабельность и эффективность ремонтного производства.

**Ключевые слова:** ремонтное производство, технологическая подготовка, деталь, поверхность, модуль поверхности.

**I. Pavlova, Y. Bulik. Improving the efficiency of automotive production through the application of the modular principle.**

Modern conditions of ensuring by reserve parts of repair-serving enterprises are analysed in work. Lack of ensuring by reserve parts of road transport means and ways of their elimination was appears. To improve the efficiency of automotive production provided the use of the modular design principle surfaces of the parts, is successfully used in machine-building industry. The modular principle - is to build a variety of technical systems with different characteristics by assembling them from a limited range of standard modules. Modularity in engineering designed to bind to a single system of product design, process design, and the creation of technological equipment and organization of production processes. From a position of the system approach are considers the superiority of modular reconstructions of details repair-serving manufactures. Thus, all these steps must meet certain requirements and have certain properties to be organized based on a single technology - modular technology. The starting point for the use of modular technology in mechanical engineering is to find elementary units, namely the structural elements of parts, called the module surface or module surfaces. These modules surfaces are separate surfaces or a combination of surface detail, which is processes in one of its set and possessing certain properties. It is proves the value of unification and standardization using a modular approach. From a position of the system approach are consider the superiority of modular reconstructions of details repair serving manufactures. Some rules of the construction details on the basis of modules surfaces are stated. Application module principle in the repair and rebuilding certain parts accompanied by difficulties that are hard to remove because of the large number of design decisions and the absence of general classification. It is shown that for the greatest effect in modern conditions typing means of repair-serving enterprises should be carried out systematically and on a modular level.

**Keywords:** repair-serving process, modular technology, detail, surface, module surface.

**АВТОРИ:**

**ПАВЛОВА Ірина Олексіївна**, кандидат технічних наук, доцент кафедри «Автомобілі і транспортні технології», Луцький НТУ, e-mail: Iruna\_Pavlova@ukr.net

**БУЛІК Юрій Володимирович**, кандидат технічних наук, доцент кафедри «Автомобілі і транспортні технології», Луцький НТУ, e-mail: by\_lutsk@ukr.net

**AUTHORS:**

**Irina PAVLOVA**, Ph.D. in Engineering, Assoc. Professor of Motor Cars and Transport Technologies Department, Lutsk National Technical University, e-mail: Iruna\_Pavlova@ukr.net

**Yuri BULIK**, Ph.D. in Engineering, Assoc. Professor of Motor Cars and Transport Technologies Department, Lutsk National Technical University, e-mail: by\_lutsk @ukr.net

**РЕЦЕНЗЕНТ:**

**ДИДУХ В.Ф.**, доктор технічних наук, професор, Львівський національний аграрний університет, зав.кафедри експлуатації та технічного сервісу машин ім. професора Семковича І.Д., м. Львів, Україна.

**REVIEWER:**

**V. DIDUKH**, Doctor of Science in Engineering, Professor, Lviv National Agrarian University, Head of Maintenance and Technical Service of Machines Department, Lviv, Ukraine.

Стаття надійшла в редакцію 07.05.2015р.

Павлюк В.І.  
*Луцький національний технічний університет*

## ПОПЕРЕЧНІ ПЕРЕМІЩЕННЯ ЕЛЕМЕНТІВ ЗАДНЬОЇ ПІДВІСКИ ЛЕГКОВОГО АВТОМОБІЛЯ МАЛОГО КЛАСУ ПІД ЧАС БОКОВОГО КРЕНУ

Отримано вирази для визначення коефіцієнтів переміщення елементів підвіски автомобіля у поперечній площині від його бокового крену. Використано метод похідних підвіски для кінематичної схеми зі зв'язаними важелями задньої підвіски легкового автомобіля малого класу.

**Ключові слова:** підвіска, легковий автомобіль малого класу, крен, поперечні переміщення, коефіцієнти.

**Постановка проблеми.** Безпека дорожнього руху залежить від сукупності чинників: дорожніх умов і обстановки, майстерності водія, технічного стану автомобіля, конструкційних особливостей транспортного засобу. З точки зору забезпечення безпеки руху зі сторони автомобіля, необхідними умовами є відповідність транспортного засобу технічним вимогам щодо його експлуатації та досконалість конструкції механізмів і систем. Елементи ходової частини автомобіля є досить вагомими за впливом на безпеку його руху. Зокрема конструкція і стан підвіски визначають важливі експлуатаційні властивості транспортного засобу – стійкість і керованість. Для покращення таких властивостей на сучасних автомобілях обов'язковим є застосування допоміжних електронних систем конструкційної безпеки.

Конструкційне виконання тих чи інших систем і механізмів, за складністю, має свої переваги і недоліки. Як правило, ускладнення конструкції веде до збільшення вартості виготовлення та додаткових витрат на обслуговування. Потреба в отриманні відносно недорогого і доступного споживачу автомобіля зумовлює використання простих конструкційних рішень. Підвіски автомобілів виконані за простими кінематичними схеми мають значні поперечні лінійні та кутові переміщення.

Під час математичного моделювання криволінійного руху виникає потреба врахування впливу елементів підвіски на можливість здійснення безпечного керованого руху.

**Аналіз досліджень і публікацій.** У легкових автомобілів малих класів набули поширення передні підвіски виконані за схемою із направляючими пружинними стійками, а задні зі зв'язаними поздовжніми важелями [1]. Підвіски таких автомобілів мають подібну конструкцію і можуть відрізнитися низкою особливостей у виконанні. Наприклад поперечина балки, що з'єднує поздовжні важелі задньої підвіски, може розташовуватися між ними на різній відстані, паралельно осям коліс та кріплення важелів до кузова (рис. 1). Таким чином займаючи, за характеристиками, проміжне місце між залежними і підвісками на поздовжніх важелях [1].

Кінематичні залежності визначають величину поперечних переміщень у підвісці. Крім того частина переміщень може бути викликана недостатньою жорсткістю несучих елементів підвіски [1], а інколи і кузова [2]. У свою чергу, зміна положення коліс у результаті таких переміщень впливатиме на керованість і стійкість автомобіля [2, 3, 4]. У дослідженнях [5, 6] вказаний вплив кутів розвалу на характеристики шин за боковим відведенням та значний вплив від'ємного розвалу коліс задньої осі на керованість легкового автомобіля [3, 4]. Проведеними дослідженнями [4] підтверджено відхилення від початкового положення коліс, за креном і сходженням, у процесі переміщень у підвісці при вертикальній зміні положення кузова.

Для дослідження впливу характеристик пружних елементів на керованість легкового автомобіля малого класу під час математичного моделювання криволінійного руху є потреба в отриманні залежностей, що характеризують переміщення елементів підвіски автомобіля у поперечній площині від його поперечного крену.

**Метою роботи** є визначення переміщень елементів підвіски автомобіля у поперечній площині під час його бокового крену для вибраної кінематичної схеми підвіски.

Для цього у дослідженнях розглядається схема характерна для задньої підвіски легкового автомобіля малого класу. Для отримання залежностей поперечних переміщень елементів підвіски автомобіля від крену використовується метод похідних підвіски [7].

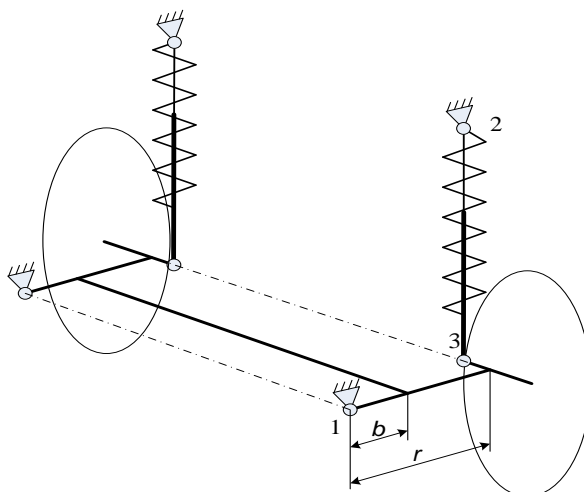


Рисунок 1 – Схема задньої підвіски виконаної на зв'язаних поздовжніх важелях

**Результати досліджень.** Для проведення досліджень було прийнято ряд припущень. Так кузов автомобіля вважається абсолютно жорстким, а переміщення у підвісці різних бортів однакові за величиною. Присутній постійний контакт колеса з опорною поверхнею, деформації шини не розглядаються. Амортизатори з пружинами (точки 2, 3) розміщені у вертикальній площині наближеній до осі задніх коліс, для врахування кутового переміщення (розвалу  $\lambda'$ ) колеса внаслідок пружної піддатливості важелів підвіски (рис. 2, 3). Задня балка (точки 1, 3) лежить у площині близькій до горизонтальної. Деформації задньої балки у горизонтальному напрямку не відбувається.

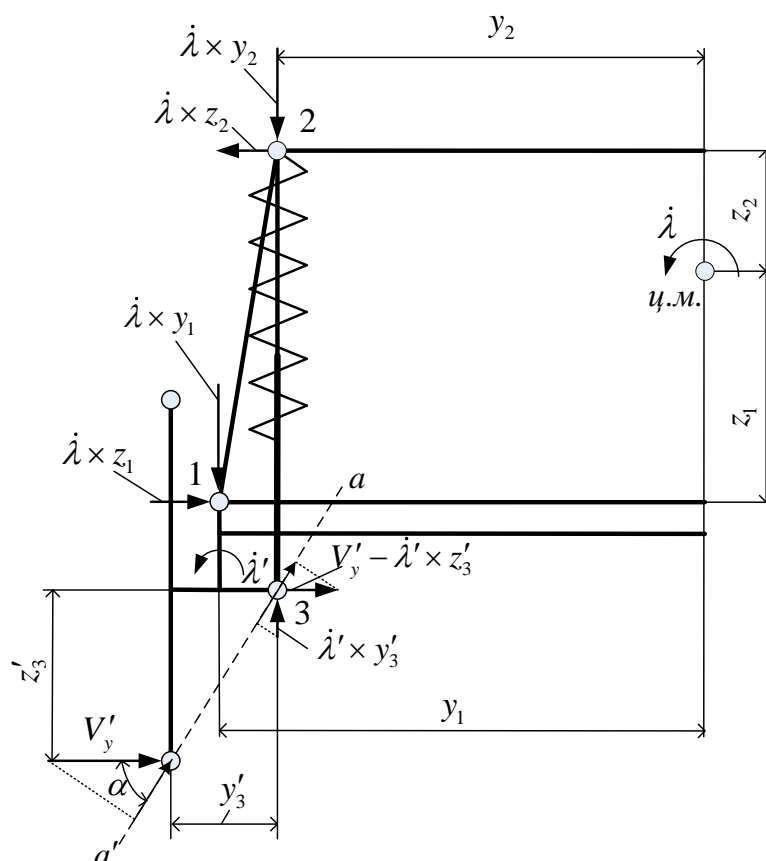


Рисунок 2 – Схема задньої підвіски на зв'язаних важелях лівого борту легкового автомобіля

У підвісках зі зв'язаними поздовжніми важелями відбувається зміна розвалу колеса від крену підресорених мас зумовлена пружною деформацією важелів балки задньої осі коліс. Величина цієї зміни визначатиметься розміщенням поперечини відносно осі коливання важелів і осі коліс рис 1. Так

для  $b=0$  зміна розвалу від крену аналогічна зміні в підвісці на поздовжніх важелях  $k=1,08$ , а за умови  $b=r$  відповідно  $k=0$ , як для залежної підвіски [1].

На основі досліджень [8] отримано графік для орієнтовного визначення коефіцієнта розвалу колеса від крену підресорених мас (рис. 3).

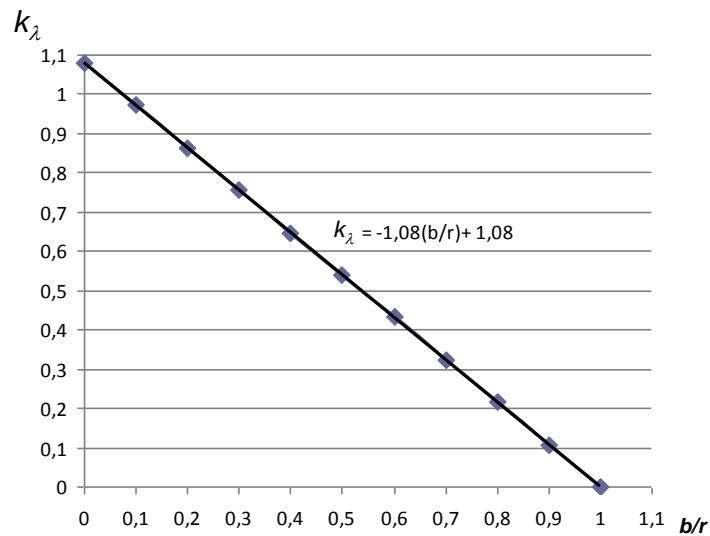


Рисунок 3 – До визначення коефіцієнта розвалу колеса від крену підресорених мас за відношенням  $b/r$

Коефіцієнт поперечного нахилу – розвалу колеса від крену:

$$k_{\lambda} = \frac{\partial \lambda'}{\partial \lambda} = \frac{\partial \lambda'}{\partial \lambda} \approx -1,08 \times (b/r) + 1,08, \text{ рад/рад.} \quad (1)$$

Коефіцієнт переміщення колеса у точці контакту з опорною поверхнею у поперечній площині від крену, визначається з рівності проєкцій миттєвих швидкостей точок жорсткого важеля на лінію  $a'-a$ , яка їх сполучає (рис. 2):

$$V'_y \times \cos \alpha = \dot{\lambda}' \times y'_3 \times \sin \alpha + (V'_y - \dot{\lambda}' \times z'_3) \times \cos \alpha. \quad (2)$$

Для руху балки задньої осі у горизонтальному напрямку, враховуючи прийняті припущення:

$$V'_y - \dot{\lambda}' \times z'_3 = \dot{\lambda} \times z_1. \quad (3)$$

Після підстановки виразу (2) в (1), та відповідних перетворень, отримано взаємозв'язок між швидкостями лінійного переміщення колеса в точці контакту його з опорною поверхнею від крену:

$$V'_y \times \cos \alpha = \dot{\lambda}' \times y'_3 \times \sin \alpha + \dot{\lambda} \times z_1 \times \cos \alpha;$$

$$V'_y \times \cos \alpha = k_{\lambda} \times \dot{\lambda}' \times y'_3 \times \sin \alpha + \dot{\lambda} \times z_1 \times \cos \alpha;$$

$$V'_y = \dot{\lambda} (k_{\lambda} \times y'_3 \times \tan \alpha + z_1) = \dot{\lambda} (k_{\lambda} \times z'_3 + z_1). \quad (4)$$

Тобто швидкість колеса  $V'_y$  є сумою поперечної швидкості балки (полюса т.3) та швидкості повороту колеса відносно полюса т.3.

Отже коефіцієнт поперечного переміщення колеса в точці контакту з опорною поверхнею від крену:

$$n_y = \frac{\partial y'}{\partial \lambda} = \frac{\partial V_y'}{\partial \lambda} = k_\lambda \times z'_3 + z_1, \text{ мм/рад.} \quad (5)$$

Коефіцієнт зміни довжини амортизатора з пружиною від крену:

$$n_z = \frac{\partial l}{\partial \lambda} = \frac{\partial l}{\partial t} \times \frac{1}{\dot{\lambda}} = y_2 + k_\lambda \times y'_3, \text{ мм/рад,} \quad (6)$$

де

$$\frac{\partial l}{\partial t} = \dot{\lambda} \times y_2 + \dot{\lambda}' \times y'_3 = \dot{\lambda} (y_2 + k_\lambda \times y'_3), \text{ мм/с.}$$

Аналогічно, використовуючи метод похідних підвіски, можна отримати відповідні коефіцієнти для передньої підвіски.

Використовуючи визначені коефіцієнти у рівнянні динаміки крену автомобіля можливо дослідити вплив характеристик пружних елементів та амортизаторів на параметри крену, а так і на керованість та стійкість автомобіля у криволінійному русі. Крім того врахувати зміну характеристик відведення автомобільного колеса від зміни розвалу.

**Висновки.** Використовуючи метод похідних підвіски, отримано залежності для визначення коефіцієнтів переміщення елементів підвіски автомобіля у поперечній площині від його поперечного крену для кінематичної схеми зі зв'язаними важелями задньої підвіски легкового автомобіля малого класу.

Запропоновані рішення, з прийнятими припущеннями, можуть бути використані для попередніх кінематичних та динамічних розрахунків процесу крену автомобіля у криволінійному русі, оскільки прийняті спрощення щодо жорсткості кузова, шин та інших елементів підвіски, для більш точних розрахунків, потребують обґрунтування.

1. Раймпель Й. Шасси автомобиля: Конструкция подвесок / Й. Раймпель. Пер. с нем. В.П. Агапова. – М.: Машиностроение, 1989. – 328 с.
2. Торяник С. А. Экспериментальное подтверждение влияния неустойчивости геометрических параметров кузова на управляемость легкового автомобиля / С. А. Торяник, Д. М. Клец, В. Н. Павленко, А. И. Коробка, А. Ю. Ставицкий // Праці Таврійського державного агротехнологічного університету. - 2012. - Вип. 12, т. 3. - С. 84-90.
3. Яценко Н.Н. Отрицательный развал задних колес и управляемость легкового автомобиля / Н.Н. Яценко, Э.Н. Никульников и др. // Автомобильная промышленность. Научно-технический журнал. – 2008. – №10. – М.: Машиностроение. – С. 22-23.
4. Козлов Ю.Н. Влияние углов установки задних колес на управляемость легкового автомобиля: Автореф. дисс. канд. техн. наук: 05.05.03 / НИЦИАМТ ФГУП «НАМИ». – Москва, 2012. – 16 с.
5. Раймпель Й. Шасси автомобиля: Амортизаторы, шины и колеса / Й. Раймпель. Пер. с нем. В.П. Агапова. Под ред. О.Д. Златовратского. – М.: Машиностроение, 1986. – 320 с.
6. Литвинов А.С. Управляемость и устойчивость автомобиля / А.С.Литвинов. М.: Машиностроение, 1971. – 416 с.
7. Элис Д.Р. Управляемость автомобиля / Д.Р. Элис. Пер с англ. Г.К. Мирзоева. – М.: Машиностроение, 1975. – 216 с.: ил.
8. Карпенко В.Р., Визначення коефіцієнтів поперечного нахилу коліс від крену автомобіля / В.Р. Карпенко, В.І. Павлюк // Наукові нотатки, вип. 20. ч.2 – Луцьк. – 2007. – С.66-68.

## REFERENCES

1. Raympel, Y. (1989). *Car Chassis: Suspension Design [Shassi avtomobilya: Konstruktsiya podvesok]*. Moscow, Publ. Mashinostroenie. 328 p.
2. Toryanik, S., Klets, D., Pavlenko, V., Korobka, A. & Stavitskiy, A. (2012). Experimental demonstration of the influence of a car body geometrics instability on a car steerability [Eksperimentalnoe podtverzhdenie vliyaniya nestabilnosti geometricheskikh parametrov kuzova na upravlyaemost legkovogo avtomobilya.]. *Works of Tavria State Agrotechnological University [Pratsi Tavriyskogo derzhavnogo agrotekhnologichnogo universitetu]*. Vol. 12(3), pp. 84-90.
3. Yatsenko N.N., Nikulnikov i dr. (2008). Negative camber of the rear wheels and steerability of the car [Otritsatelnyy razval zadnikh koles i upravlyaemost legkovogo avtomobilya]. *Automotive industry [Avtomobilnaya promyshlennost]*. Moscow, Publ. Mashinostroenie. Vol. 10. pp. 22-23.
4. Kozlov, Yu. (2012). *Influence of the angular of rear axle on steerability of the car*. Synopsis of PhD. Diss. [Vliyaniye uglov ustanovki zadnikh koles na upravlyaemost legkovogo avtomobilya. Avtoref. PhD. Diss.]. Moscow. 16 p.
5. Raympel, Y. (1986). *The chassis of a vehicle: Shock absorbers, tires and wheels [Shassi avtomobilya: Amortizatory, shiny i kolesa]*. Moscow, Publ. Mashinostroenie, 320 p.
6. Litvinov, A. (1971). *Vehicle handling and stability [Upravlyaemost i ustoychivost avtomobilya]*. Moscow, Publ. Mashinostroenie, 416 p.
7. Elis, D. (1975). *Vehicle handling [Upravlyaemost avtomobilya]*. Moscow, Publ. Mashinostroenie, 216 p.
8. Karpenko, V. & Pavliuk, V. (2007). Determining coefficients of transverse wheels slope from the car roll [Vyznachennja koefitsijentiv poperechnogo nakhylu kolis vid krenu avtomobilja]. *Scientific Notes [Naukovi notatky]*. Lutsk, Publ. Lutsk NTU. Vol. 20, issue 2, pp. 66-68.



**Павлюк В.І. Поперечные перемещения элементов задней подвески легковых автомобилей малого класса при боковом крене**

Получены выражения для определения коэффициентов перемещения элементов подвески автомобиля в поперечной плоскости при боковом крене. Использован метод производных подвески для кинематической схемы со связанными рычагами задней подвески легкового автомобиля малого класса.

**Ключевые слова:** подвеска, легковой автомобиль малого класса, крен, поперечные перемещения, коэффициенты.

**V. Pavliuk. Transverse movement of the rear suspension elements of the small class passenger car during lateral roll.**

The safety of the car depends on many factors. The ability (skill) of the driver, the technical condition of the vehicle, the design of the car affect the safety. Design features of the suspension have a significant impact on the handling and stability of vehicle. Passenger cars of small class have simple suspension design. The design of suspensions of small cars was made under a simple kinematic scheme. Such kinematic scheme provides significant linear and angular movement. Characteristics of movement suspension elements depend on the design features and geometric dimensions of the kinematic links of the suspension. The rear suspension consists of longitudinal levers interconnected by a transverse beam. The magnitude of the rear axle is determined by the placement of the beam relative to the axis of the wheels and the attachment points of the arms to the bodywork. The study of the kinematics of movement in the rear suspension of a passenger vehicle small class was conducted. The method of derivatives of the suspension was used in the studies. The conditions for exercising cross-roll of the car were accepted. The symmetry of the suspension both sides of the vehicle was accepted. The dependencies between the angular movements of the bodywork and movements of the rear suspension elements were given. The coefficients of the movements in the suspension depending on the angle of the transverse body roll of the car were defined. Some characteristics of values of the transverse movements during roll of the car from the separate geometric parameters of the kinematic links of the rear suspension were obtained. The dependencies of linear movements in the suspension of the vehicle on the magnitude of the roll angle of the car were defined. This allows to investigate the effect of elastic elements and characteristics of the shock absorbers on a car operating properties and the safety of curvilinear motion of the vehicle. The research results can be used in the mathematical modeling of curvilinear motion of the car.

**Keywords:** suspension, passenger vehicle small class, side roll of the car, transverse movement, coefficients.

**АВТОР:**

*ПАВЛЮК Василь Іванович*, кандидат технічних наук, доцент кафедри «Автомобілі і транспортні технології», Луцький НТУ, e-mail: [wasilijpi@mail.ru](mailto:wasilijpi@mail.ru).

**АВТОР:**

*ПАВЛЮК Василь Іванович*, к.т.н., доцент кафедри автомобілей и транспортных технологий, Луцкий НТУ, e-mail: [wasilijpi@mail.ru](mailto:wasilijpi@mail.ru).

**AUTHOR:**

*Vasyl PAVLIUK*, PhD. in Engineering, Assoc. Professor of Motor Cars and Transport Technologies Department, Lutsk National Technical University, e-mail: [wasilijpi@mail.ru](mailto:wasilijpi@mail.ru).

**РЕЦЕНЗЕНТ:**

*МАКСИМОВИЧ О.В.*, доктор технічних наук, професор, Луцький національний технічний університет, завідувач кафедри технічної механіки, Луцьк, Україна.

**РЕЦЕНЗЕНТ:**

*МАКСИМОВИЧ О.В.*, доктор технических наук, профессор, Луцкий национальный технический университет, заведующий кафедрой технической механики, Луцк, Украина.

**REVIEWER:**

*О. МАКСИМОВУЧ*, Doctor of Science in Engineering, Professor, Head of Technical Mechanics Department, Lutsk National Technical University, Lutsk, Ukraine.

Стаття надійшла в редакцію 03.05.2015р.

Переходько<sup>1</sup> Ю.А., Герасимчук<sup>2</sup> О.П., Остапчук<sup>1</sup> О.В., Ткачук<sup>2</sup> О.Л.

<sup>1</sup>ПрАТ «Едельвіка»

<sup>2</sup>Луцький національний технічний університет

## ДОСЛІДЖЕННЯ ВАКУУМНО-ВІДСМОКТУЮЧОГО ПРИСТРОЮ СУШИЛЬНО-ШИРИЛЬНОЇ ЛІНІЇ

Виконано аналіз конструкції вакуумно-відсмоктуючого пристрою та обґрунтовано напрямки його удосконалення. Експериментально у виробничих умовах підтверджена доцільність його застосування для видалення вологи з тканин великої лінійної щільності.

**Ключові слова:** волога, текстильний матеріал, вакуумно-відсмоктуючий пристрій, водокільцевий вакуумний насос, сушильно-ширильна лінія.

**Постановка проблеми.** Фарбувально-оздоблювальне виробництво включає операції, після яких необхідно видаляти зайву вологу. Текстильний матеріал, в залежності від природи волокна і структури, здатний утримувати до 350% вологи. Вибір способу видалення вологи з текстильного матеріалу значно впливає на енергоефективність фарбувально-оздоблювального виробництва.

Для правильної побудови процесів видалення вологи з текстильних матеріалів необхідно враховувати фактор зв'язку вологи з волокном. Волокнистий матеріал являє собою капілярно-пористе тіло, мікроструктура якого складається з аморфних і кристалічних ділянок. Між вологою і матеріалом за П. А. Ребіндером утворюються хімічний, фізико-хімічний і фізико-механічний зв'язок [1]. Енергія зв'язку хімічно зв'язаної вологи становить  $1-100 \times 10^5$  Дж/моль, тому під час сушіння вона практично не видаляється і на процес сушіння текстильних матеріалів не впливає. Видалення фізико-хімічно зв'язаної (гігроскопічної) вологи можливе лише шляхом сильного пересушування волокнистого матеріалу, яке небажане, тому що волокно стає жорстким, крихким і частково втрачає властивості змочування.

Фізико-механічно зв'язана волога поділяється на мікро-, макрокапілярну і вологу змочування [2]. Мікрокапілярна волога утворюється шляхом сорбції (поглинання) з навколишнього середовища, внаслідок чого маса тканини збільшується під час її зберігання у вологому середовищі. Залежно від природи волокна її вміст може доходити до 40% і видаляти її потрібно сушінням. Макрокапілярна волога утворюється лише за безпосереднього контакту матеріалу з водою, знаходиться в капілярах між волокнами нитки і може бути видалена механічним способом. Волога змочування пов'язана з поверхневим натягом води, що є причиною її «прилипання» до поверхні матеріалу. Цю вологу можна повністю видалити механічним шляхом.

Текстильні матеріали сушать після промивання, просочення барвниками, фарбниками, апретами, після друкування і інших видів обробок. Сушильне обладнання займає до 30% виробничих площ оздоблювального виробництва, споживає до 40% всього тепла і до 30% електроенергії [3]. Так як сушіння є більш енергозатратним процесом ніж механічне видалення вологи, то підбір обладнання для механічного видалення вологи, що передуює сушінню, в значній мірі визначає енергоефективність процесів видалення вологи з текстильних матеріалів.

Для механічного видалення вологи в фарбувально-оздоблювальному виробництві використовують обладнання безперервної і періодичної дії [3]: віджиманням тканин між валами валкових віджимних пристроїв, центрифугуванням, за допомогою вакуумного відсмоктування і стиснутим повітрям.

Енергійним продуванням повітря через мокрий текстильний матеріал можна отримати задовільну ступінь віджимання за залишкової вологості 90..110%. [3]. За цього способу зневоднення потрібно забезпечити значний перепад тиску повітря по обидві сторони полотна тканини шляхом створення вакууму або надлишкового тиску повітря з однієї сторони полотна. Вакуум-насосні (вакуум-відсмоктуючі) пристрої широко застосовуються для зневоднення тканин з структурою, що легко пошкоджується, а також для видалення вологи з текстильних матеріалів (бобін, навоїв з пряжею, чесаною стрічкою тощо). Порівняно з іншими механічними способами вакуум-відсмоктуючі пристрої забезпечують більш високу рівномірність вологості тканини ( $\pm 1,5\%$ )

В технологічних процесах легкої промисловості застосовуються різноманітні типи вакуумних насосів з об'ємним і динамічним характером впливу на відкачуваний газ [4]. Зокрема, у вакуумно-

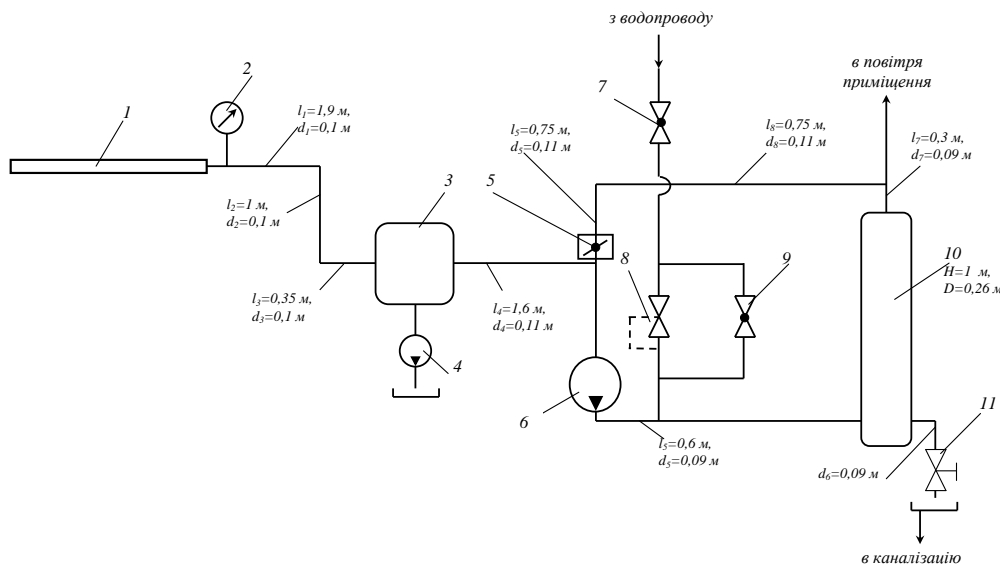
відсмоктуючих пристроях обладнання легкої промисловості широкого поширення набули водокільцеві вакуумні насоси, що пояснюється їх високими якісними показниками, зокрема продуктивністю та надійністю. Вони не мають всмоктуючого і випускного клапанів, в них відсутній розподільчий механізм та металеві поверхні, що труться. Недоліком водокільцевих насосів є їх низький ККД (0,48..0,52) внаслідок значних гідравлічних втрат (75..80%), нестійкий режим роботи і високі експлуатаційні витрати на одиницю питомої продуктивності.

**Метою роботи** є обґрунтування напрямів підвищення енергоефективності процесу сушіння тканини за рахунок застосування вакуумно-відсмоктуючого пристрою на базі насосу NASH.

**Результати досліджень.** На ПрАТ «Едельвіка» для зневоднення тканин на сушильно-ширильній лінії крім валкових віджимних пристроїв встановлений вакуумно-відсмоктуючий пристрій водокільцевого типу (рис. 1). Перекачування води у вакуумно-відсмоктуючому пристрої забезпечується насосом NASH SC 3/7 номінальною потужністю  $N=18,5$  кВт (22 кВт), напором  $H=50$  м (60 м).



а



б

Рис. 1. Вакуумно-відсмоктуючий пристрій:

а – фото; б – принципова схема;

1 – щілинне сопло; 2 – вакуумметр; 3 – ресивер; 4 – насос відведення води з ресивера; 5 – заслінка регулювання величини розрідження; 6 – водокільцевий насос NASH SC 3/7; 7 – вентиль подачі води з водопроводу; 8 – клапан регулювання подачі води з водопроводу; 9 – вентиль; 10 – вологовідділювач; 11 – зливний вентиль (пропонується для встановлення).

Тканина притискається до щілинного сопла 1, в якому створюється розрідження. Величина розрідження контролюється вакууметром 2. Під дією перепаду тисків з тканини відсмоктується волога, яка разом з повітрям рухається по трубопроводах до ресивера 3 і накопичується у його нижній частині. Для періодичного відведення вологи з ресивера застосовується насос 4. Розрідження у ресивері створюється водокільцевим насосом 6.

Водокільцевий насос NASH [5] (рис. 2) містить робоче колесо (ротор) 1 з радіальними лопатями. Ротор ексцентрично розміщений в циліндричному корпусі 5. Корпус насоса повинен бути попередньо заповнений водою. Під час обертання ротора у напрямку, показаному на рис. 2 вода відкидається до периферії, утворюючи водяне кільце 4. Об'єм 2, що знаходиться між лопатями ротора, спочатку збільшується і відбувається всмоктування повітря з трубопроводу 3, а потім зменшується і повітря нагнітається в трубопровід 6.

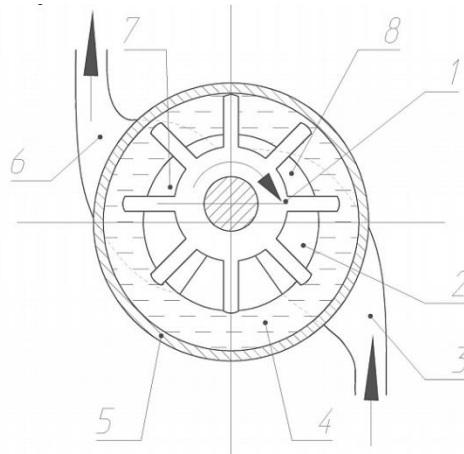


Рис. 2. Водокільцевий насос NASH:

1 – ротор; 2 – порожнина з повітрям; 3 – всмоктуючий трубопровід; 4 – водяне кільце; 5 – циліндричний корпус; 6 – нагнітальний трубопровід; 7 – порожнина, що зменшується (нагнітальна); 8 – порожнина, що збільшується (всмоктувальна).

Для регулювання величини розрідження використовується заслінка 5 (див. рис. 1). Величину розрідження слід підбирати в залежності від виду тканини таким чином, щоб, з однієї сторони, унеможливити пошкодження тканини, а з іншої – забезпечити максимальну ступінь видалення макрокапілярної вологи.

Максимальна величина розрідження, яке можна отримати за допомогою водокільцевого насоса, обмежується тиском насиченої пари води, що є робочою рідиною насоса. Вода добре випаровується і заважає отриманню максимального вакууму. Під час роботи насоса вода нагрівається, а отже тиск її пари збільшується і коефіцієнт корисної дії насоса знижується.

Для зниження температури робочої рідини насоса, а також для її поповнення необхідно постійно подавати воду з водопроводу через вентиль 7 і клапан регулювання подачі води 8, або вентиль 9. Клапан регулювання подачі води 8 дає змогу в автоматичному режимі підтримувати необхідний тиск води в насосі.

Відділення повітря від води відбувається у вологовіддільнику 10 (рис. 1). Повітря надходить у приміщення, а вода – в каналізацію.

Якість роботи вакуумно-відсмоктуючого пристрою визначається його здатністю відсмоктувати макрокапілярну вологу з тканини, а енергоефективність – витратами енергії і води для реалізації цього процесу.

Проаналізуємо вплив конструкції вакуумно-відсмоктуючого пристрою на його якісні та енергетичні показники:

1. Зона всмоктування – щілинне сопло 1 (див. рис. 1). Порівняння конструкція сопла наявної вакуумно-відсмоктуючої установки з аналогічними установками [2] свідчить, що вона призначена для видалення макрокапілярної вологи з середніх і важких тканин. Використання її для легких тканин може призвести до їхнього пошкодження. Ефективність зневоднення прямо пропорційна перепаду тиску по обидві сторони полотна тканини. Зі збільшенням лінійної щільності тканини, її опір зростає, а отже збільшується перепад тисків по обидві сторони полотна. Для підвищення ефективності

зневоднення тканин з меншою лінійною щільністю над щілинними соплами можна встановити закриваючу конструкцію (гумовий фартух або коробчасту металеву конструкцію). Проте, такі конструкційні вдосконалення є досить складними в реалізації, так як, з однієї сторони, необхідно забезпечити мінімальний зазор між тканиною і закриваючою конструкцією, а з іншої – високу жорсткість конструкції. Через значну ширину зони відсмоктування для збільшення жорсткості необхідно встановлювати додаткові підтримуючі опори. Як зазначено вище, тип щілинного сопла наявного пристрою не призначений для видалення вологи з легких тканин і збільшення перепаду тисків в зоні відсмоктування може призвести до пошкодження тканини. Тому встановлення закриваючої конструкції є недоцільним.

2. Зона транспортування, що включає пристрої встановлені між щілинним соплом і насосом (трубопроводи, ресивер). Енергоефективність транспортування відсмоктуаної вологи та повітря в цій зоні визначається втратами тиску на окремих ділянках трубопроводу. Ці втрати прямо пропорційні втратам напору, що їх долає потік під час руху.

Сумарні втрати напору потоку між щілинним соплом і насосом визначаються:

$$\sum h_{BT} = \sum_{i=1}^n \lambda_i \frac{l_i}{d_i} \frac{v_i^2}{2g} + \sum_{j=1}^m \zeta_j \frac{v_j^2}{2g}, \quad (1)$$

де  $\lambda_i$  – гідравлічний коефіцієнт тертя (коефіцієнт Дарсі) на  $i$ -тій ділянці трубопроводу;  $l_i$  – довжина  $i$ -тої ділянки трубопроводу;  $d_i$  – діаметр  $i$ -тої ділянки трубопроводу;  $v_i$  – середня швидкість потоку на  $i$ -тій ділянці трубопроводу;  $\zeta_j$  – коефіцієнт  $j$ -того місцевого опору;  $v_j$  – середня швидкість рідини в перерізі перед  $j$ -тим місцевим опором або за ним (в залежності від коефіцієнта місцевого опору, що використовується у формулі (1));  $n$  – кількість прямолінійних ділянок трубопроводу ( $n=5$ );  $m$  – кількість місцевих опорів ( $m=7$ ).

З формули (1) можна зробити висновок, що сумарні втрати напору потоку між щілинним соплом і насосом можна зменшити за рахунок зменшення кількості прямолінійних ділянок трубопроводу, їхньої довжини, збільшення діаметру трубопроводу, а також зменшення кількості місцевих опорів. За наявного взаємного розміщення щілинного сопла і насоса довжина прямолінійних ділянок трубопроводу і кількість місцевих опорів є мінімально необхідною, а діаметр труб ( $d=0,1..0,11$  м) достатнім, а отже конструкція зони транспортування вакуумно-відсмоктуючого пристрою є раціональна.

3. Водокільцевий насос з системами забезпечення його функціонування (насос NASH SC 3/7, вентилі, трубопроводи, клапан регулювання подачі води, вологовідділювач). Доцільність застосування водокільцевого насоса обґрунтована в [2-4]. Покращення енергоефективності його функціонування можливе за рахунок раціонального використання води. Для цього **пропонується встановити додатковий вентиль II на зливний трубопровід, регулюванням якого забезпечити витрату води, необхідну для підтримання її раціональних температурних показників, а отже і необхідної величини вакууму.** Слід зазначити, що в аналогічних конструкціях вакуумно-відсмоктуючих пристроїв, наведених в літературі, вентилі на зливному трубопроводі передбачені.

4. Заслінка регулювання величини розрідження 5 (див. рис. 1). Зменшення величини вакууму у зоні відсмоктування за допомогою цієї заслінки не є енергоефективним, так як не дає змогу зменшити затрати енергоресурсів (електричної енергії та води). В разі встановлення додаткового вентиля II на зливний трубопровід регулювання величини розрідження у зоні відсмоктування можна буде здійснювати за його допомогою, змінюючи витрату води, а отже її температуру та коефіцієнт корисної дії насоса. Перевага такого регулювання очевидна – в разі зменшення вакууму в зоні відсмоктування буде зменшуватись витрата води. Наявні і недоліки – збільшення інерційності під час регулювання вакууму за допомогою зливного вентиля. Проте, в процесі експлуатації, можна підібрати положення вентиля, що відповідають певному вакууму в зоні відсмоктування.

Для обґрунтування доцільності застосування вакуумно-відсмоктуючого пристрою на сушильно-ширильній лінії та підтвердження результатів теоретичного аналізу проведені експериментальні дослідження, метою яких є отримання досвідних даних, необхідних для попереднього техніко-економічного розрахунку. Дослідження виконувались у виробничих умовах

Досліди проводили за різних умов:

1. Вакуумно-відсмоктуючий пристрій увімкнений. Вимірювали вологість початкового зразка

тканини, вологість тканини після відсмоктування, вологість тканини після механічного віджимання, витрату газу для сушіння тканини, швидкість руху тканини, ширину полотна тканини, струм, що споживає вакуумно-відсмоктуючий пристрій по кожній фазі, витрату води, для роботи насоса.

2. Вакуумно-відсмоктуючий пристрій вимкнений. Вимірювали вологість початкового зразка тканини, вологість тканини після механічного віджимання, витрату газу на сушіння тканини, швидкість руху тканини, ширину полотна тканини,

За результатами дослідів виконано:

1. Розрахунок затрат на роботу вакуумно-відсмоктуючого пристрою. Початковими даними для розрахунку є сила струму по кожній фазі  $I_A = 31,6 \text{ А}$ ,  $I_B = 33,8 \text{ А}$ ,  $I_C = 34,8 \text{ А}$  та витрата води для роботи водокільцевого насоса  $Q = 20 \text{ л/хв}$ . Затрати на роботу вакуумно-відсмоктуючого пристрою вкладаються з затрат на електроенергію та затрат на воду. Загальні затрати на роботу вакуумно-відсмоктуючого пристрою протягом 60 хв. за діючих тарифів становлять 39,71 грн., з них затрати на електроенергію 29,48 грн. (74%), затрати на воду 10,23 грн. (26%).

2. Аналіз динаміки споживання газу для сушіння тканини. Для виконання даного аналізу виконувались заміри витрати газу по лічильнику через кожні 5 хв. роботи за увімкненого та вимкненого вакуумно-відсмоктуючого пристрою. Результати вимірювань наведені на рис. 3.

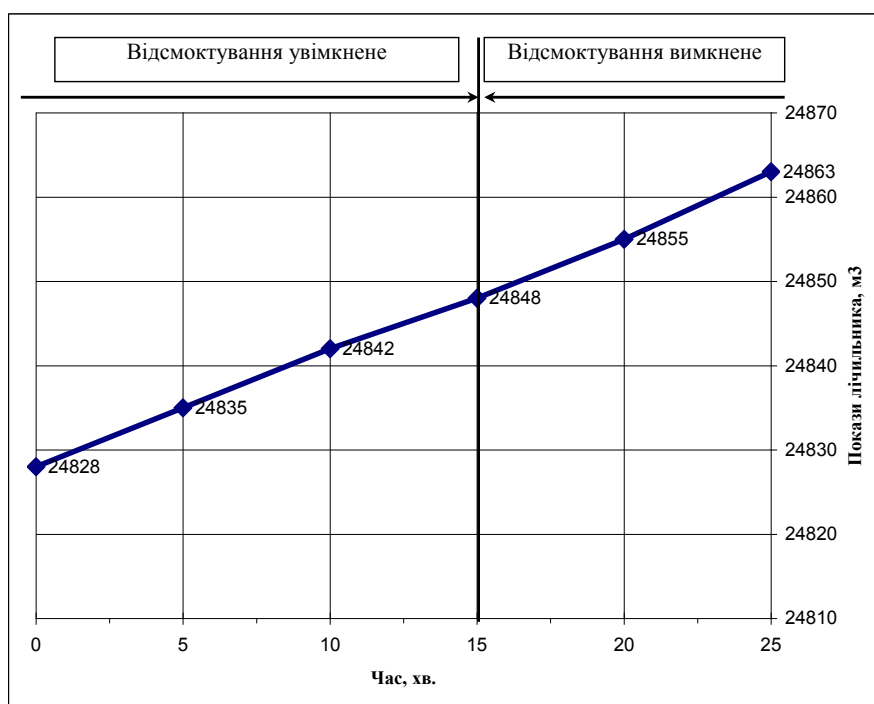


Рис. 3. Динаміка споживання газу для сушіння тканини.

Середня витрата газу за увімкненого відсмоктування становить  $1,33 \text{ м}^3/\text{хв}$ ., за вимкненого відсмоктування  $1,5 \text{ м}^3/\text{хв}$ . Отже наявна незначна економія газу. Проте, значення економія газу порядку  $0,17 \text{ м}^3/\text{хв}$ . (11%) лежать в межах статистичною похибки. Крім того, слід враховувати інерційність під час роботи ширильно-сушильної лінії, в результаті чого після увімкнення вакуумно-відсмоктуючого пристрою у сушильну камеру ще деякий час поступає тканина, відсмоктування вологи з якої не здійснювалось, і навпаки. Тому робити висновки про економію газу за результатами цих замірів некоректно. Необхідні додаткові повторювальні досліді протягом більшого періоду часу з врахуванням інерційності сушильно-ширильної лінії.

Для визначення орієнтовної економії газу використовували теплотехнічні розрахунки.

3. Теоретичний розрахунок витрат газу для випаровування надлишкової вологи. Початковими даними для розрахунку є поверхнева щільність тканини арт. ТПК-33 "Ретро" (67/33 % ПЕ/бавовна)  $\rho = 220 \text{ г/м}^2$  ( $0,22 \text{ кг/м}^2$ ), ширина полотна  $B = 150 \text{ см}$  ( $1,5 \text{ м}$ ), швидкість переміщення тканини на сушильно-ширильній лінії  $v = 5 \text{ м/с}$ , вологість тканини (табл. 1).

В результаті виконаних теплотехнічних розрахунків встановлено, що затрати на випаровування надлишкової вологи шляхом спалювання природного газу за ціни на природній газ 7461,12 грн. за  $1000 \text{ м}^3$  становлять 48,50 грн. за 1 год. роботи. Економія коштів від використання вакуумно-

відсмоктуючого пристрою для видалення вологи з тканини арт. ТПК-33 “Ретро” протягом 1 год. (60 хв.) роботи складає 8,79 грн., що становить 586 грн. на 100000 м.

Таблиця 1 – Вологість тканини

№ дослідю	Початковий зразок, $W_0$ , %	Після відсмоктування, $W_1$ , %	Після відсмоктування та механічного віджимання, $W_{12}$ , %	Після механічного віджимання без відсмоктування, $W_2$ , %
1	222,2	125,0	125,1	171,1
2	225,7	129,6	123,6	172,0

Проте, слід враховувати, що наведені розрахунки є наближеними, так як значна кількість початкових даних, що впливають на їх результат, варіюється у досить широких межах, а розрахована економія затрат є малою в масштабах підприємства. Крім того, під час використання вакуумно-відсмоктуючого пристрою на тканинах з меншою лінійною щільністю (ТПК 155) не вдалось створити достатню величину вакууму у зоні відсмоктування, що підтверджує результати порівняння конструкція сопла наявного вакуумно-відсмоктуючого пристрою з аналогічними установками і свідчить про доцільність його застосування лише для видалення вологи з середніх і важких тканин.

За результатами виконаних теоретичних та експериментальних досліджень можна зробити наступні **висновки**:

1. Для підвищення енергоефективності сушильно-ширильної лінії необхідно забезпечити максимально повне видалення макрокапілярної вологи з тканини на операціях, що передують сушінню.

2. Вакуумно-відсмоктуючий пристрій, що використовується на сушильно-ширильній лінії ПрАТ «Едельвіка» за конструкцією сопел призначений для видалення вологи з середній та важких тканин. Ефективність видалення вологи зростає зі збільшенням лінійної щільності тканини.

3. Конструкція трубопроводів вакуумно-відсмоктуючого пристрою є раціональною і дозволяє транспортувати вологу та повітря з мінімальними втратами.

4. Водокільцевий вакуумний насос NASH SC 3/7 є продуктивним, простим та надійним в роботі, але, як і всі насоси такого типу, потребує значних експлуатаційних затрат, з яких 74% становлять затрати на електроенергію, а 26% – затрати на воду.

5. Зменшення експлуатаційних затрат під час роботи вакуумно-відсмоктуючого пристрою можливе за рахунок регулювання витрати води вентилем, встановленим додатково на зливний трубопровід.

6. Величину розрідження в зоні всмоктування слід підбирати в залежності від виду тканин і регулювати вентилем, додатково встановленим на зливний трубопровід, шляхом зміни температури води в насосі, а отже його коефіцієнта корисної дії.

7. Використання вакуумно-відсмоктуючого пристрою для видалення вологи з тканини арт. ТПК-33 “Ретро” забезпечує економію газу 8-11%, проте економічна ефективність є незначною внаслідок значних експлуатаційних затрат на його роботу.

1. Ребиндер П.А. Поверхностные явления в дисперсных системах. Физико-химическая механика [Текст]: избранные труды / П. А. Ребиндер. - Москва : Наука, 1979. - 381 с.

2. Бельцов В. М. Оборудование текстильных отделочных предприятий. Учебник для вузов. 2-е изд., перераб. и доп. / В.М. Бельцов –СПб.: СПбПУТД, 2000. - 568 с

3. Кулігін М.Л. Обладнання опоряджувального виробництва / М.Л.Кулігін – Херсон, ХНТУ, 2009. – 200 с.

4. Лебедев А.Т. Надежность и эффективность вакуумных насосов: монография / А.Т. Лебедев, А.В. Захарин. – Ставрополь, 2011. – 121 с.

5. Жидкостнокольцевые насосы фирмы Nash. Режим доступа: <http://www.vactron.org/index.php/produkty/vodokoltsevoj-vakuumnyj-nasos> .

6. Кричевский Г.Е. Химическая технология волокнистых материалов. Том 3. Заключительная отделка текстильных материалов / Г.Е.Кричевский – М.: РосЗИТЛП, 2001. – 298 с.

7. Шкробышева В.И. Современное оборудование для отделки текстильных материалов /В.И. Шкробышева, Р.А. Быков, Н.П. Щитова. — Иваново: ИГТУ, 2008. — 80 с.

8. Шеремета Р. М.Техніка створення вакууму: Навч. посібник / Р.М.Шеремета — Львів: Видавництво Національного університету «Львівська політехніка», 2012. — 188 с.

## REFERENCES

1. Rebinder, P. (1979). *Surface phenomena in disperse systems. Physical and chemical mechanics*. [Poverhnostnye yavleniya v dispersnyh sistemah. Fiziko-himicheskaya mehanika: izbrannye trudy]. Moscow. Nauka Publ. 391 p.

2. Beltsov, V. (2000). *Equipment for textile finishing companies*. 2nd ed. [Oborudovanie tekstilnykh otdelochnykh predpriyatiy. Uchebnik dlia vuzov. 2-e izd.]. St. Petersburg. SPbPGUTD Publ. 568 p.

3. Kuligin, M. (2009). *Finishing production equipment*. [Obladnannia oporiadzhuvail'noho vyrobnytstva]. Kherson, Kherson NTU Publ. 200 p.
4. Lebedev, A. & Zaharin, A. (2011). *Reliability and efficiency of the vacuum pumps*. [Nadezhnost' i effektivnost' vakuumnykh nasosov. Monografiya]. Stavropol. 121 p.
5. Liquid ring pumps of Nash production. Available at <http://www.vactron.org/index.php/produkty/vodokoltsevoj-vakuumnyj-nasos>. (accessed 20 April 2015).
6. Krichevskiy, G. (2001). *Chemical technology of fibrous materials*. Vol. 3. *The final finishing of textile materials*. [Himicheskaia tekhnologiia voloknistykh materialov. Tom 3. Zakliuchitelnaia otdelka tekstil'nykh materialov]. RosZITLP Publ. 298 p.
7. Shkrobysheva, V., Bykov, R. & Shchitova, N. (2008). *Modern equipment for the finishing of textile materials*. [Sovremennoe oborudovanie dlia otdelki tekstil'nykh materialov]. Ivanovo. IGTU Publ. 80 p.
8. Sheremeta, R. (2012). *Technique of vacuum creation: Tutorial*. [Tehnika stvorennia vakuumu. Navch. Posibnyk]. L'viv, NU «L'vivs'ka politehnika» Publ. 188 p.

**Переходько Ю.А., Герасимчук А.П., Остапчук О.В., Ткачук О.Л. Исследование вакуумно-отсасывающего устройства сушильно-ширильной линии.**

Выполнен анализ конструкции вакуумно-отсасывающего устройства и обоснованы направления его совершенствования. Экспериментально в производственных условиях подтверждена целесообразность его применения для удаления влаги из тканей большой линейной плотности.

**Ключевые слова:** влага, текстильный материал, вакуумно-отсасывающее устройство, водокольцевой вакуумный насос, сушильно-ширильная линия

**Y. Perehodko, O. Gerasimchuk, O. Ostapchuk, O. Tkachuk. Research of vacuum suction device of stenter frame.**

Choice of way of moisture removing from the textile material has a significant influence on energy efficiency of finishing. During drying textiles it is necessary to consider the factor of connection of moisture from the fiber. Macrocapillary moisture and wetting moisture can be removed by mechanical means.

Energy efficiency of stenter frame can be achieved if the macrocapillary moisture will be removed from the fabric before drying maximally. Energy efficiency of processes of remove moisture from textile materials depends from the selection of equipment for the mechanical removal of moisture. We can get residual moisture 90..110% by vigorously blowing of air through the wet textile material.

At factory "Edelvika" for dewatering fabrics on stenter frame besides billow squeeze devices is installed vacuum suction device of water-ring type. By nozzles construction it is designed to remove moisture from the medium and heavy fabrics. Efficiency of moisture removal increases if the linear density of fabric rises.

Construction of pipelines of vacuum suction device is rational and it allows to transport moisture and air with minimal losses. Water-ring vacuum pump NASH SC 3/7 is a productive, simple and reliable at work but requires significant operating expenses, of which 74% are costs for electricity and 26% are costs for water. Reducing of operating costs during device exploitation is possible by means regulating of expense of water by valve installation on drain pipe. The magnitude of vacuum in the suction zone should be selected depending from the type of fabric and regulated by the valve by changing the temperature of the water in the pump. Using vacuum suction device to remove moisture from the fabric art. TPK-33 "Retro" provides gas savings on 8-11%, but economic efficiency is low due to significant operating costs for its work.

**Keywords:** moisture, textile material, vacuum-suction device, water-ring vacuum pump, stenter frame.

**АВТОРИ:**

*ПЕРЕХОДЬКО Юрій Анатолійович*, голова правління ПрАТ «Едельвіка»;

*ГЕРАСИМЧУК Олександр Павлович*, к.т.н., доцент кафедри «Машини легкої промисловості», Луцький національний технічний університет, e-mail: alex\_gop@mail.ru ;

*ОСТАПЧУК Ольга Володимирівна*, інженер випробувальної лабораторії ПрАТ «Едельвіка», e-mail: ostapchuk\_olga23@rambler.ru;

*ТКАЧУК Оксана Леонідівна*, к.т.н., доцент кафедри «Машини легкої промисловості», Луцький національний технічний університет, e-mail: tkachuk\_oksana@mail.ru.

**AUTHORS:**

*Yuri PEREHODKO*, chairman of the Board of private joint stock company «Edel'vika»;

*Olexandr GERASIMCHUK*, Ph.D., Assoc. Professor, Lutsk National Technical University, e-mail: alex\_gop@mail.ru;

*Ol'ga OSTAPCHUK*, engineer of testing laboratory private joint stock company «Edel'vika», e-mail: ostapchuk\_olga23@rambler.ru;

*Oksana TKACHUK*, Ph.D., Assoc. Professor, Lutsk National Technical University, e-mail: tkachuk\_oksana@mail.ru.

**РЕЦЕНЗЕНТ:**

*НАЛОБИНА О.О.*, доктор технічних наук, професор, Національний університет водного господарства та природокористування, м. Рівне, Україна.

**REVIEWER:**

*Olena Nalodina*, Doctor of Science in Technology, Professor, The National University of Water Management and Nature Resources Use, Rivne, Ukraine.

Стаття надійшла в редакцію 24.04.2015р.



Поляков<sup>1</sup> В. М., Мурований<sup>2</sup> І. С., Разбойніков<sup>1</sup> О. О.

<sup>1</sup> *Національний транспортний університет*

<sup>2</sup> *Луцький національний технічний університет*

## АНАЛІЗ РОЗВИТКУ КОНСТРУКЦІЙ ПІДВІСОК АВТОМОБІЛЯ

Проведений аналіз розвитку конструкцій підвісок автомобіля. Розглянуті найбільш розповсюджені конструкції підвіски автомобіля за весь час її існування. Особлива увага приділялась мехатронним автомобільним підвіскам.

На основі аналізу розвитку конструкцій підвісок автомобіля виявлено, що лише з використанням мехатронних систем та подальшої організації керування робочими процесами в автомобільній підвісці можливо зосередити увагу на поліпшенні показників плавності ходу, стійкості та керованості одночасно.

Розглянуто сучасні тенденції керування робочими процесами підвіски до наїзду на дорожнє збурення. Відзначено, що характер взаємодії колеса з опорною поверхнею визначається критеріями мінімального динамічного навантаження на дорожнє покриття та автомобіль в цілому, починаючи з автомобільної шини і закінчуючи несучою системою автомобіля, що збільшує довговічність ходової частини, шини та дорожнього одягу.

**Ключові слова:** стійкість руху, керованість, плавність ходу, активна підвіска, півактивна підвіска

**Постановка проблеми.** Підвіска автомобіля безпосередньо впливає на плавність ходу, керованість, стійкість, прохідність та інші експлуатаційні властивості, а також на безпеку руху та ефективність використання автомобіля. Однак, історично склалося, що поліпшення певної експлуатаційної властивості (наприклад, керованості) супроводжується погіршенням іншої (наприклад, плавності ходу) і навпаки. Перебуваючи під тиском цього протиріччя, конструкція підвіски постійно еволюціонувала, залишаючи за собою різноманітні конструктивні рішення. Інформаційні джерела виділяють певні шляхи подальшого розвитку конструкцій підвісок, але для визначення пріоритетного напрямку необхідні додаткові дослідження.

**Аналіз досліджень і публікацій.** Підвіска автомобіля призначена для зменшення динамічних навантажень під час передачі сил, що виникають в контакті шини з опорною поверхнею.

У загальному випадку, підвіска складається з пружного, напрямного та гасильного пристроїв, а також, іноді до складу включають стабілізатор підвіски.

Аналіз розвитку конструкцій підвісок автомобіля - складний процес, в якому переплітаються особливості еволюції всіх складових підвіски, а з 50-х років цей процес ускладнився впровадженням в підвіску автомобіля електронних систем. Аналізу конструкцій підвіски автомобіля присвячені роботи [1 - 9, 11 - 19, 23, 25 - 27], її мехатронним системам [1, 8, 9, 11, 14 - 19, 25 - 27].

Разом з тим, недостатньо сукупної інформації про еволюцію конструкції підвіски за весь час її існування.

### **Мета дослідження, постановка задачі.**

Метою роботи є проведення аналізу еволюції конструкцій автомобільних підвісок та визначення пріоритетного напрямку їх подальшого розвитку.

**Виклад основного матеріалу дослідження.** Передісторія підвіски автомобіля, як і її назва, бере свій початок з X ст., коли кузов кінних екіпажів підвісили на шкіряних ременях до рами возу [1]. Цим шкіряним «підвісом» вагу карети було розподілено на дві частини: підресорену та непідресорену, що зменшило динамічне навантаження, і, як наслідок, сприяло поліпшенню комфортабельності та зменшенню загальної ваги карети. Однак, підвіска кузова на шкіряних ременях мала недостатню бокову, поперечну та кутову жорсткості, що сприяло небажаному ефекту «колискової». До того ж, м'які ремені не витримували динамічного навантаження, що виводило кінний екіпаж з ладу.

В XVIII ст. підресорену масу карети обладнали сталевими ресорами [1], проте, термін «підвіска» закріпився за цим конструктивним елементом не зважаючи на те, що підвіс карети вже не використовувався.

Розвиток конструювання автомобільної підвіски почався з пошуку конструктивних схем, тому не випадково перші підвіски відрізняються своєю різноманітністю (наприклад, Daimler Stahlradwagen 1889 р. передні колеса закріплені у вилках велосипедного типу).

Впровадження пневматичної шини призводить до значного зростання швидкостей руху автомобілів. Виникла необхідність в надійній та простій у виробництві підвісці. Цим вимогам відповідала конструкція підвіски на двох повздовжніх півеліптичних ресорах [2].

Перша конструкція залежної ресорної підвіски з'явилася в 1896 – 1897 рр. [2]. Враховуючи внутрішнє механічне тертя та сприйняття зусиль в трьох напрямках, ресору використовують не тільки в якості пружного, а й в якості напрямного та гасильного пристроїв [3]. Цей економічно-вигідний тип підвіски забезпечує постійність кутів встановлення коліс [4]; маючи дві точки опори, зменшує навантаження на кузов, уможливаючи зменшення його маси [5]. Недоліками такого типу підвіски вважають: взаємозалежність коліс осі [4, 5], піддатливість в боковому напрямку, що призводить до погіршення зчеплення колеса з опорною поверхнею на поворотах [2, 5], а також, характерний S - подібний вигин ресори внаслідок дії повздовжніх сил, які виникають в контактній шини з опорною поверхнею [3, 6].

В 1900 р., вирішуючи питання поліпшення плавності ходу автомобіля, було збільшено довжину ресори - це змусило винести її кінець за радіатор, що збільшувало габаритну довжину автомобіля [2].

В 1904 р. з'явилася незалежна підвіска з поперечно розміщеними ресорами, яка була компактнішою в порівнянні зі своєю попередницею. Недоліки такої конструкції: значне навантаження на вушка ресори, обмеження довжини ресори шириною колії автомобіля [2].

Постійне зростання потужностей двигунів та швидкостей руху автомобілів, а також непідресореної маси (збільшення шин та встановлення передніх гальм), призводить до нового етапу розвитку конструкцій підвісок автомобіля. Постало питання поліпшення точності роботи системи рульового управління, надійності контакту колеса з опорною поверхнею, ліквідування шиммі передніх коліс, а також збільшення місткості кузова без збільшення габаритних розмірів (підвіска над якою можливе розміщення двигуна, не збільшуючи бази автомобіля та не погіршуючи його прохідність). В середині 20-х років конструктивним рішенням була незалежна свічна підвіска з циліндричною пружиною та демпфером, що об'єднані в одному модулі [2]. До переваг свічної підвіски відносять: сталість кінематичних параметрів підвіски, відсутність гіроскопічного моменту, а також зменшення загальної ваги автомобіля (особливо непідресореної) [7, 2]. До недоліків відносять: високу точність при виготовленні, велика кількість деталей тертя, ненадійний захист від навколишнього середовища, що сприяє зношуванню [2]. Однак, на основі практичних спостережень наявність недоліку швидкого зносу напрямних частин не підтверджується [7]. Свічна підвіска була визнана кращою конструкцією підвіски автомобіля того часу, незважаючи на її вартість [8].

Було випущено декілька різноманітних конструкцій підвісок з роз'ємними осями, які у порівнянні із залежними підвісками забезпечували значно вищий рівень безпеки руху на високих швидкостях. Проте, виявились і недоліки таких підвісок. Виробництво свічних підвісок, наприклад, супроводжувалось значними витратами та потребою у висококваліфікованому персоналі і високоточному обладнанні. Деякі конструкції рами незалежних підвісок мали дуже складні форми, при цьому вплив кінематичної схеми підвіски на бічне відведення та стійкість, ще не розглядався [2]. Широко використовуються гідравлічні демпфери, що поступово витісняють до середини 1920-х р. демпфери сухого тертя [9].

В 1930 - х роках найбільше розповсюдження отримали незалежні підвіски на двох поперечних півеліптичних ресорах, або поперечної півеліптичної ресори в комбінації з важелями. Легкість виробництва ресор, зручність кріплення до рами автомобіля та мала кількість шарнірів – основні переваги ресорної підвіски. Однак, вимагалась висока бічна жорсткість ресори та точність утримування колеса в шарнірі вушка ресори. Відомо, що ресори не могли в повній мірі відповідати цим вимогам [2]. Крім того, порушувалась ширина колії автомобіля, що негативно відображається на його керованості, особливо на великих швидкостях [7].

Для підвищення рівня зчепних якостей коліс з опорною поверхнею необхідно було зменшити непідресорену масу. В 1930 - х роках задня підвіска De Dion вирішує поставлену задачу за рахунок роз'єднання головної передачі від балки коліс. Такий тип підвіски використовувався на спортивних автомобілях протягом багатьох років. На сьогодні, підвіску De Dion можна зустріти на автомобілі Mercedes Smart 1998 [1].

Спостерігається подальше масове розповсюдження незалежної підвіски. Вперше в 1936 році з'являється підвіска із шворнем, що жорстко закріплений на передній поперечині рами. Ця підвіска була порівняно легкою, її основний недолік - недостатня бічна жорсткість. Пружний елемент - циліндрична пружина або стержень що скручується «торсіон» [2]. Торсіон розміщується як поперечно, так і поздовжньо [7]; компактний, проте, дорогий, тому зустрічається рідко [1].

Поперечно-важільна підвіска з циліндричною пружиною, що сприймає вертикальне навантаження, позбулась основних недоліків своїх попередниць. Підбором довжини та взаємного положення важелів можливо досягти мінімальної зміни колії, при цьому зміна розвалу коліс залишається в межах допустимого [2], що позитивно відображається на керованості автомобіля [7].

До цього часу основна увага приділялась поліпшенню плавності ходу, що досягалося використанням більш м'яких пружних елементів. В зв'язку з цим, для збереження рівня показників плавності ходу та достатньої поперечної стійкості руху, в систему підвіски автомобіля ввели додатковий стержень що скручується при кутових коливаннях кузова (стабілізатор поперечної стійкості) [2].

В легкових автомобілях 1940-х років нові кінематичні схеми не зустрічаються [2], спостерігається подальше розповсюдження гідравлічних амортизаторів [10]. Характеристика автомобільної підвіски, як і раніше, визначалася на стадії проектування пружною характеристикою механічного пружного елемента, коефіцієнтом демпфування гасильного пристрою та кінематикою напрямного.

Необхідно було отримати нове конструктивне рішення (особливо для вантажних автомобілів) при якому підвіска мала б нелінійну пружну характеристику. В 1959 р. з'являються перші гвинтові пружини з прогресивною характеристикою [1]. Однак, таке рішення було малоефективним при зміні статичного навантаження в широких межах [2].

В 50-х роках в якості пружного елемента почали використовувати стиснений газ. Пневматичну підвіску з її перевагами (прогресивна пружна характеристика, регулювання рівня кузова, високий рівень комфортабельності [5]) в 60-роках починають все частіше використовувати на автобусах і вантажівках. Такий тип підвіски на легкових автомобілях використовувався лише на Mercedes-Benz 600 з 1963 року [6].

Для легкових автомобілів більш доцільна гідропневматична підвіска, яку вже в 1953 році можна зустріти на автомобілях Citroën GS [5]. Її переваги: компактність, високий рівень комфортабельності, можливість регулювання рівня кузова, а також можливість автоматичного переходу підвіски з одного режиму роботи в інший з різко збільшеною енергоємністю. З появою гідропневматичної підвіски, в підвіску автомобіля було впроваджено першу електронну систему [11]. Проте, гідропневматична підвіска працює під високим тиском, при цьому необхідна повна герметизація зазору рухомого з'єднання та подолання виникаючої в ньому механічної сили тертя, що значно ускладнює умови створення надійного та довговічного з'єднання [12].

В 60-х роках спостерігаються наступні тенденції: подальшого поліпшення стійкості руху автомобіля (розповсюдження незалежних задніх підвісок, зниження центрів крену кузова), подальше зменшення невідвісаних мас, зменшення жорсткості підвіски, поліпшення комфортабельності, спрощення обслуговування [13]. Разом з тим, постійно вдосконалюються кінематичні особливості вже існуючих напрямних пристроїв [5, 6]. Наприклад, щоб позбутись крутильних коливань осі та додаткових навантажень, які виникають під час S- подібної деформації ресори, водять додаткові напрямні важелі, однак, технічно доцільнішим рішенням, хоча й дорожчим, було б сприйняття вертикальних сил гвинтовими пружинами, а бічні – тягою Панара, або механізмом Уатта [5].

На передньопривідних автомобілях широко використовується незалежна повздовжньо-важільна задня підвіска. З обох боків розміщено по одному повздовжньому важелю з поворотною опорою на поперечині підвіски або на кузові. Компактність такого типу підвіски дозволяє розмістити паливний бак та запасне колесо між важелями, що значно збільшує об'єм багажного відсіку. Кінематика напрямного пристрою на ходах стиснення та відбою сприяє сталості колії, розвалу та сходження коліс, проте, характеризується незначною зміною бази. Крім того, під час руху на повороті, нахил кузова супроводжується нахилом коліс, що зменшує спроможність передачі сил в контакт шини з опорною поверхнею [5].

Також варто виділити розповсюджену в 70-х роках діагонально-важільну задню підвіску у якій осі гойдання важелів розташовані під кутом до повздовжньої площини автомобіля [8]. Вона ввібрала в себе переваги повздовжньо-важільної підвіски та поперечно-важільної підвіски, дешева у виробництві, проста в експлуатації. У випадку ведучих задніх коліс, діагонально-важільна підвіска поступається поперечно-важільній підвісці, незважаючи на більші габаритні розміри останніх, що суттєво зменшує об'єм багажного відсіку [5].

Результатом подальшого розвитку (зменшення довжини верхнього важеля) поперечно-важільної підвіски стала підвіска MacPherson [5]. В порівнянні з двоважільною підвіскою поступається в кінематичних параметрах, головним чином, через істотно більшу зміну розвалу коліс при ходах стиснення і відбою, проте, менш піддатлива до зміни розвалу коліс під дією бічних сил, що

прикладенні в контакті колеса з опорною поверхнею. Має вищий рівень передачі на несучу систему автомобіля вібрацій і шумів, більша габаритна висота, а також складніша в обслуговуванні, проте: більш дешева, компактна по ширині та легка, що зумовило найширше її застосування в практиці автомобілебудування. Вперше напрямна пружинна стійка була використана на автомобілі «Peugeot 204» в 1965р. Через рік - на автомобілях Ford, в 1967 р. – на Audi NSU Ro 80, а в 1969 р. – на Fiat 128. Але справжній «прорив» почався на початку 70-х років, коли практично всі нові передньопривідні автомобілі були обладнані таким типом підвіски [5].

Також, 1970-х роках, на передньопривідних автомобілях з'являється задня напівзалежна підвіска на зв'язних важелях. Її основні перевагами: простота конструкції, кінематичні особливості та компактність. До недоліків відносять сприятливість до надлишкової поворотності та високу напруженість в зварних швах [5].

В 1980-х роках фірма Daimler-Benz розробила задню підвіску на просторових важелях. Попередником цього типу підвіски була п'яти-важільна задня підвіска експериментального автомобіля С111 розроблена в 1968 році фірмою Daimler-Benz. Просторове розміщення важелів визначає точне просторове переміщення колеса, таким чином, щоб колія автомобіля залишалася сталою при мінімальних змінах розвалу, також мінімізується зміна сходу під час прискорення. Спостерігається високий рівень протидії повздовжньому крену і тенденція до недостатньої поворотності. Практично немає недоліків [5].

Таким чином, основна увага зосереджувалась на розробці таких кінематичних та еластокінематичних особливостей напрямних пристроїв, які визначали б траєкторію руху колеса та його поведінку в цілому відносно кузова з урахуванням основних вимог до керованості та стійкості. Значну увагу було зосереджено на кутах встановлення коліс та надійності контакту колеса з опорною поверхнею на всьому діапазоні ходу підвіски. Проте, незважаючи на досягнені результати, конструктори продовжували пошук компромісного рішення в плані поліпшення рівня комфортабельності без втрати рівня безпеки руху [11].

Розвиток мікропроцесорних технологій позитивно відображався на вирішенні поставлених задач, що привернуло значну увагу автомобільних виробників в середині 80-х років [14]. Застосування електроніки в керуванні робочими процесами підвіски автомобіля стало новим етапом їх розвитку [15]. Були представлені виняткові можливості які досягалися заміною традиційних пружинних та гасильних пристроїв повністю активними електронно-керованими, швидко діючими гідравлічними приводами [11]. Лідером того часу з розвитку та тестування активних підвісок був експериментальний автомобіль Lotus Esprit [14]. На думку розробників, підвіска вийшла дещо складною та дорогою [15]. Даний автомобіль не продемонстрував належний рівень комфортабельності, проте, мав значно вищий рівень безпеки руху. В свою чергу це сприяло зростанню діяльності автомобільних виробників в цьому напрямку, в результаті чого в серійний автомобіль було впроваджено низькочастотну активну підвіску [14].

Фірма Toyota встановлює електронно-керовану підвіску на своїх престижних автомобілях. В цій підвісці мікропроцесор змінює ступінь демпфування гідроциліндрів кожного колеса, при чому водій може задавати любий з трьох режимів роботи: «нормальний» – в умовах міста; «спортивний» – на дорогах з великою кількістю поворотів; та «автоматичний» – при якому режим роботи гідроамортизаторів знаходиться між двома попередніми [15]. Фірма Daimler Benz не довела до кінця (на той час) розробку активної підвіски, проте, відомо що вже тоді розроблявся оптичний давач, який мав «бачити» дорожні нерівності і передавати отриману інформацію центральному керуючому приладу, який в свою чергу керував виконавчими елементами підвіски [15].

В 1990 р. на Паризькому автосалоні французька фірма Citroën представила свій дослідний прототип - автомобіль «Activa 2» [16]. Автомобіль обладнаний активною гідропневматичною підвіскою з функцією автоматичної зміни висоти автомобіля під час руху та активною системою «антикрен», що дозволяє зберігати горизонтальне положення на повороті і навіть викликати невеликий нахил в сторону, протилежну крену. Робота цієї системи має дві фази: спочатку за дуже короткий час, приблизно в 2 рази, зростає бічна жорсткість підвіски в сторону крену, а потім зменшується кут нахилу кузова [17]. З 1995 р. такою системою обладнують Citroën Xantia Activa [18].

Висока вартість, значна потреба в електроенергії, складність конструкції та низька надійність - головні недоліки активних підвісок. На початку 90-х років міжнародна автомобільна федерація була вимушена заборонити використання активних підвісок на змаганнях F1 (внаслідок ненадійної роботи електронних систем активних підвісок виникали аварійні ситуації [19]), але це не впливало значною мірою на основну масу автомобільних виробників [11].

В другій половині 90-х років з'явилась підвіска із змінним демпфуванням (півактивна підвіска). Було очевидно, що новий напрямок розвитку автомобільних підвісок - найкращий компроміс між ціною та результатом [11]. Відомо, що необхідність в розробці регульованих амортизаторах розглядалось ще в 60-х роках. Професор Ротенберг Р.В. піднімає питання вибору характеристик підвіски. Варто відмітити, що амортизатори збільшують динамічне навантаження на систему, а інколи навіть погіршують показники плавності ходу автомобіля [20]. Наприклад, при відносно високочастотних коливаннях з малими амплітудами. В результаті досліджень [21-23] було виявлено, що не існує єдиної характеристики амортизатора, яка б відповідала умовам мінімальної величини прискорень та швидкості змін прискорень одночасно з умовою надійності контакту колеса з опорною поверхнею [24].

В 1984 р. на автомобілі Mitsubishi Galant Royal була встановлена підвіска з миттєвим, ступінчастим регулюванням жорсткості підресорювання та демпфірування в залежності від характеристик режимів (умов) руху транспортного засобу. Електропневматичний клапан, який перемикає ступінь жорсткості підресорювання та рівня демпфування, приводиться в дію сенсором (за долі секунди) під час гальмування, прискорення або різких поперечних кренах. Жорсткість підвіски зростає приблизно на 50%, при цьому, рівень демпфування на 150% в результаті, зменшуються повздовжні та поперечні крени кузова. Крім того, при швидкості понад 90 км/год. знижується рівень кузова. Перемикання відбувається як автоматично, так і вручну [5].

Безступінчаста зміна демпфірування CDC (Continuous Damping Control) вперше була представлена в 1999 р. [1]. В 2002 р. на автомобілі Cadillac GM вперше було використано MRF (Magnetorheological Fluid - магніто-реологічна рідина) демпфер який був розроблений Delphi. В'язкість магніто-реологічної рідини змінюється в залежності від магнітного поля, що виникає в електромагнітній котушці поршня амортизатора. Зміна характеристики демпфірування відбувається за 1, мс [25]. Така система через високу вартість широкого використання в автомобілебудуванні не знайшла. З 2006 р. встановлювалась на автомобілі Audi TT [1].

В 1998 р. концерн DaimlerChrysler обладнав Mercedes-Benz S, а згодом й Е-клас півактивною пневматичною підвіскою Airmatic [26]. А в 1999 р. в Женевському автосалоні вперше була представлена система ABC (Active Body Control), гідравлічної активної підвіска малого діапазону частот. В підвіску автомобілів Mercedes CL500 та CL600 було інтегровано гідравлічний привід, для руху несучою системою у вертикальному напрямку з частотою до 2 Гц. Підресорювання та демпфування автомобільних коліс забезпечуються пасивними пружинами та амортизаторами. Система призначена для стабілізації несучої системи під час акселерації, гальмування, повороту та руху по хвилястій опорній поверхні, а також протидії бічному вітру [1]. До недоліків системи відносять [27] складність та високу вартість.

Альтернативним (більш дешевим) рішенням вважають [27] систему ARC (Active Roll Control), котра завдяки своїй універсальності підходить для оснащення різних автомобілів. В 2002 р. був представлений перший серійний активний стабілізатор підвіски, що нейтралізує дію відцентрової сили в поперечному напрямку, за рахунок внутрішніх зусиль (BMW/ZF Sachs) [1].

Подальшим напрямком розвитку автомобільних підвісок стало керування їх робочим процесом на основі аналізу геометричних параметрів нерівності дороги до наїзду на неї колеса з урахуванням характеристик режимів руху. В 2013 році Mercedes-Benz представив автомобіль нового S - класу з системою MBC (Magic Body Control), що базується на системі ABC з інноваційною системою сканування дорожнього полотна (Road Surface Scan), яка обладнана стерео камерою, що сканує на відстані до 15, м і розпізнає геометричні параметри дорожньої нерівності з похибкою до 3, мм до наїзду на неї автомобільним колесом [28]. Профіль дорожнього покриття, одночасно з інформацією про умови руху, безперервно обчислюється блоком управління, для організації керування робочими процесами підвіски автомобіля таким чином, щоб динамічне навантаження в момент наїзду колеса на дорожнє збурення було мінімальним. Така організація керування робочими процесами активної підвіски сприяє поліпшенню плавності ходу, стійкості та керованості. Система функціонує в умовах хорошої видимості на дорогах з твердим покриттям зі швидкістю руху до 130 км/год [29].

Нещодавній крок в розвитку конструкцій автомобільних підвісок виконали конструктори автомобіля Mercedes-Benz S-Class Coupé (2015 р.). Орієнтуючись на максимальний комфорт пасажирів даного автомобіля, було вдосконалено систему MBC (Magic Body Control) новою функцією поперечного нахилу кузова (в сторону протилежну крену) під час проходження повороту. Система працює в швидкісному діапазоні від 30 до 180 км/год. [30]

З 1980 року компанія BOSE працює над високочастотною активною електромагнітною підвіскою [31], яка призначена для активної компенсації дорожніх збурень, а також повздовжніх та

поперечних нахилів кузова [1]. Пасивні амортизатори замінені на лінійні електродвигуни, статичне навантаження сприймається торсіонами. Високочастотні коливання непідресорених мас сприймаються колісними демпферами. Головна перевага такої підвіски - швидкодія її приводів та рекуперация енергії від дорожніх збурень. Основний недолік - висока вартість [11]. Високочастотна активна підвіска BOSE в серійний автомобіль не інтегрована [32].

#### **Висновки.**

1. На основі аналізу розвитку конструкцій підвісок автомобіля виявлено, що лише з використанням мехатронних систем та подальшої організації керування робочими процесами в автомобільній підвісці стало можливим зосередити увагу на поліпшенні показників плавності ходу, стійкості та керованості одночасно. Проте, основним недоліком таких систем є висока вартість та складність у виробництві й експлуатації.

2. Пріоритетний напрямок розвитку конструкції автомобільної підвіски передбачає подальше впровадження мехатронних систем, організація керування робочими процесами яких відбувається до наїзду автомобільного колеса на нерівність. Організація переміщення колеса відносно кузова формуватиметься з міркувань забезпечення максимальної надійності контакту шини з опорною поверхнею, з мінімальним динамічним навантаженням на дорожнє покриття та автомобіль в цілому, що збільшує довговічність ходової частини та дорожнього одягу. Як наслідок, передбачається подальше поліпшення комфортабельності та безпеки руху.

**Потальша робота буде присвячена** обґрунтуванню та вибору вихідних даних щодо створення математичної моделі керування рухом вертикального переміщення колеса до його наїзду на нерівність дороги.

1. Heissing, B. and Ersoy, M. (2011). Chassis handbook: fundamentals, driving dynamics, components, mechatronics, perspectives. Hessen, Deutschland: Vieweg+Teubner Verlag.

2. Веденев Н.К. Развитие конструкций подвесок автомобилей // Подвеска автомобиля, Сборник статей: Материалы совещаний по подвеске автомобиля / Под ред. Чудакова Е. А. – М.: Издательство академии наук СССР, 1951. – С. 193 – 234.

3. Конструкция автомобиля. Шасси / [Гусаков Н. В., Зверев И. Н., Карунин А. Л., и др.]; под общ. ред. А.Л. Карунина. – М.: МАМИ, 2000. 528 с.

4. Тарутин А. А. Развитие конструкции подвески автомобилей / А. А. Тарутин, Н. К. Веденев // Автомобильная промышленность. – 1949. – №2. – С. 3 – 11.

5. Раймпель Й. Шасси автомобиля: Конструкции подвесок / Раймпель Й.; [пер. с нем. В. П. Агапова]. М. Машиностроение, 1989. – 328 с.

6. Раймпель Й. Шасси автомобиля / Раймпель Й.; [Сокр. пер. 1 тома 4 нем. изд. В. П. Агапова, под ред. И. Н. Зверева]. М. Машиностроение, 1983. – 356 с.

7. Сабинин А. А. Скоростные автомобили. – М.: Физкультура и спорт, 1953. 249 с.

8. Dixon, J. (2009). *Suspension Geometry and Computation*. Chichester, United Kingdom: Wiley.

9. Dixon, J. (2007). *The shock absorber handbook*. (2nd ed.). Chichester, United Kingdom: Wiley.

10. Бухарина Е. В. Расчет автомобильных амортизаторов / Е. В. Бухарина // Автомобильная промышленность. – 1947. – №3. – С. 7 – 9.

11. Savaresi, S., Poussot-Vassal, C., Spelta, C., Sename, O. and Dugard, L. (2010). *Semi-active suspension control design for vehicles*. Oxford, United Kingdom: Butterworth-Heinemann.

12. Смотровский М. И. Гидропневматическая подвеска, ее характеристики и особенности / М. И. Смотровский // Автомобильная промышленность. – 1960. – №8. – С. 25 – 28.

13. Богданов Г. П. Подвеска зарубежных легковых автомобилей / Г. П. Богданов // Автомобильная промышленность. – 1963. – №1. – С. 44 – 47.

14. Hrovat, D. (1997). Survey of advanced suspension developments and related optimal control. *Automatica*, 33(10), 1781 – 1817.

15. Беликов С. А. Электронное управление подвеской легкового автомобиля / С. А. Беликов // Автомобильная промышленность. – 1985. – №3. – С. 38 – 39.

16. Citroen Activa 2 [Электронный ресурс]. – Режим доступа: URL: <http://www.citroenet.org.uk/prototypes/activa/activa2.html>.

17. Савченко А. С. Автомобиль «Актив-2» / А. С. Савченко // Автомобильная промышленность. – 1983. – №4. – С. 34 – 35.

18. Mastinu, G., and Ploechl, M. (2014). *Road and off-road vehicle system dynamics handbook*. Florida, United States: CRC Press.

19. Рухман И. Н. Активная подвеска для автомобиля / И. Н. Рухман // Автомобильная промышленность. – 2000. – №10. – С. 15 – 18.

20. Цимбалин В. Б. О методах экспериментальной оценки и критериях качества подвески / В. Б. Цимбалин // Автомобильная промышленность. – 1960. – №7. – С. 7 – 9.

21. Дербаремдикер А. Д. К вопросу об автоматическом регулировании сопротивления амортизатора / А. Д. Дербаремдикер // Автомобильная промышленность. – 1964. – №11. – С. 18 – 22.

22. Mitschke, M. (1962). Beitrag zur untersuchung der fahrzeugschwingungen: (theorie und versuch). Dsseldorf, Germany: VDI-Verl.

23. Певзнер Я. М., Горелик А. М. Пневматические и гидропневматические подвески. – М.: Mashgiz, 1963. 320 с.
24. Дербаремдикер А. Д. Амортизаторы с регулируемым сопротивлением / А. Д. Дербаремдикер // Автомобильная промышленность. – 1968. – №3. – С.40 – 42.
25. Есеновский-Лашков Ю. К. Активная подвеска для автомобиля С-класса / Ю. К. Есеновский-Лашков, А. А. Трикоз // Грузовик: транспортный комплекс, спецтехника. – 2008. – №8. – С.9 – 11.
26. Савченко А.С. Airmatic полуактивная подвеска от Mercedes-Benz / А.С. Савченко // Автостроение за рубежом. – 2004. – №2. – С. 14–15.
27. Савченко А.С. Активная подвеска не только для автомобилей высшего класса / А.С. Савченко // Автостроение за рубежом. – 2004. – №10. – С. 13–15.
28. Magic Body Control [Электронный ресурс]. – Режим доступа: URL: [http://techcenter.mercedes-benz.com/en/magic\\_body\\_control/detail.html](http://techcenter.mercedes-benz.com/en/magic_body_control/detail.html).
29. Magic Body Control [Электронный ресурс]. – Режим доступа: URL: <http://www.mercedes-benz.com/en/mercedes-benz/innovation/magic-body-control/http://www.mercedes-benz.com/en/mercedes-benz/innovation/magic-body-control/>.
30. Breathtaking and irresistible: The new Mercedes-Benz S 63 AMG Coupé [Электронный ресурс]. – Режим доступа: URL: <https://www.mercedes-benz.com/en/mercedes-benz/vehicles/passenger-cars/s-class/breathtaking-and-irresistible/>.
31. Bose suspension system [Электронный ресурс]. – Режим доступа: URL: [http://worldwide.bose.com/electroforce/assets/pdf/Products/bose\\_suspension\\_system.pdf](http://worldwide.bose.com/electroforce/assets/pdf/Products/bose_suspension_system.pdf).
32. Bose suspension system [Электронный ресурс]. – Режим доступа: URL: [www.bose.de/DE/de/learning-centre/suspension-problem/](http://www.bose.de/DE/de/learning-centre/suspension-problem/).

## REFERENCES

1. Heissing, B. and Ersoy, M. (2011). Chassis handbook: fundamentals, driving dynamics, components, mechatronics, perspectives. Hessen, Deutschland: Vieweg+Teubner Verlag.
2. Vedenev, N. (1951). *Razvitiye konstruktivnykh podvesok avtomobiley* [Development of the designs of cars suspension]. Moscow, *Izdatelstvo akademii nauk SSSR Publ.* [Publishing House of the USSR Academy of Sciences], pp. 193-234.
3. Gusakov, N., Zverev, I. & Karunin, A. (2000). *Konstruktsiya avtomobilya. Shassi* [The design of the car. Chassis]. Moscow, MAMI Publ., 528 p.
4. Tarutin, A. & Vedeneev, N. (1949). *Razvitiye konstruktivnykh podveski avtomobiley* [Development design suspension vehicles], *Avtomobilnaya promyshlennost - Automotive industry*, no. 2, pp. 3-11.
5. Raympel, Y. (1989). *Shassi avtomobilya: Konstruktsii podvesok* [Car chassis: Design pendants]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 328 p.
6. Raympel, Y. (1983). *Shassi avtomobilya* [Car chassis]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 356 p.
7. Sabinin, A. (1953). *Skorostnyye avtomobili* [Speed cars]. Moscow, Fizkultura i sport Publ., 249 p.
8. Dixon, J. (2009). *Suspension Geometry and Computation*. Chichester, United Kingdom: Wiley.
9. Dixon, J. (2007). *The shock absorber handbook*. (2nd ed.). Chichester, United Kingdom: Wiley.
10. Buharina, E. (1947). Raschet avtomobilnykh amortizatorov [Calculation of automobile shock absorbers], *Avtomobilnaya promyshlennost - Automotive industry*, no. 3, pp. 7-9.
11. Savaresi, S., Poussot-Vassal, C., Spelta, C., Sename, O. & Dugard, L. (2010). *Semi-active suspension control design for vehicles*. Oxford, United Kingdom: Butterworth-Heinemann.
12. Smotridtskiy, M. (1960). Gidropnevmaticheskaya podveska, ee harakteristiki i osobennosti [Hydropneumatic suspension, its characteristics and features], *Avtomobilnaya promyshlennost - Automotive industry*, no. 8, pp. 25-28.
13. Bogdanov, G. (1963). Podveska zarubezhnykh legkovykh avtomobiley [Suspension of foreign cars], *Avtomobilnaya promyshlennost - Automotive industry*, no. 1, p.p. 44-47.
14. Hrovat, D. (1997). Survey of advanced suspension developments and related optimal control. *Automatica*, Vol. 33 (10), pp. 1781 – 1817.
15. Belikov, S. (1985). Elektronnoye upravlenie podveskoj legkovogo avtomobilya [Electronic control suspension of a passenger car], *Avtomobilnaya promyshlennost - Automotive industry*, no. 3, pp. 38-39.
16. Citroen Activa 2. Available at: <http://www.citroenet.org.uk/prototypes/activa/activa2.html>.
17. Savchenko, A. (1983). Avtomobil «Aktiva-2» [Car "Asset-2"], *Avtomobilnaya promyshlennost - Automotive industry*, no. 4, pp. 34-35.
18. Mastinu, G., and Ploechl, M. (2014). *Road and off-road vehicle system dynamics handbook*. Florida, United States: CRC Press.
19. Ruhman, I. (2000). Aktivnaya podveska dlya avtomobilya [Active suspension for vehicle], *Avtomobilnaya promyshlennost - Automotive industry*, no. 10, p.p. 15-18.
20. Tsimbalin, V. (1960). O metodah eksperimentalnoy otsenki i kriteriyah kachestva podveski [Methods of experimental evaluation and quality criteria pendants], *Avtomobilnaya promyshlennost - Automotive industry*, no. 7, pp. 7-9.
21. Dербаремдикер, А. (1964). *K voprosu ob avtomaticheskoy regulirovaniy soprotivleniya amortizatora* [To the question about the automatic regulation of the resistance of the shock absorber], *Avtomobilnaya promyshlennost - Automotive industry*, no. 11, pp. 18-22.
22. Mitschke, M. (1962). *Beitrag zur untersuchung der fahrzeugschwingungen: (theorie und versuch)*. Dusseldorf, Germany: VDI-Verl.
23. Pevzner, Ya. & Gorelik, A. (1963). *Pnevmaticheskie i gidropnevmaticheskie podveski* [Pneumatic and hydropneumatic suspension]. Moscow, Mashgiz Publ., 320 p.
24. Dербаремдикер, А. (1968). Amortizatoryi s reguliruemyim soprotivleniem [Shock absorbers with adjustable resistance], *Avtomobilnaya promyshlennost - Automotive industry*, no. 3, p.p. 40-42.

25. Esenovskiy-Lashkov, Yu. (2008). Aktivnaya podveska dlya avtomobilya C-klassa [Active suspension for a vehicle C-class]. *Gruzovik: transportnyy kompleks, spetstechnika - The truck transportation industry, machinery*, no. 8. pp. 9 – 11.
26. Savchenko, A. (2004). Airmatic poluaktivnaya podveska ot Mercedes-Benz [Airmatic semi-active suspension from Mercedes-Benz], *Avtostroenie za rubezhom - Automotive products abroad*, no. 2, pp. 14–15.
27. Savchenko, A. (2004). Aktivnaya podveska ne tolko dlya avtomobiley vyisshego klassa [Active suspension for cars of the highest class], *Avtostroenie za rubezhom - Automotive products abroad*, no. 10, pp. 13–15.
28. Magic Body Control. Available at: [http://techcenter.mercedes-benz.com/en/magic\\_body\\_control/detail.html](http://techcenter.mercedes-benz.com/en/magic_body_control/detail.html).
29. Magic Body Control. Available at: <http://www.mercedes-benz.com/en/mercedes-benz/innovation/magic-body-control/>, <http://www.mercedes-benz.com/en/mercedes-benz/innovation/magic-body-control/>.
30. Breathtaking and irresistible: The new Mercedes-Benz S 63 AMG Coupé. Available at: <https://www.mercedes-benz.com/en/mercedes-benz/vehicles/passenger-cars/s-class/breathtaking-and-irresistible/>.
31. Bose suspension system. Available at: [http://worldwide.bose.com/electroforce/assets/pdf/Products/bose\\_suspension\\_system.pdf](http://worldwide.bose.com/electroforce/assets/pdf/Products/bose_suspension_system.pdf).
32. Bose suspension system. Available at: [www.bose.de/DE/de/learning-centre/suspension-problem/](http://www.bose.de/DE/de/learning-centre/suspension-problem/).

**V. Polyakov, I. Murovaniy, A. Razboynikov. Analysis of designs vehicle suspension systems development.**

It was analyzed the development of vehicle suspension system. In this work, an overview the most widespread vehicle suspension design for all time of its existence. Particular attention is given to an overview on mechatronic suspension systems.

Based on the analysis of vehicle suspension designs found that only by using mechatronic systems in the automotive suspension and further organization of workflow management may focus on improving the performance ride, stability and handling at the same time.

The modern trend of controlling the operation of the suspension system before the collision with irregularities. It is noted that the nature of the interaction with the wheel bearing surface is defined by the minimum criteria of the dynamic reaction on the road surface and vehicle at all, starting with a car tire and ending with the carrier system of the car, which increases the durability of the chassis, the tires and the road.

**Keywords:** stability, handling, smoothness, active suspension, semi-active suspension.

**Поляков В.М., Мурований І.С., Разбойников А.А. Анализ развития конструкций подвесок автомобиля.**

Проведен анализ развития конструкций подвесок автомобиля. Рассмотрены наиболее распространенные конструкции подвески автомобиля за все время ее существования. Особое внимание уделено мехатронным автомобильным подвескам.

На основе анализа развития конструкций подвесок автомобиля обнаружено, что только с использованием мехатронных систем в автомобильной подвеске и дальнейшей организации управления рабочими процессами возможно сосредоточить внимание на улучшении показателей плавности хода, устойчивости и управляемости одновременно.

Рассмотрены современные тенденции управления работой подвески до наезда на неровность. Отмечено, что характер взаимодействия колеса с опорной поверхностью определяется критериям минимальной динамической нагрузки на дорожное покрытие и автомобиль в целом, начиная с автомобильной шины и заканчивая несущей системой автомобиля, что повышает долговечность ходовой части, шины и дороги.

**Ключевые слова:** устойчивость движения, управляемость, плавность хода, активная подвеска, полуактивная подвеска.

**АВТОРИ:**

**ПОЛЯКОВ Віктор Михайлович**, доктор технічних наук, професор кафедри «Автомобілі», Національний транспортний університет, e-mail: poljakov\_2006@ukr.net

**МУРОВАНІЙ Ігор Сергійович**, кандидат технічних наук, доцент, завідувач кафедри «Автомобілі і транспортні технології», Луцький НТУ, e-mail: avto@lntu.edu.ua

**РАЗБОЙНИКОВ О. О.**, кафедра «Автомобілі», Національний транспортний університет.

**AUTHORS:**

**Viktor POLIAKOV**, Doctor of Science in Engineering, Professor of Automobiles Department, National Transport University, e-mail: poljakov\_2006@ukr.net

**Ihor MUROVANYI**, PhD. in Engineering, Assoc. Professor, Head of Motor Cars and Transport Technologies Department, Lutsk National Technical University, e-mail: avto@lntu.edu.ua

**O. RAZBOINIKOV**, Postgraduate Student of Automobiles Department, National Transport University,

**РЕЦЕНЗЕНТ:**

**МАТЕЙЧИК В.П.**, доктор технічних наук, професор, Національний транспортний університет, декан автомеханічного факультету, м. Київ, Україна.

**REVIEWER:**

**V. MATEICHYK**, Doctor of Science in Engineering, Professor, National Transport University, Dean of Automobile Mechanic Faculty, Kiev, Ukraine.

Стаття надійшла в редакцію 15.05.2015р.



Сай В.А., Шпота Я.І.  
*Луцький національний технічний університет*

## ДОСЛІДЖЕННЯ СКЛАДУ НАСІННЕВОГО ВОРОХУ ЛЬОНУ ОЛІЙНОГО

У статті обґрунтовано потребу у проведенні дослідження складу насінневого вороху льону олійного. Дослідження проводилися для насінневого вороху льону олійного "Лірина", вирощеного у кліматичних умовах Західного Полісся. Збирання урожаю льону олійного виконувалося роздільним способом: стеблостій косаркою скошували у валки, які після підсихання обмолочували зернозбиральним комбайном. Для проведення дослідження складу насінневого вороху льону олійного розроблена методика та описані засоби, які використовувалися під час проведення дослідів. В результаті дослідження встановлено, що насінневий ворох льону олійного містить 12,96-14,04 % великих соломистих домішок, 28,78-31,12 % дрібних соломистих домішок і залишків насінневих коробочок, 54,14-55,58 % насіння льону, 1,38-2,68 % дрібного і пошкодженого насіння із насінням інших культур.

**Ключові слова:** насінневий ворох, льон олійний, методика дослідження складу насінневого вороху.

**Постановка проблеми.** Льон (*Linum*) є найпоширенішою технічною культурою у світі, відноситься до числа давніх сільськогосподарських рослин. В Європу льон був завезений з Єгипту. Ця культура вважається однією з найважливіших культур комплексного використання. Цінність його полягає в тому, що з нього отримують продукцію трьох видів: насіння, волокно і кострицю, які є натуральною сировиною для багатьох галузей промисловості. Як прядильна та олійна рослина, льон був відомий людині ще у кам'яному віці [5].

На території України значно збільшуються посівні площі льону олійного, з якого отримують високий урожай насіння. Збирання урожаю льону олійного проводять двома способами: прямим комбайнуванням у фазі повної стиглості або роздільним збиранням у фазі біологічної стиглості рослин при значній засміченості посівів чи відростанні пагонів через дощову погоду. Фаза біологічної стиглості характеризується дозріванням 75 % коробочок, а абсолютна вага і олійність сягає максимуму. Вологість насіння в цей період складає 20 – 25 %, коробочок – 40 – 45 %, стебел – понад 60 %. Збирання ведуть тими ж машинами, які застосовуються на зернових культурах. Краще збирати льон олійний роздільним способом, при прямому комбайнуванні можливі втрати врожаю внаслідок поганого вимолочування недозрілих коробочок та можливого зігрівання вороху на токах. Також при повному дозріванні насіння вологість стебел може складати 40 % і більше. Стебла із такою вологістю під час збирання погано зрізаються і намотуються на обертові частини комбайна. При роздільному збиранні втрати вологи насінням та соломою більш інтенсивні, ніж при дозріванні на пні.

Ворох, який поступає на тік від комбайнів, не відповідає базисним кондиціям за вологістю та засміченістю. У зв'язку з цим його піддають очищенню та сушінню, щоб запобігти самозігріванню і псуванню [5 – 7].

Домішки, що відрізняються від насіння за розмірами, вилучають за допомогою ситового методу. За таким принципом працюють ситові сепаратори, оснащені системою сит з діаметром отворів від 0,5 до 40 мм. Обов'язковою умовою відділення домішок є нахил сит відносно горизонтального рівня (10 – 15°) та їх коливальні рухи, що забезпечує рух насінневої маси вздовж поверхні сит. Для видалення домішок, що відрізняються від насіння за аеродинамічними властивостями, використовують метод повітряної аспірації (пневматичної сепарації). Феромагнітні домішки видаляють із насіння за допомогою магнітних сепараторів, в яких використовують електромагнітне або постійне магнітне поле. На практиці широко використовують комбіновані сепаратори, в яких реалізовані всі три методи очищення насіння. Такі сепаратори оснащені системою сит, до складу якої входить приймальне сито (для видалення найбільш великих домішок), відсівне сито призначене для вилучення домішок дещо меншого розміру, розвантажувально-сортувальне сито, яке використовується для розділення насіння на велику та малу фракцію, підсівне сито, сходом з якого йде насіння, а прохід становить найбільш дрібне сміття.

**Аналіз останніх досліджень та публікацій.** Якість процесу очищення насіння залежить від матеріально-технічної бази первинної переробки та зберігання насіння льону олійного. Очищення насіння здійснюється на машинах загального призначення з решітно-трієрними робочими органами. Такі робочі органи не завжди забезпечують високу якість посівних кондицій насіння, а також

призводять до значного його травмування і втрат. Для розробки високоефективних робочих органів потрібно знати фізико-механічні та технологічні властивості насінневого вороху льону олійного.

Дослідження складу насінневого вороху представлено у працях багатьох науковців [1 – 4]. Але ці дослідження проводилися для насінневого вороху льону-довгунця, який збирався спеціальними льонозбиральними машинами. Склад насінневого вороху льону олійного, який збирають зернозбиральними машинами загального призначення у наукових працях не відображено.

**Мета дослідження.** Визначити склад насінневого вороху льону олійного, що отримано шляхом збирання зернозбиральним комбайном, який потрібно знати для вибору необхідного технічного забезпечення первинної переробки вороху та розробки нових засобів.

**Результати дослідження.** Дослідження проводилися для насінневого вороху льону олійного “Лірина”, вирощеного у кліматичних умовах Західного Полісся. Збирання урожаю льону олійного виконувалося роздільним способом: стеблостій косаркою скошували у валки, які після підсихання обмолочували зернозбиральним комбайном.

Для визначення складу насінневого вороху льону з насипного бунта вороху на току відбиралися 7 точкових проб згідно ГОСТ 12036-85 [8]. В центрі бунта проби відбирали із трьох шарів на різній глибині, а по краях бунта – в одному шарі з чотирьох протилежних сторін. Усі точкові проби об’єднали в одну масою 400 г. Із об’єднаної проби виділяли три середні проби вагою 50 г (рис. 1).



Рис. 1. Фото наважки насінневого вороху льону олійного масою 50 г.

Для формування наважок насінневий ворох об’єднаної проби висипали на рівну поверхню, досконало перемішували двома планками і надавали шару вороху форму квадрата товщиною до 1,5 см. А потім ділили квадрат по діагоналі на чотири трикутники (рис.2). Із двох протилежних трикутників насінневий ворох об’єднують для отримання першої проби, а насінневий ворох із двох трикутників, які залишилися, об’єднують для отримання другої і третьої проб. Проби формують шляхом утворення квадратів та діленням його на трикутники.

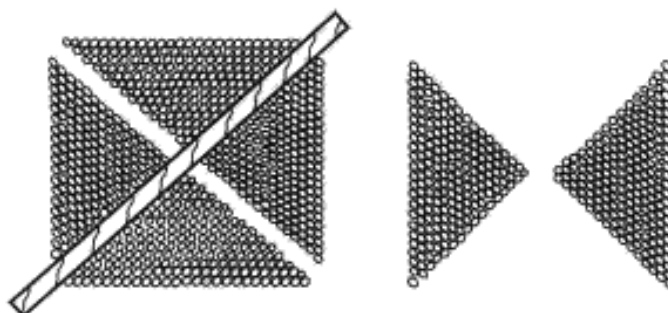


Рис. 2. Схема до формування проб насінневого вороху льону.

Кожна з проб розділялась на чотири фракції (рис. 3):

- великі соломисті домішки (стебла);
- дрібні соломисті домішки і залишки насінневих коробочок;
- насіння льону;
- дрібне і пошкоджене насіння із насінням інших культур;

Аналіз проби починають з виділення великих соломистих домішок. Для цього пробу висипали на рівну світлого кольору поверхню, і великі соломисті домішки від основної маси насінневого вороху видаляли пінцетом. Далі за допомогою ситового аналізу відділяли дрібні соломисті домішки і залишки коробочок від насіння льону, після чого від нього відділяли дрібне пошкоджене насіння та насіння бур'янів. Кінцевим етапом даного дослідження є зважування кожного складника насінневого вороху льону олійного з точністю 0,01 г на лабораторних вагах.

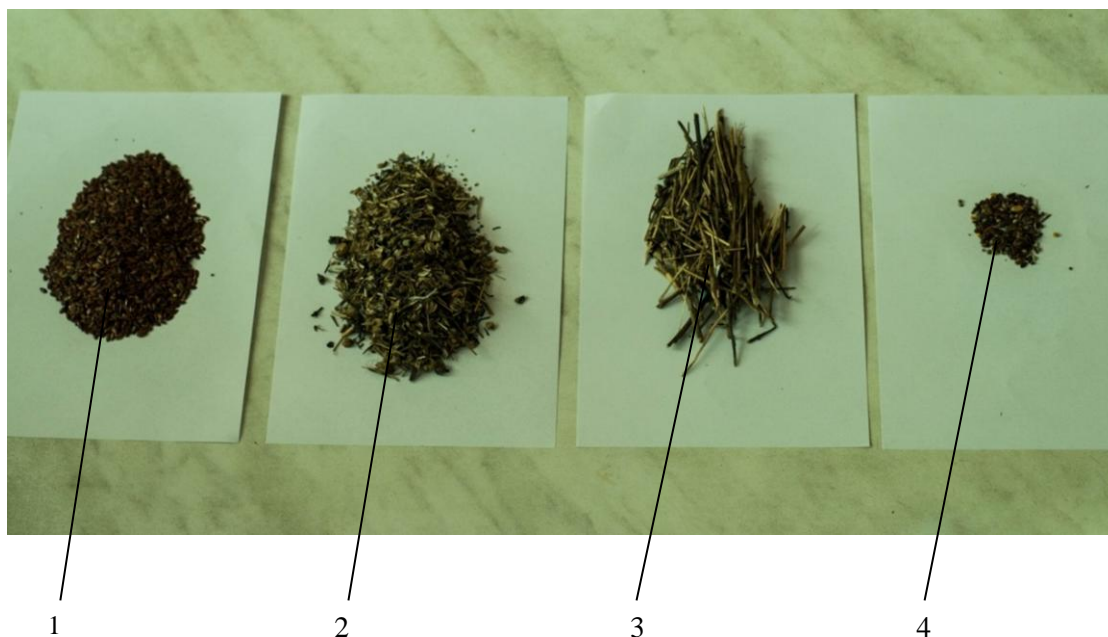


Рис. 3. Складові частини насінневого вороху льону олійного:

1 – насіння льону, 2 – дрібні соломисті домішки і залишки насінневих коробочок, 3 – великі соломисті домішки (стебла), 4 – дрібне і пошкоджене насіння із насінням інших культур.

Внаслідок проведеного дослідження були отримані результати, які представлені у таблиці 1.

Таблиця 1.

Результати дослідження складу насінневого вороху льону олійного.

Складові частини насінневого вороху льону	Повторюваність дослідів			Середнє значення
	1	2	3	
Великі соломисті домішки (стебла), грам.	6,48	6,49	7,02	6,66
Дрібні соломисті домішки і залишки насінневих коробочок, грам.	14,39	15,56	14,78	14,91
Насіння льону, грам.	27,79	27,26	27,07	27,38
Дрібне і пошкоджене насіння із насінням інших культур, грам.	1,34	0,69	1,13	1,05

За отриманими середніми значеннями визначали вміст кожного складника (у відсотках) за формулою:

$$C = \frac{100 \cdot M_1}{M_2}, \%$$

де  $M_1$  – маса відповідного складника у досліджуваній пробі насінневого вороху, грам;

$M_2$  – загальна маса досліджуваної проби насінневого вороху, грам.

Згідно розрахунку отримано, що вміст великих соломистих домішок (стебел) складає 12,96 – 14,04 %, дрібних соломистих домішок і залишків насінневих коробочок – 28,78 – 31,12 %, насіння льону – 54,14 – 55,58 %, дрібного і пошкодженого насіння із насінням інших культур – 1,38 – 2,68 %. За середніми значеннями вмісту складових частин насінневого вороху льону олійного на рис. 4 побудована діаграма.

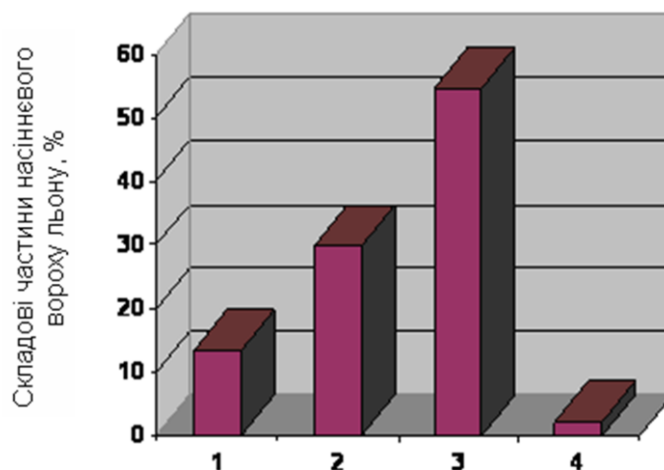


Рис. 4. Середні значення складових частин вороху льону олійного:

1 – великі соломисті домішки (стебла), 2 – дрібні соломисті домішки і залишки насінневих коробочок, 3 – насіння льону, 4 – дрібне і пошкоджене насіння із насінням інших культур

**Висновки.** Проведені дослідження складу насінневого вороху льону олійного, зібраного зернозбиральним комбайном, свідчать, що частина якісного насіння становить 54,14 – 55,58 %. Майже половина складу насінневого вороху є відходи різних розмірів. Тому у процесі попередньої очиски насіння льону олійного потрібно забезпечити якісне очищення як великих, так і малих домішок.

1. Дідух В.Ф. Збирання та первинна переробка льону-довгунця / В.Ф. Дідух, І.М. Дударев, Р.В. Кірчук – Луцьк.: Ред.-вид. відділ ЛНТУ, 2008. – 215 с.
2. Зінченко О.І. Рослинництво / О.І. Зінченко, В.Н. Салатенко, М.А. Білоножко.- К.: Аграрна освіта, 2001.- 591 с.
3. Еругин А.Ф. Исследование процесса обмолота льна: автореф. дис. на соискание науч. степени докт. техн. наук : спец. 05.20.01 „Механизация сельскохозяйственного производства” / А.Ф. Еругин. – М., 1974. – 23 с.
4. Льноуборочные машины / [Хайлис Г.А., Быков Н.Н., Бухаркин В.Н. и др.] – М.: Машиностроение, 1985. – 229 с.
5. Льон олійний: біологія, сорти, технологія вирощування / [А.В. Чехов, О.М. Лапа, Л.Ю. Міщенко, І.О. Полякова]. – К.: Українська академія аграрних наук, Інститут олійних культур, 2007. – 59 с.
6. Санін А.А. Технологія возделывания льна масличного в зоне Среднего Поволжья (рекомендации) / А.А. Санін, Л.А. Косых, В.В. Борисов. – Кинель: Россельхозакадемия, ГНУ Поволжский НИИСС. – 2006.
7. Сай В.А. Технологія вирощування, збирання та первинної переробки льону олійного / В.А. Сай. – Луцьк: ЛНТУ, 2012. – 168 с.
8. Семена сельскохозяйственных культур. Правила приемки и методы отбора проб. ГОСТ 12036-85. – [Действующий от 01-07-1986]. – М.: Стандартинформ, 1985. – 10 с. (Межгосударственный стандарт).

## REFERENCES

1. Didukh, V., Dudariev, I. & Kirchuk, R. (2008). *Collection and primary processing of flax*. [Zbyrannia ta pervynna pererobka lonu-dovhuntsia]. Lutsk, Lutsk NTU Publ. 215 p.
2. Zinchenko, O., Salatenko, V. & Bilonozhko, M. (2001). *Plant Growing*. [Roslynyntstvo]. Kyiv, Agrarna Osvita Publ. 591 p.
3. Erugin, A. (1974). *Research of the process of flax thrashing*. Synopsis of Doct. Diss. [Issledovanie protsessa obmolota l'na. Avtoref. Doct. Diss.]. Moscow, 23 p.
4. Khailis, G., Bykov, N. & Bukharkin, V. (1985). *Flax harvesters*. [L'nouborochnye mashiny]. Moscow, Mashinostroenie Publ. 229 p.
5. Chekhov, A., Lapa, O., Mishchenko, L. & Poliakova, I. (2007). *Oil Flax: biology, varieties, cultivation technology*. [Lon oliinyi: biolohiia, sorty, tekhnolohiia vyroshchuvannia]. Kyiv, 59 p.
6. Sanin, A., Kosykh, L. & Borisov, V. (2006). *The technology of cultivation of flax in the area of the Middle Volga region*. [Tekhnologiya vozdelevaniya l'na maslichnogo v zone Srednego Povolzh'ya]. Kinel', Rossel'khozakademiya Publ.
7. Sai, V. (2012). *The technology of growing, harvesting and primary processing of oil flax*. [Tekhnolohiia vyroshchuvannia, zbyrannia ta pervynnoi pererobky lonu oliinoho]. Lutsk, Lutsk NTU Publ. 168 p.

8. State Standart 12036-85. (1985). Agricultural seeds. Acceptance rules and methods of sampling. Moscow, Standartinform Publ., 10p. (In Russian).

**V. Sai, Yu. Shpota. Research of flax oily seed heap.**

Due to the increased interest in the cultivation of flax oily in Ukraine there is a need for primary processing of harvested seed crops. Quality seed cleaning process depends on the material and technical base of primary processing and storage of flax oily seed.

Cleaning of seeds carried out on machines general purpose triple-grate working bodies. These working bodies do not always provide high quality seed sowing conditions and lead to potentially significant injury and loss. It is necessary to know physical, mechanical and technological properties of flax oily seed heap for the development of highly efficient working bodies. Therefore there is a need for research of properties flax oily seed heap, including studies its composition.

Research conducted for flax oily seed heap "Liryna" grown in the climatic conditions of Western Polissya. Harvesting of oily flax carried out a separate way: stems were mowed down by mower in rolls, which after drying have threshed by combine harvesters. For the study flax oily seed heap we described the technique and tools that were used during the experiments. In the research was found that the flax oily seed heap contains 12.96 - 14.04% of large straw impurities, 28.78 - 31.12% straw small impurities and residual seed boxes, 54.14 - 55.58% linseed, 1,38 - 2,68% of small and damaged seeds and seeds of other crops.

**Сай В.А., Шпота Я.И. Исследование состава семенного вороха льна масличного.**

В статье обоснована необходимость в проведении исследования состава семенного вороха льна масличного. Исследования проводились для семенного вороха льна масличного "Лирина", выращенного в климатических условиях Западного Полесья. Сбор урожая льна масличного выполнялся раздельным способом: стеблестой косилкой скашивали у валки, которые после подсыхания обмолачивали зерноуборочным комбайном. Для проведения исследования состава семенного вороха льна масличного разработана методика и описаны средства, которые использовались во время проведения опытов. У результате исследования установлено, что семенной ворох льна масличного содержит 12,96-14,04 % крупных соломистых примесей, 28,78-31,12 % мелких соломистых примесей и остатков семенных коробочек, 54,14-55,58 % семян льна, 1,38-2,68 % мелких и поврежденных семян с семенами других культур.

**АВТОРИ:**

*САЙ Володимир Анатолійович*, кандидат технічних наук, доцент кафедри «Обладнання переробних виробництв», Луцький НТУ, e-mail: [opv@lntu.edu.ua](mailto:opv@lntu.edu.ua)

*ШПОТА Яна Ігорівна*, магістрант кафедри «Обладнання переробних виробництв», Луцький НТУ; e-mail: [opv@lntu.edu.ua](mailto:opv@lntu.edu.ua)

**АВТОРЫ:**

*САЙ Владимир Анатольевич*, кандидат технических наук, доцент кафедры «Оборудование перерабатывающих производств», Луцкий НТУ, e-mail: [opv@lntu.edu.ua](mailto:opv@lntu.edu.ua)

*ШПОТА Яна Игоревна*, магистрант кафедры «Оборудование перерабатывающих производств», Луцкий НТУ; e-mail: [opv@lntu.edu.ua](mailto:opv@lntu.edu.ua)

**AUTHORS:**

*Volodymyr SAI*, PhD. in Engineering, Assoc. Professor of Production Processing Equipment Department, Lutsk National Technical University, e-mail: [opv@lntu.edu.ua](mailto:opv@lntu.edu.ua)

*Yana SHPOTA*, Student of Production Processing Equipment Department, Lutsk National Technical University, e-mail: [opv@lntu.edu.ua](mailto:opv@lntu.edu.ua)

**РЕЦЕНЗЕНТ:**

*ДИДУХ В.Ф.*, доктор технічних наук, професор, Львівський національний аграрний університет, зав.кафедри експлуатації та технічного сервісу машин ім. професора Семковича І.Д., м. Львів, Україна.

**РЕЦЕНЗЕНТ:**

*ДИДУХ В.Ф.*, доктор технических наук, профессор, Львовский национальный аграрный университет, зав.кафедрой эксплуатации и технического сервиса машин им. профессора Семковича И.Д., г. Львов, Украина.

**REVIEWER:**

*V. DIDUKH*, Doctor of Science in Engineering, Professor, Lviv National Agrarian University, Head of Maintenance and Technical Service of Machines Department, Lviv, Ukraine.

Стаття надійшла в редакцію 21.04.2015р.

Сахно В. П., Прогній П. Б.  
Національний транспортний університет

## ДО ВИЗНАЧЕННЯ СТІЙКОСТІ РУХУ АВТОПОЇЗДА У ГАЛЬМІВНОМУ РЕЖИМІ ІЗ ВИКОРИСТАННЯМ КОМП'ЮТЕРНОЇ МОДЕЛІ

У статті проаналізовано динаміку гальмування автопоїзда при наявності бортової нерівномірності гальмівних сил. Дослідження проведено із використанням комп'ютерної моделі автопоїзда у складі двовісного автомобіля-тягача та тривісного напівпричепа, розробленого в програмному середовищі «Універсальний механізм».

Об'єкт дослідження – динаміка гальмування автопоїзда.

Мета дослідження – здійснити дослідження показників стійкості автопоїзда при гальмуванні з бортовою нерівномірністю гальмівних сил із використанням комп'ютерної моделі.

Метод дослідження – чисельне моделювання.

У ході роботи проаналізовано стійкість сидельного автопоїзда з різними схемами бортової нерівномірності гальмівних сил. В якості критеріїв стійкості визначено відхилення ланок від «безпечного коридору руху» та кути повороту ланок в горизонтальній площині.

На основі чисельного моделювання встановлено, що за обраних вихідних даних найменш стійким є автопоїзд із III схемою бортової нерівномірності гальмівних сил, що впливає із аналізу траєкторії його руху. Більш стійкими за критерієм бічного переміщення виявилися автопоїзди із схемами бортової нерівномірності гальмівних сил IV, II та V відповідно.

Аналіз даних щодо кутових відхилень ланок автопоїздів з різними схемами бортової нерівномірності гальмівних сил дозволив з'ясувати, що найбільше кутове відхилення характерне для ланок автопоїзда із III схемою бортової нерівномірності. Стійкішими виявилися автопоїзди із схемами нерівномірності II, IV та V відповідно.

**Ключові слова:** комп'ютерна модель, автопоїзд, динаміка гальмування, бортова нерівномірність гальмівних сил, стійкість.

**Вступ.** Аналіз статистичних даних засвідчує зростання об'ємів вантажоперевезень із використанням автомобільного транспорту впродовж останніх років. Значну їх частку здійснюють автомобільними поїздами. В процесі експлуатації автопоїздів, під впливом дорожніх умов та ряду інших факторів, водіям часто доводиться вдаватися до гальмування, особливо небезпечними з яких є екстрені, оскільки вони можуть спричинити втрату стійкості транспортного засобу, особливо при нерівних гальмівних силах на колесах осей автопоїзда. З огляду на це необхідно поліпшувати експлуатаційні властивості автопоїздів, зокрема при русі в гальмівному режимі.

Для дослідження динаміки автопоїздів все частіше використовують комп'ютерні моделі [1-3]. Це спричинено рядом переваг, адже комп'ютерне моделювання не потребує наявності реальної фізичної моделі, дорогого вимірювального обладнання, великих затрат коштів та часу. Поряд із цим, при використанні комп'ютерних моделей можна безпечно здійснювати багаторазові випробування, стежити за динамікою їх розгортання та отримувати різноманітні кількісні показники в числовому чи графічному вигляді. Тому проведемо дослідження динаміки гальмування автопоїзда із застосуванням комп'ютерної моделі.

**Метою** даної роботи є дослідження показників стійкості автопоїзда при гальмуванні з бортовою нерівномірністю гальмівних сил із використанням комп'ютерної моделі.

**Основна частина.** Із застосуванням програмного комплексу Universal Mechanism (ПК UM) нами розроблено комп'ютерну модель дволанкового сидельного автопоїзда у складі двовісного автомобіля-тягача та тривісного напівпричепа (рис. 1) категорії  $N_3+O_4$ .

Комп'ютерна модель побудована із використанням підходу системи твердих тіл. Відповідно до даного підходу, механічна система подається як сукупність абсолютно твердих тіл, пов'язаних шарнірними зв'язками та силовими елементами. При побудові моделі використано метод підсистем, суть якого полягає у тому, що при розробці моделі, автопоїзд подано як сукупність двох підсистем – тягача та напівпричепа, які об'єднанні шарнірним та силовим зв'язками, що характеризують поведінку ланок автопоїзда при дослідженні динаміки моделі. Геометричні, інерційні та силові характеристики елементів моделі задані із використанням сукупності ідентифікаторів, окремо для кожної підсистеми, а також частини, які належать обом підсистемам.

При підготовці комп'ютерної моделі автопоїзда побудовано також модель дороги, яка по аналогії з [3] включає такі елементи:

- геометрію лінії дороги (макропрофіль);
- геометрію поверхні дороги (мікропрофіль);
- шорсткість, твердість та матеріал покриття.

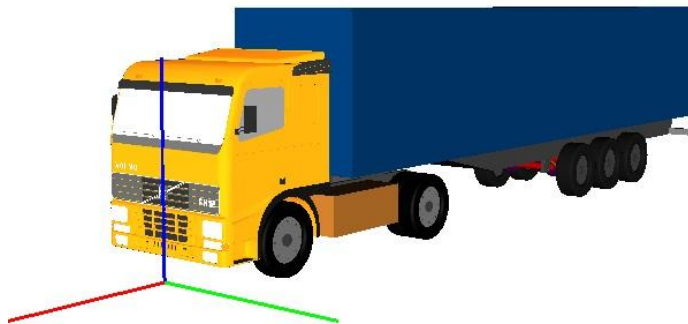


Рис. 1. Спрощена динамічна модель автопоїзда.

Відповідно до вихідних умов моделювання, дослідження динаміки гальмування автопоїзда відбувається на рівній сухій ділянці дороги із асфальтобетонним покриттям. Використовуючи засоби інструменту UM Simulation, нами розроблено мікропрофіль ділянки дороги для імітації руху автопоїзда у гальмівному режимі. Графіки нерівностей дорожнього покриття під лівим та правим бортами автопоїзда подані на рисунку 2. Геометрію лінії дороги (макропрофіль) побудовано засобами UM Simulation відповідно до вимог нормативних документів.

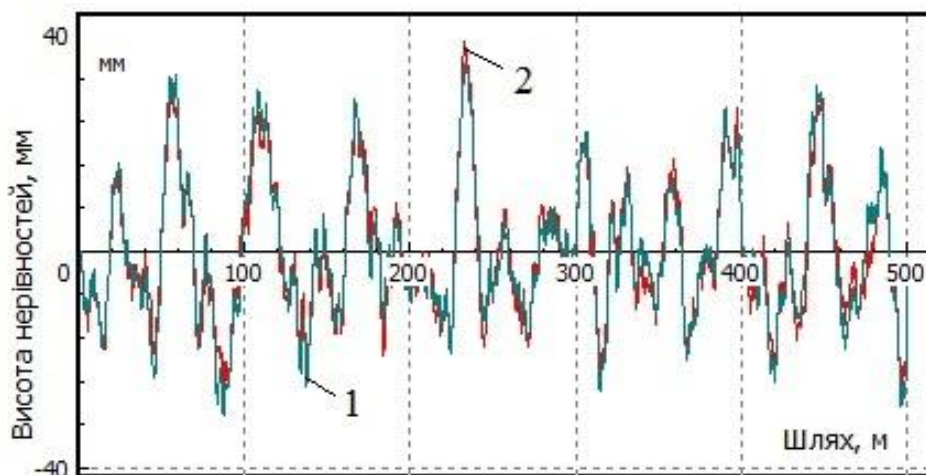


Рис. 2. Профіль нерівностей дослідної ділянки дороги  
1 – висота нерівностей під правим бортом автопоїзда;  
2 – висота нерівностей під лівим бортом автопоїзда.

Використовуючи розроблену комп'ютерну модель, проведемо дослідження динаміки гальмування автопоїзда з ідеальним розподілом гальмівних сил, а також із наявністю бортової нерівномірності при русі по прямій. При цьому вважатимемо, що на початку дослідження автопоїзд рухається паралельно осі  $Ox$ , яку спрямовано вздовж дороги. Рух автомобільного поїзда у гальмівному режимі досліджується на проміжку часу  $T = 10$  с. У результаті чисельного моделювання інструментом UM Simulation отримуємо дані про положення ланок автопоїзда у кожен момент часу з кроком  $0,025$  с на інтервалі  $10$  с.

Прийmemo вихідні дані для досліджень: початкова швидкість гальмування автомобільного поїзда  $v_0 = 20$  м/с; коефіцієнт зчеплення коліс з опорною поверхнею  $\phi = 0,8$ ; маса автомобіля-тягача  $m = 6900$  кг; маса напівпричепа  $m_1 = 6250$  кг; гальмівні сили на колесах автопоїзда відповідають сповільненню  $4,5$  м/с<sup>2</sup>.

У таблиці 1 наведено схеми автопоїздів із різними видами бортової нерівномірності гальмівних сил на осях. Знаком «+» позначені колеса з більшою гальмівною силою, знаком «-» – колеса з

меншою гальмівною силою, а знаком « $\Rightarrow$ » – колеса з рівними гальмівними силами. Результати проведених досліджень наведено у таблиці 2.

Відповідно до [4] максимальне значення коефіцієнта нерівномірності гальмівних сил на колесах однієї осі транспортного засобу становить 30%. З огляду на це приймемо, що якщо до коліс з більшою гальмівною силою прикладено гальмівний момент  $M$ , то до коліс з меншою гальмівною силою –  $0,7M$ .

В якості критеріїв стійкості автопоїзда у гальмівному режимі проаналізуємо відхилення ланок від «безпечного коридору руху» та кути повороту ланок в горизонтальній площині. По аналогії з [5] прямолінійний рух автомобільного поїзда у гальмівному режимі вважатимемо практично стійким, якщо ширина коридору його руху буде рівна половині ширини смуги руху. Отже, бокове переміщення ланок автопоїзда не повинно перевищувати 1,0 м. Відповідно до вимог п. 31.4.1 Правил дорожнього руху України (ПДР) забороняється експлуатація транспортних засобів, якщо у результаті екстреного гальмування при швидкості 40 км/год автомобіль розвертається на кут більше  $8^\circ$ . Врахуємо це при аналізі стійкості автопоїзда за кутами повороту ланок у горизонтальній площині.

Таблиця 1. – Варіанти бортової нерівномірності гальмівних сил (б.н.г.с.) на осях автопоїзда

Схема нерівномірності гальмівних сил	Номер осі									
	Лівий борт					Правий борт				
	1	2	3	4	5	1	2	3	4	5
I	=	=	=	=	=	=	=	=	=	=
II	+	+	+	+	+	-	-	-	-	-
III	+	+	-	-	-	-	-	+	+	+
IV	+	+	=	=	=	-	-	=	=	=
V	=	=	+	+	+	=	=	-	-	-

На рисунках 3.1-3.5 наведено графіки зміни координат центрів мас автомобіля тягача та напівпричепа з часом у поздовжньому та поперечному напрямках відносно дороги, при гальмуванні з I-V схемою нерівномірності гальмівних сил відповідно. На рисунку 4 зображено траєкторії руху досліджуваних автопоїздів.

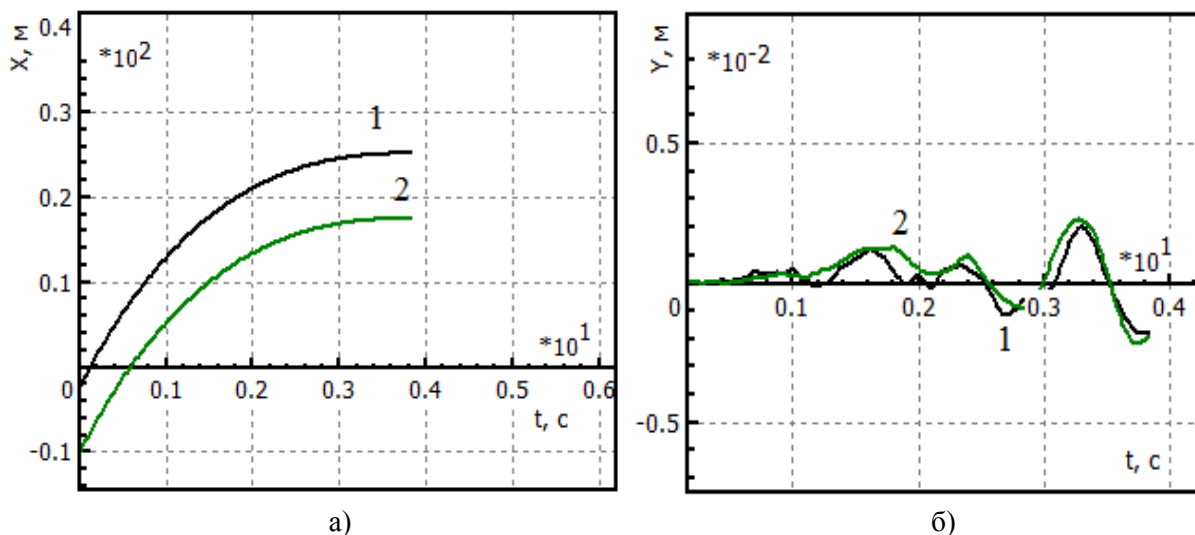


Рис. 3.1. Зміна координат центрів мас автомобіля тягача (1) та напівпричепа (2) з часом при гальмуванні з I схемою нерівномірності гальмівних сил:

- а) координати центрів мас у поздовжньому до дороги напрямі;  
б) координати центрів мас у поперечному до дороги напрямі



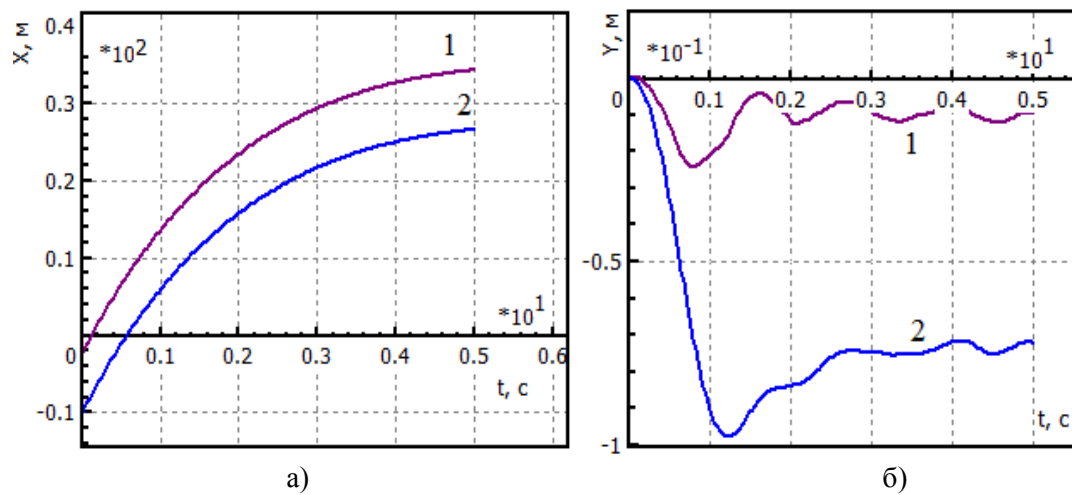


Рис. 3.2. Зміна координат центрів мас автомобіля тягача (1) та напівпричепа (2) з часом при гальмуванні з II схемою нерівномірності гальмівних сил:  
 а) координати центрів мас у повздовжньому до дороги напрямі;  
 б) координати центрів мас у поперечному до дороги напрямі

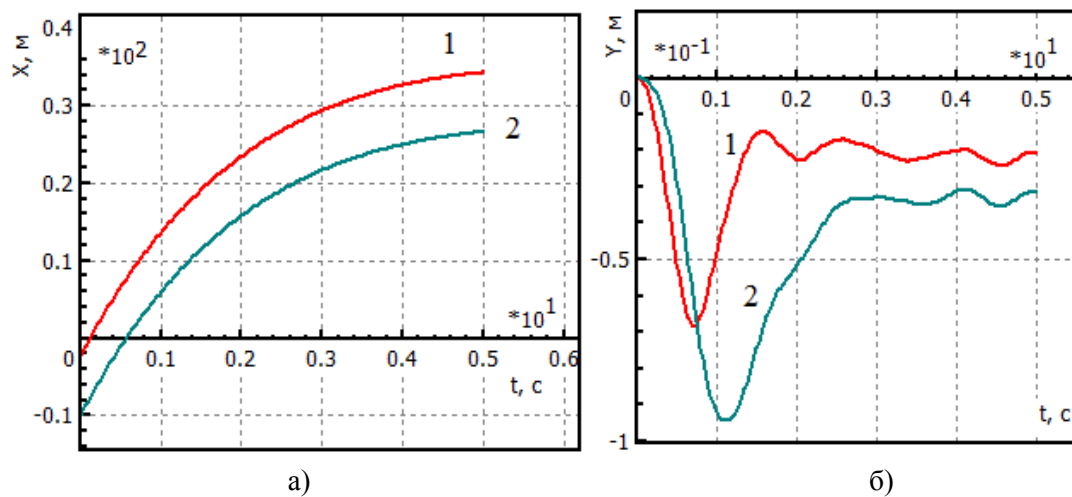


Рис. 3.3. Зміна координат центрів мас автомобіля тягача (1) та напівпричепа (2) з часом при гальмуванні з III схемою нерівномірності гальмівних сил:  
 а) координати центрів мас у повздовжньому до дороги напрямі;  
 б) координати центрів мас у поперечному до дороги напрямі

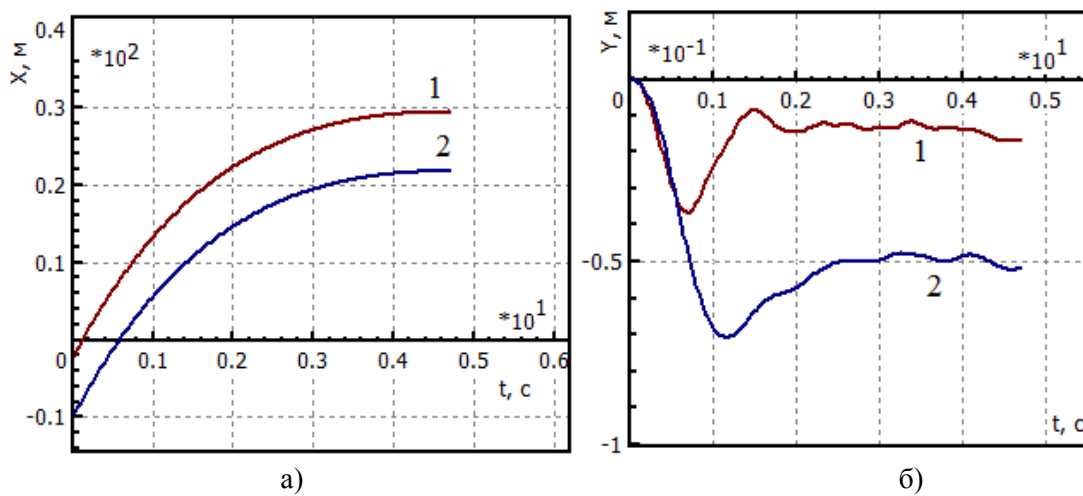


Рис. 3.4. Зміна координат центрів мас автомобіля тягача (1) та напівпричепа (2) з часом при гальмуванні з IV схемою нерівномірності гальмівних сил:  
 а) координати центрів мас у повздовжньому до дороги напрямі;  
 б) координати центрів мас у поперечному до дороги напрямі

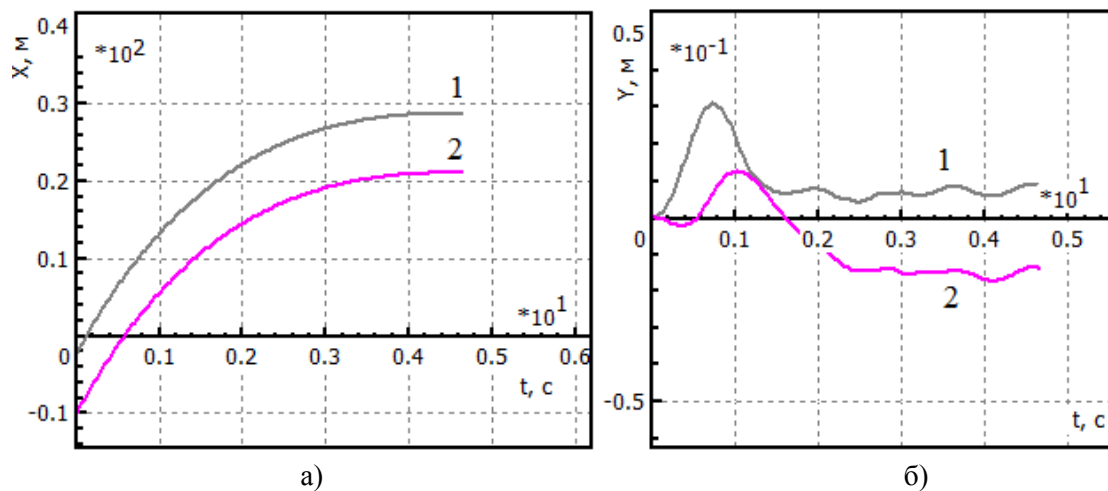


Рис. 3.5. Зміна координат центрів мас автомобіля-тягача (1) та напівпричепа (2) з часом при гальмуванні з V схемою нерівномірності гальмівних сил:  
 а) координати центрів мас у повздовжньому до дороги напрямі;  
 б) координати центрів мас у поперечному до дороги напрямі

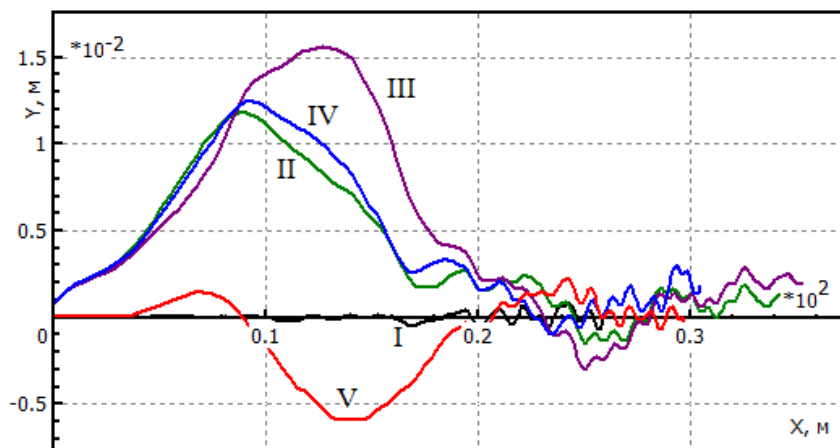


Рис. 4. Траєкторії руху центрів мас автопоїздів при гальмуванні з різними схемами бортової нерівномірності гальмівних сил

Аналіз отриманих на основі дослідження даних дозволяє зробити висновок, про те, що гальмування автопоїзда з бортовою нерівномірністю гальмівних сил погіршує його стійкість. Зокрема, найбільше відхилення у поперечному напрямку (0,098 м) зафіксоване для напівпричепа автопоїзда із II схемою бортової нерівномірності гальмівних сил, проте автомобіль-тягач за даної схеми є більш стійким, поперечне відхилення його центра мас не перевищує 0,024 м. За обраних вихідних даних найменш стійким виявився автопоїзд із III схемою бортової нерівномірності гальмівних сил, що впливає із аналізу траєкторії його руху (рис. 4). Більш стійкими за критерієм бічного переміщення виявилися автопоїзди із схемами бортової нерівномірності гальмівних сил IV, II та V відповідно.

Таблиця 2. – До визначення основних параметрів процесу гальмування сідельного автопоїзда з бортовою нерівномірністю гальмівних сил при русі по прямій

№ п/п	Вихідні дані дослідження				Результати дослідження					
	Схема б. н. г. с.	φ	Маса тягача, кг	Маса напівпричепа, кг	Час гальмування, с	Шлях гальмування, м	Бокове зміщення центра мас, м		Курсові кути, рад	
							Тягача	Напівпричепа	γ	γ <sub>1</sub>
$v_0 = 20 \text{ м/с}$										
1	I	0,8	6900	6250	3,81	25,127	0,002	0,0023	0,0017	0,0016
2	II	0,8	6900	6250	6,5	34,95	-0,024	-0,098	-0,006	-0,004
3	III	0,8	6900	6250	6,51	34,91	-0,068	-0,094	0,0073	0,007
4	IV	0,8	6900	6250	4,68	29,44	-0,037	-0,071	0,0038	0,004
5	V	0,8	6900	6250	4,65	28,72	0,031	-0,017	-0,003	-0,002

Аналіз даних щодо кутових відхилень ланок автопоїздів з різними схемами бортової нерівномірності гальмівних сил дозволяє зробити схожі висновки. Найбільше кутове відхилення характерне для ланок автопоїзда із III схемою бортової нерівномірності. Стійкішими виявилися автопоїзди із схемами нерівномірності II, IV та V відповідно.

**Висновки.** У статті проаналізовано динаміку гальмування автопоїзда при наявності бортової нерівномірності гальмівних сил. Дослідження проведено із використанням комп'ютерної моделі автопоїзда у складі двовісного автомобіля-тягача та тривісного напівпричепа, розробленого в програмному середовищі «Універсальний механізм». У процесі дослідження проаналізовано стійкість сидельного автопоїзда із п'ятьма схемами бортової нерівномірності гальмівних сил.

На основі чисельного моделювання встановлено, що за обраних вихідних даних найменш стійким є автопоїзд із III схемою бортової нерівномірності гальмівних сил, що впливає із аналізу траєкторії його руху. Більш стійкими за критерієм бічного переміщення виявилися автопоїзди із схемами бортової нерівномірності гальмівних сил IV, II та V відповідно.

Аналіз даних щодо кутових відхилень ланок автопоїздів з різними схемами бортової нерівномірності гальмівних сил дозволяє зробити схожі висновки. Найбільше кутове відхилення характерне для ланок автопоїзда із III схемою бортової нерівномірності. Стійкішими виявилися автопоїзди із схемами нерівномірності II, IV та V відповідно.

1. Компьютерное моделирование устойчивости и маневренности седельного автопоезда [Текст] / А. Н. Выгонный, О.В. Матушкина, А. А. Калинин, А. Н. Колесникович // Автомобильная промышленность: Научно-технический журнал. – 2011. – № 7. – С. 35-36.

2. Житенко О. В., Кузьо І. В. Математично-комп'ютерне моделювання динаміки автопоїзда / О. В. Житенко, І. В. Кузьо // Збірник наукових праць: Галузеве машинобудування, будівництво. – Вип. 2 (32), т.1. – Полтава: ПолтНТУ, 2012. – С. 72-79.

3. Проблемы моделирования динамических процессов в реальном времени (на примере тормозной динамики автомобиля) / Е. В. Балакина, Н. М. Зотов, В. М. Зотов, И. А. Платонов, А. П. Федин; под ред. С. В. Бахмутова. – М.: Машиностроение, 2013. – 300 с.

4. Колісні транспортні засоби. Вимоги щодо безпечності технічного стану та методи контролювання: ДСТУ 3649:2010. – [Чинний від 2011-07-01]. – Офіц. вид. – К.: Держспоживстандарт України, 2011. – 28 с.

5. Кузнецов Р. М. До питання стійкості сидельно-причіпного автопоїзда у гальмівному режимі / Р. М. Кузнецов, Р. Л. Данилюк // Наукові нотатки: міжвуз. зб. – Луцьк: РВВ ЛНТУ, 2011. – Вип. № 32. – С.197-199.

## REFERENCES

1. Vyhonnyy, A., Matushkina, O., Kalinin, A. & Kolesnikovich, A. (2011). Computer simulation of stability and maneuverability of the tractor train. [Komp'yuternoe modelirovanie ustoichivosti i manevrennosti sedel'nogo avtopoezda]. *Automotive Industry. Scientific and Technical Journal*. [Avtomobilnaia promishlenost. Nauchno-tekhnicheskii zhurnal]. Vol. 7, pp. 35-36.

2. Zhitenko, O. & Kuz'o, I. (2012). Mathematical-computer modeling of dynamics of lorry convoy. [Matematychno-kompiuterne modeliuвання dynamiky avtopoizda]. *Industry sector in engineering, construction*. Collection of scientific works. [Halyzeve mashynobydyvanna, bydivnutstvo]. Vol. 2 (32). Poltava, PolNTU Publ., pp. 72-79.

3. Balakina, E., Zotov, N., Zotov, V., Platonov, I. & Fedin, A. (2013). *Problems of the modeling of dynamic processes in real time (an example of the braking dynamics of the car)*. Moscow, Mashinostroenie Publ., 300 p.

4. Wheeled vehicles. Safety requirements for technical conditions and methods of control: DSTU 3649: 2010. - [Effective as of 2011-07-01]. - Official. ed. - K.: State Committee of Ukraine, 2011. – 28 p. - (National Standard of Ukraine). (Ukr)

5. Kuznetsov R.M., Danyluk R. L. To the question of stability of saddle-trailing lorry convoy in brake mode. *Scientific Notes: mizhvuzivskyi zbirnyk*. Lutsk: RVV LNTU, 2011. - Vol. № 32. - p. 197-199. (Ukr)

### **V. Sakhno, P. Prohnyy. To determination of stability of lorry convoy movement in braking mode with using of computer model.**

The article contains an analysis of braking dynamic of lorry convoy with side uneven of brake forces. The study was conducted using a computer model of lorry convoy, consisting of two-axle car-tractor and triaxial trailer, developed at software "Universal mechanism".

Research object – the dynamics of braking of lorry convoy.

Purpose of the study – to implement the investigation of stability indicators of lorry convoy under braking with side uneven of brake forces, using a computer model.

Research method – numerical simulation.

The stability of lorry convoy with different schemes of side uneven of brake forces are analyzed during the research. The deviation of units from the "safe corridor of movement" and the angles of links turning in a horizontal plane are defined as criteria of sustainability.

On the base of numerical simulation we found that the lorry convoy with the III scheme of side uneven of brake forces is the least stable at selected source data. It's arising from the analysis of the trajectory of its movement.

A lorry convoys with the schemes of side uneven of brake forces IV, II and V, respectively were more stability on the criterion of lateral movement.

An analysis of data on angular deviation of units of lorry convoys with different schemes of side uneven of brake forces allowed to find out that the most angular deviation is characteristic for links of lorry convoy with the III-d scheme of side uneven. Lorry convoys with schemes uneven II, IV and V respectively were more stable.

**Keywords:** computer model, lorry convoy, dynamic of braking, side uneven of brake forces, stability.

**Сахно В. П., Прогній П. Б. К определению устойчивости движения автопоезда в тормозном режиме с использованием компьютерной модели.**

В статье проанализирована динамика торможения автопоезда при наличии бортовой неравномерности тормозных сил. Исследование проведено с использованием компьютерной модели автопоезда в составе двухосного автомобиля-тягача и трехосного полуприцепа, разработанной в программной среде «Универсальный механизм».

Объект исследования - динамика торможения автопоезда.

Цель исследования - изучить показатели устойчивости автопоезда при торможении с бортовой неравномерностью тормозных сил с использованием компьютерной модели.

Метод исследования - численное моделирование.

В процессе работы проанализирована устойчивость седельного автопоезда с разными схемами бортовой неравномерности тормозных сил. В качестве критериев устойчивости определены отклонения звеньев от «безопасного коридора движения» и углы поворота звеньев в горизонтальной плоскости.

На основе численного моделирования установлено, что за избранных исходных данных наименее устойчивым является автопоезд с III схемой бортовой неравномерности тормозных сил, что вытекает из анализа траектории его движения. Более устойчивыми по критерию бокового перемещения оказались автопоезда со схемами бортовой неравномерности тормозных сил IV, II и V соответственно.

Анализ данных по угловым отклонениям звеньев автопоездов с различными схемами бортовой неравномерности тормозных сил позволил выяснить, что самое большое угловое отклонение характерно для звеньев автопоезда с III схемой бортовой неравномерности. Более устойчивыми оказались автопоезда со схемами неравномерности II, IV и V соответственно.

**Ключевые слова:** компьютерная модель, автопоезд, динамика торможения, бортовая неравномерность тормозных сил, устойчивость.

#### АВТОРИ:

*САХНО Володимир Прохорович*, доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри «Автомобілі», Національний транспортний університет, e-mail: [sakhno@ntu.edu.ua](mailto:sakhno@ntu.edu.ua)

*ПРОГНІЙ Павло Богданович*, аспірант кафедри «Автомобілі», Національний транспортний університет, e-mail: [pavlo\\_pro@ukr.net](mailto:pavlo_pro@ukr.net),

#### AUTHORS:

*Volodymyr SAKHNO*, Doctor of Science in Engineering, Professor, Head of Automobiles Department, National Transport University, e-mail: [sakhno@ntu.edu.ua](mailto:sakhno@ntu.edu.ua)

*Pavlo PROHNIY*, Postgraduate, Automobiles Department, National Transport University, e-mail: [pavlo\\_pro@ukr.net](mailto:pavlo_pro@ukr.net),

#### РЕЦЕНЗЕНТ:

*КРАВЧЕНКО О.П.*, доктор технічних наук, професор, Східноукраїнський національний університет ім. В. Даля, завідувач кафедри автоніки та управління на транспорті, Луганськ, Україна.

#### REVIEWER:

*Alexander KRAVCHENKO*, Doctor of Science in Engineering, Professor, East Ukrainian National University named after Volodymyr Dahl, Head of Avtonika and Transport Management Department, Lugansk, Ukraine.

Стаття надійшла в редакцію 24.04.2015р.

Сахно<sup>1</sup> В.П., Кузнєцов<sup>2</sup> Р.М., Стельмашук<sup>2</sup> В.В., Козачук<sup>2</sup> Л.С.

<sup>1</sup> Національний транспортний університет

<sup>2</sup> Луцький національний технічний університет

## ВПЛИВ НАВАНТАЖЕННЯ НА ТЯГОВО-ЗЧІПНИЙ ПРИСТРІЙ НА СТІЙКІСТЬ РУХУ АВТОПОЇЗДА КАТЕГОРІЇ М1 У ПЕРЕХІДНИХ РЕЖИМАХ РУХУ

Встановлено, що навантаження на тягово-зчіпний пристрій тягового автомобіля суттєво впливає на крен кузова і перерозподіл реакцій опорної поверхні по колесах його бортів. Показано, що зі збільшенням кута повороту керованих коліс і навантаження на тягово-зчіпний пристрій критична швидкість автопоїзда з урахуванням крену суттєво зменшується внаслідок перерозподілу реакцій опорної поверхні і зміни коефіцієнтів опору відведення коліс різних бортів автопоїзда.

**Ключові слова:** автопоїзд, навантаження, тягово-зчіпний пристрій, крен кузова, стійкість, швидкість.

**Постановка проблеми.** Автопоїзди категорії М1 у складі тягового легкового автомобіля і причепа категорії О1 (як правило одновісного без гальм) знайшли широке застосування на перевезеннях різноманітних вантажів. Ці автопоїзди у переважній своїй більшості експлуатуються не професіональними водіями, а аматорами, які не в повній мірі виконують правила їх експлуатації. Це в значній мірі стосується навантаження на тягово-зчіпний пристрій, навантаження на який регламентується нормативними документами і складає в межах 500 Н. Збільшення навантаження на тягово-зчіпний пристрій призводить до перерозподілу реакцій на осях тягового автомобіля як у поздовжній, так і поперечній площині.

Для будь-якого транспортного засобу, у тому числі і для автопоїзда, основними параметрами призначення (показниками його здатності виконувати свої функції), є габаритні розміри, масові параметри, швидкісні та динамічні характеристики виконуваної транспортної роботи та ін. У залежності від умов експлуатації (транспортних і дорожніх) на перший план виходять різні параметри. Для усіх автопоїздів це вантажопідйомність, динаміка розганяння, маневреність, керованість, стійкість, яку, як правило, оцінюють критичною швидкістю руху (КСР) і визначають за математичною моделлю плоскопаралельного руху автопоїзда [1-6]. Проте така розрахункова схема значно звужує можливості аналізу впливу масових і компоновальних параметрів автопоїзда на його стійкість у перехідних режимах руху.

Для реальної конструкції автопоїзда зв'язок між підресореними і непідресореними масами здійснюється за допомогою пружних і демпфуючих пристроїв, а між непідресореними масами і дорогою – через шини, які характеризуються одночасно і пружними, і демпфуючими властивостями. За відносно невеликих швидкостей руху автопоїзда в умовах маневрування можна вважати, що переміщення підресорених і непідресорених мас здійснюються синхронно, при цьому має місце якби статичне стискання елементів підвіски і шин при незначному опорі амортизаторів [105]. За таких обставин можна припустити, що підресорені маси здійснюють коливання на пружних елементах з приведеною жорсткістю.

У випадку, що розглядається, сили взаємодії у тягово-зчіпному пристрої не впливають на перерозподіл навантажень по бортам ланок автопоїзда. Тому досить складну систему, що представляє собою автопоїзд, можна розглядати як дві системи – тяговий автомобіль і причіп, що креняться незалежно. При цьому вважається також, що вісь крену кожної ланки паралельна опорній поверхні, а рух ланок автопоїзда у вертикальній площині по кутам галопування (тангажу, диференту) та крену впливають на боковий рух, в першу чергу, і в основному шляхом зміни вертикальних навантажень на колеса, змінюючи тим самим вертикальні реакції опорної поверхні. У відповідності до цієї концепції і було проведено розмежування руху на боковий і поздовжньо-поперечний [7].

У зв'язку з цим **метою роботи** є визначення кутів крену тягового автомобіля і довантажень (розвантажень) коліс одного за різного навантаження на тягово-зчіпний пристрій у перехідних режимах руху.

**Результати досліджень.** У роботі [8] наведена методика складання рівнянь руху автопоїзда категорії N3 у поздовжній і поперечній площинах. З використанням наведеної методики рівняння руху тягового автомобіля, рис. 1, записані у вигляді

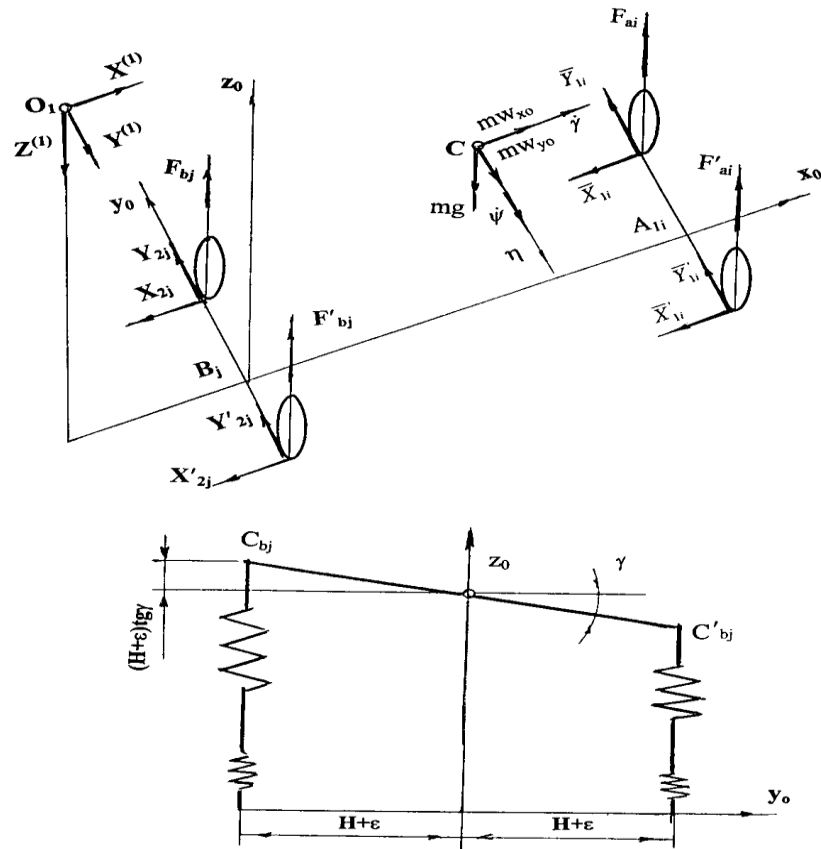


Рис. 1. Схема сил, що діють на автомобіль-тягач

$$\begin{aligned}
 m\ddot{z} = & -\tilde{z}^{(1)} + \sum_{i=1}^{n1} q_{1i} [2z_{ai}^o - (z_{ai} + z'_{ai})] + \sum_{j=1}^{n2} q_{2j} [2z_{bj}^o - (z_{bj} + z'_{bj})] ; \\
 I\ddot{\psi} = & c\tilde{Z}_1 + \sum_{i=1}^{n1} a_i q_{1i} [2z_{ai}^o - (z_{ai} + z'_{ai})] - \sum_{j=1}^{n2} b_j q_{2j} [2z_{bj}^o - (z_{bj} + z'_{bj})] - \\
 & - [\sum_{i=1}^{n1} (\bar{X}_{li} + \bar{X}'_{li}) + \sum_{j=1}^{n2} (X_{2j} + X'_{2j})] z - X^{(1)} (z_{o1} - z) - \\
 & - \varepsilon \sum_{i=1}^{n1} \{ F_{ai}^o (\sin\theta_i - \sin\theta'_i) + q_{1i} [z_{ai}^o (\sin\theta_i - \sin\theta'_i) - (z_{ai} \sin\theta_i - z'_{ai} \sin\theta'_i)] \};
 \end{aligned} \tag{1}$$

$$\begin{aligned}
 I_{x_{o1}}\ddot{\gamma} = & -Y^{(1)} (z_{o1} - z) + (H + \varepsilon) \sum_{j=1}^{n2} q_{2j} (z'_{bj} - z_{bj}) + H \sum_{i=1}^{n1} q_{1i} (z'_{ai} - z_{ai}) + \\
 & + \varepsilon \sum_{i=1}^{n1} \{ F_{ai}^o (\cos\theta_i - \cos\theta'_i) + q_{1i} [z_{ai}^o (\cos\theta_i - \cos\theta'_i) - (z_{ai} \cos\theta_i - z'_{ai} \cos\theta'_i)] \} + \\
 & + [\sum_{i=1}^{n1} (\bar{Y}_{li} + \bar{Y}'_{li}) + \sum_{j=1}^{n2} (Y_{2j} + Y'_{2j})] z.
 \end{aligned}$$

Для причепа, рис. 2, ці рівняння записані у вигляді

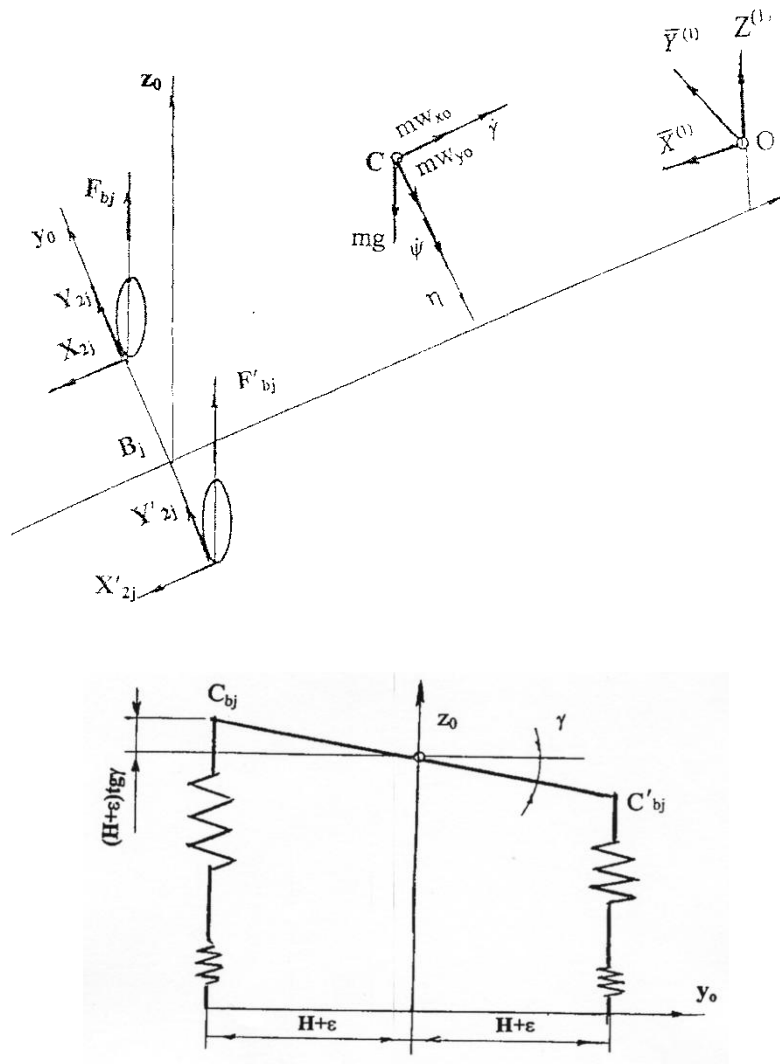


Рис. 2. Схема сил, що діють на причіп

$$\begin{aligned}
 m_2 \ddot{z}_{C2} &= -Z^{(1)} - m_2 g + F_{j2} + F'_{j2}; \\
 I_2 \ddot{\psi}_2 &= Z^{(1)} d - (\bar{X}_{2j} + X'_{2j}) z_C + (F_{2j} + F'_{2j}) a_s; \\
 I_{x2} \ddot{\gamma}_2 &= -Y^{(1)} (z_{o2} - z_{C2}) + (F_{j2} - F'_{j2}) (H + \varepsilon) + [\bar{Y}_{j2} + \bar{Y}'_{j2}] z_{C2},
 \end{aligned} \tag{2}$$

де

$$\bar{X}_s = X_s \cos \varphi - Y_s \sin \varphi;$$

$$\bar{Y}_s = Y_s \sin \varphi + X_s \cos \varphi.$$

У рівняннях (1,2) прийняті такі позначення:

$m, m_2$  – відповідно маса тягового автомобіля і причепа;

$I, I_2, I_x, I_{x2}$  – відповідно моменти інерції тягового автомобіля і причепа відносно поперечної і вертикальної осі, що проходять через центр мас автомобіля і причепа;

$X, Y, Z$  – поздовжні, бічні і вертиуальні реакції на колеса осей автопоїзда;

$z, \gamma, \psi$  - узагальнюючі координати;

$q$  – приведена жорсткість підвіски коліс тягового автомобіля і причепа;

$\theta$  - кут повороту керованих коліс автомобіля;

$\varphi$  - кут складання автопоїзда.

$X^{(1)}, Y^{(1)}, Z^{(1)}$  – поздовжня, бічна і вертикальна реакція в тягово-зчіпному пристрої.

Після визначення реакцій в тягово-зчіпному пристрої рівняння руху автопоїзда записані у вигляді:

- по змінній  $z$

$$\begin{aligned} & (m_1 + m_2) \ddot{z} + (m_1 + m_2) \ddot{\psi} (c \times \cos \psi + h \sin \psi) + m_2 \ddot{\psi}_2 (d_2 \cos \psi_2 + h_3 \sin \psi_2) = \\ & = (m_1 + m_2) \dot{\psi}_2^2 (h \cos \psi - c \sin \psi) + m_2 (h_3 \cos \psi_2 - d_2 \sin \psi_2) \dot{\psi}_2^2 + 2 \sum_{i=1}^{n1} q_{1i} [z_{ai}^o - z - \\ & - a_i \operatorname{tg} \psi - \frac{\varepsilon}{2} (\cos \theta - \cos \theta') \cos \psi \operatorname{tg} \gamma] + 2 \sum_{j=1}^{n2} q_{2j} (z_{bj}^o - z - b_j \operatorname{tg} \psi) + \\ & + 2 \sum_{\rho=1}^{n3} c_{b1\rho} [h_{c1} - z_{c1} - b_{1\rho} (\operatorname{tg} \psi_{1o} - \operatorname{tg} \psi_1)] + 2 \sum_{s=1}^{n4} q_{b2s} [z_{b2s}^o - z_{c2} - b_{2s} \operatorname{tg} \psi_2 - \\ & - \frac{\varepsilon_2}{2} \cos \psi_2 \operatorname{tg} \gamma_2] J. \end{aligned}$$

- по змінній  $\psi$

$$\begin{aligned} & -(m_1 + m_2) c \ddot{z} + [I + (m_1 + m_2) c (c \times \cos \psi + h \sin \psi)] \ddot{\psi} + m_2 c \ddot{\psi}_2 (d_2 \cos \psi_2 + h_3 \sin \psi_2) = \\ & = -c (m_1 + m_2) \dot{\psi}_2^2 (h \cos \psi - c \sin \psi) - m_2 c (h_3 \cos \psi_2 - d_2 \sin \psi_2) \dot{\psi}_2^2 + 2 \sum_{i=1}^{n1} a_i q_{1i} [z_{ai}^o - z - \\ & - a_i \operatorname{tg} \psi - \frac{\varepsilon}{2} \cos \psi \operatorname{tg} \gamma] - 2 \sum_{j=1}^{n2} b_j q_{2j} (z_{bj}^o - z - b_j \operatorname{tg} \psi) - 2c \sum_{\rho=1}^{n3} c_{b1\rho} (h_{c1} - z_{c1}) - \\ & - 2c \sum_{s=1}^{n4} q_{b2s} [z_{b2s}^o - z_{c2} - b_{2s} \operatorname{tg} \psi_2 - \frac{\varepsilon_2}{2} \cos \psi_2 \operatorname{tg} \gamma_2] - X^{(1)} (h \cos \psi - c \sin \psi) \\ & - z [ \sum_{i=1}^{n1} (X_{1i} + X'_{1i}) + (X_2 + X'_2) ]; \end{aligned}$$

- по змінній  $\gamma$ :

$$\begin{aligned} I_{x0} \ddot{\gamma} = & -Y^{(1)} (h \cos \psi - c \sin \psi) - 2H \sum_{i=1}^{n1} q_{1i} [H + \frac{\varepsilon}{2} (\cos \theta_i + \cos \theta'_i) \cos \psi \operatorname{tg} \gamma - \\ & - 2 \sum_{j=1}^{n2} q_{2j} (H + \varepsilon)^2 \cos \psi \operatorname{tg} \gamma + z [(Y_{1i} + Y'_{1i}) + (Y_{2j} + Y'_{2j})] \\ & + \varepsilon \sum F_{ai}^o (\cos \theta - \cos \theta') + q_{1i} [z_{ai}^o (\cos \theta - \cos \theta')] + Z'_{ai} \cos \theta' - Z_{ai} \cos \theta; \end{aligned}$$

- по змінній  $\psi_2$

$$\begin{aligned} & -m_2 d_2 \ddot{z} + m_2 d_2 (c \times \cos \psi + h \sin \psi) \ddot{\psi} + [I_2 + m_2 d_2 (d_2 \cos \psi_2 + h_3 \sin \psi_2)] \ddot{\psi}_2 = \\ & = -m_2 d_2 \dot{\psi}_2^2 (h \cos \psi - c \sin \psi) - m_2 d_2 (h_3 \cos \psi_2 - d_2 \sin \psi_2) \dot{\psi}_2^2 - \\ & - (h_3 \cos \psi_2 - d_2 \sin \psi_2) X^{(2)} - 2(b_{2s} + d_2) q_{b2s} \times [z_{b2s}^o - z_{c2} - b_{2s} \operatorname{tg} \psi_2 - \\ & - \frac{\varepsilon}{2} (\cos \theta_{2s} - \cos \theta'_{2s}) \times \cos \psi_2 \operatorname{tg} \gamma_2]; \end{aligned} \tag{3}$$

- по змінній  $\gamma_2$ :

$$I_{x2} \ddot{\gamma}_2 = z_{c2} (Y_s + Y'_s) + (h_3 \cos \psi_2 - d_2 \sin \psi_2) Y^{(2)} - 2H_2 \cos \psi_2 \operatorname{tg} \gamma_2 \times q_{b2s}.$$

Рівняння (3), що описують рух ланок автопоїзда у вертикальній площині (поздовжній і поперечній), поряд з рівняннями, що описують рух його ланок у горизонтальній площині,



використовують для знаходження показників стійкості автопоїзда у граничних режимах руху (при маневруванні на високих швидкостях і при гальмуванні).

Динамічні складові вертикальних реакцій в опорах, що обумовлені кутами крену  $\gamma$  і  $\gamma_0$ ,  $\gamma_2$  і  $\gamma_0^{(2)}$  (довантаження і розвантаження), визначимо як:

- для лівого борту

$$\Delta G_1 = q(\gamma - \gamma_0)H/2; \quad \Delta G_{11} = q_{11}(\gamma - \gamma_0)H_1/2; \quad \Delta G_2 = q_2(\gamma_2 - \gamma_0^{(2)})H_2/2;$$

- для правого борту

$$\Delta G^1_{-1} = q^1_A(\gamma - \gamma_0)H/2; \quad \Delta G^1_{11} = q^1_{11}(\gamma - \gamma_0)H_1/2; \quad \Delta G^1_{2j} = q^1_{2j}(\gamma_2 - \gamma_0^{(2)})H_2/2.$$

Отже, динамічні навантаження, з урахуванням бортового перерозподілу, приймуть вид

$$\begin{aligned} G_1 &= G_1^o - \Delta G_1; & G_{11} &= G_{11}^o - \Delta G_{11}; & G_{2j} &= G_{2j}^o - \Delta G_2; \\ G^1_{-1} &= G^o_{-1} - \Delta G^1_{-1}; & G^1_{11} &= G^o_{11} - \Delta G^1_{11}; & G^1_{2j} &= G^o_{2j} - \Delta G^1_{2j} \end{aligned} \quad (4)$$

Рівняння (4) покладені в основу розрахунку крену кузова, величин довантажень і розвантажень коліс тягового автомобіля і причепа і наступного аналізу для вибору розрахункової моделі автопоїзда. Розрахунки виконані для автопоїзда у складі тягового автомобіля ВАЗ – 2107 і причепа ГКБ 8160 за допомогою програмного забезпечення Maple 12.

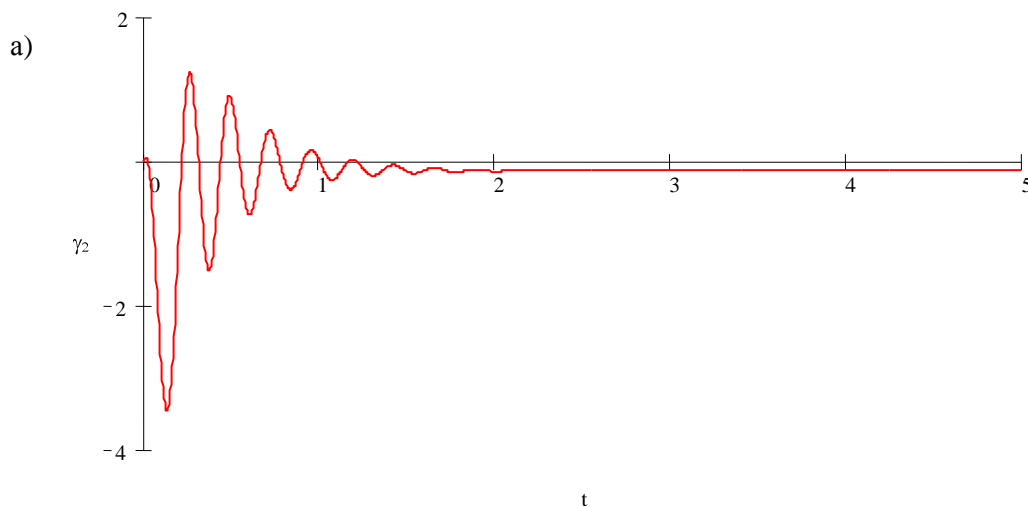
На рис. 3 і 4 наведені результати розрахунку крену кузова тягового автомобіля за різного навантаження на тягово-зчипний пристрій, швидкості руху 5 м/с, радіуса повороту 10 м, довжини «переставки» 12 м.

Співставлення результатів розрахунку показує на суттєвий вплив навантаження на тягово-зчипний пристрій на кут крену тягового автомобіля. Так. При виконанні маневрів «ривок рульового колеса», «переставки» і «рух по колу» кут крену за інших сталих умов при збільшенні навантаження на тягово-зчипний пристрій від 500 до 2500 Н збільшується відповідно на 30,3%, 47,9% і 48,9%.

Зважаючи на те, що найбільший крен кузова має місце за колового руху автопоїзда, розглянемо зміну навантаження на колеса зовнішнього борту автомобіля за радіуса повороту 10 м і швидкості руху автопоїзда 5 м/с і навантаження на тягово-зчипний пристрій 2500 Н, рис. 5 і 6. Як слідує з наведених рисунків, для указаних умов максимальне довантаження коліс зовнішнього борту склало:

- для коліс передньої осі автомобіля – 2500 Н;
- для коліс задньої осі автомобіля – 3050 Н;
- для коліс осі причепа – 1230 Н.

Таке довантаження коліс одного борту призводить до суттєвого погіршення стійкості руху при виконанні автопоїздом різних маневрів.



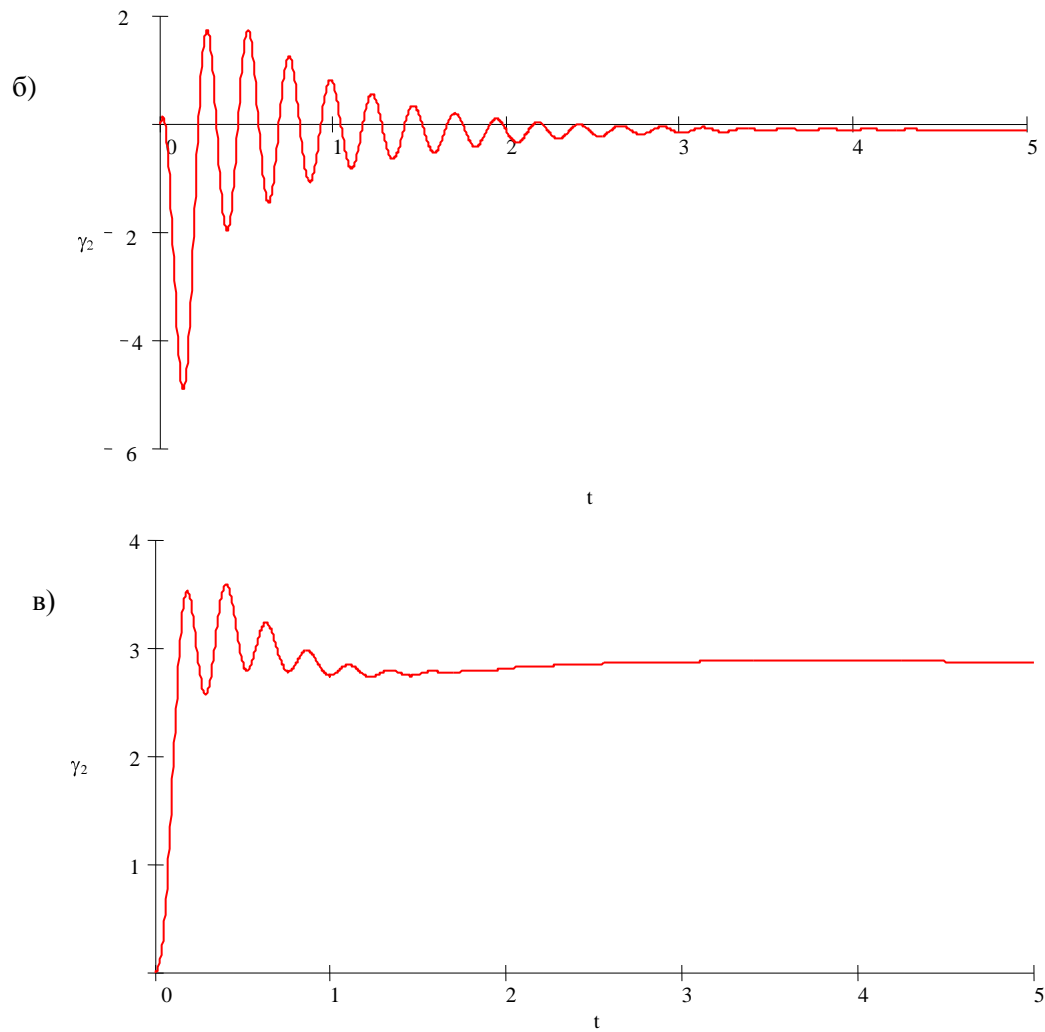
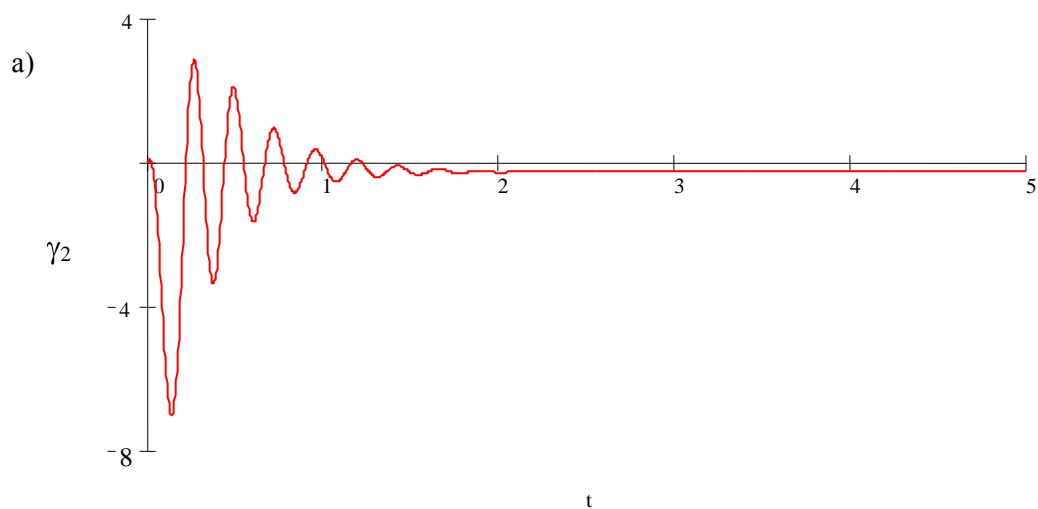


Рис. 3. Зміна кута крену кузова автомобіля над задньою віссю за навантаження на тягово-зчпний пристрій 500 Н:

а) – ривок рульового колеса; б) – «переставка»; в) – рух по колу



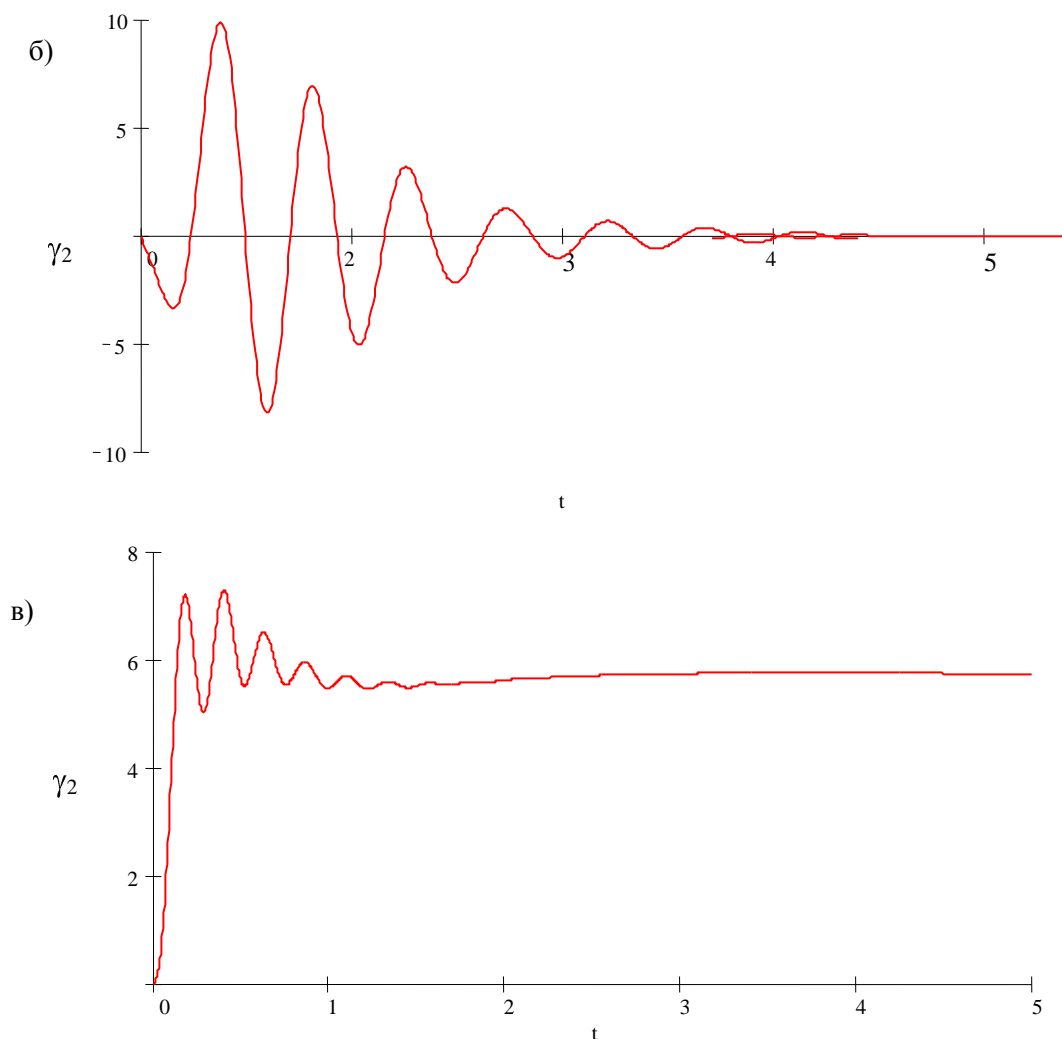


Рис. 4. Зміна кута крену кузова автомобіля за навантаження на тягово-зчіпний пристрій 2500 Н при виконанні маневру:

а) – ривок рульового колеса; б – «переставка»; в – рух по колу

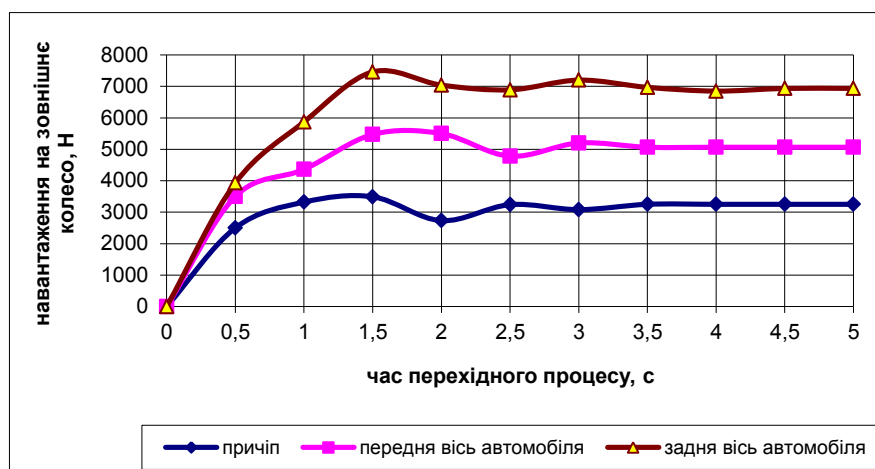


Рис. 5. Зміна навантаження на колеса зовнішнього борту автопоїзда

На рис. 7 наведені результати розрахунку швидкості руху автопоїзда за різного значення кута повороту керованих коліс тягового автомобіля за різного навантаження на тягово-зчіпний пристрій (ТЗП). Аналіз даних, рис.7, показує, що зі збільшенням кута повороту керованих коліс критична

швидкість автопоїзда зі збільшенням навантаження на ТЗП суттєво зменшується внаслідок перерозподілу реакцій опорної поверхні і зміни коефіцієнтів опору відведення коліс різних бортів автопоїзда.

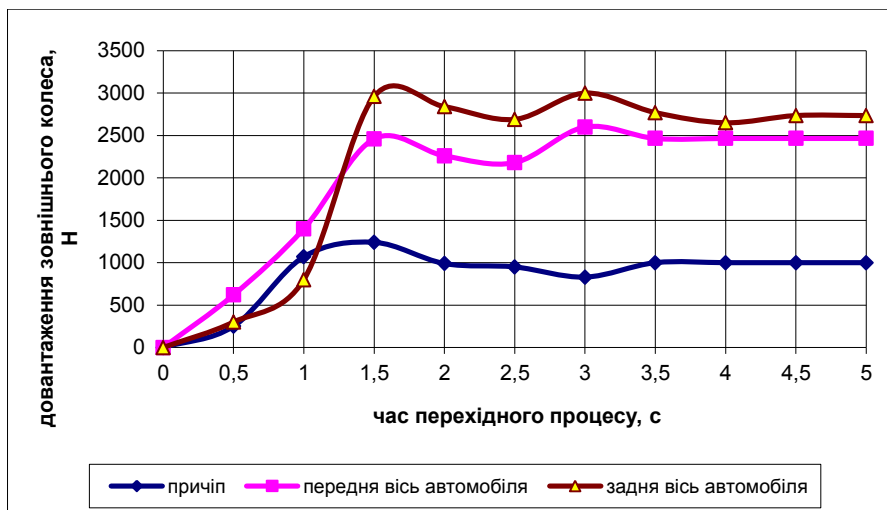


Рис. 6. Зміна довантаження на колеса зовнішнього борту автопоїзда

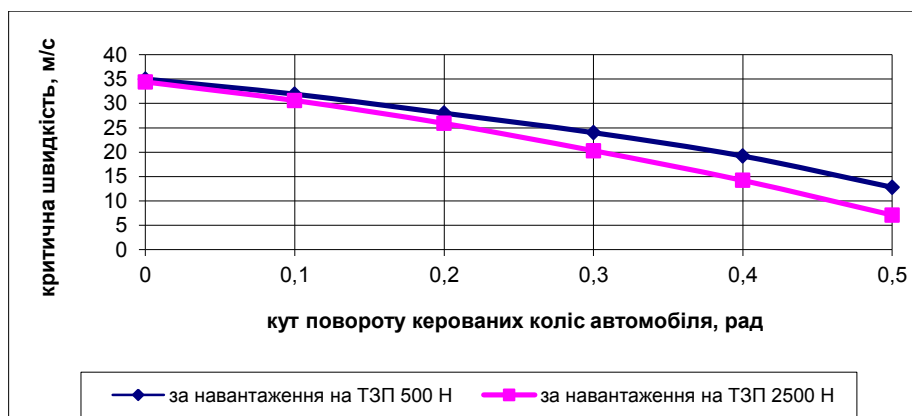


Рис. 7. Залежність критичної швидкості автопоїзда від кута повороту керованих коліс тягача

**Висновки.** Встановлено, що навантаження на тягово-зчіпний пристрій тягового автомобіля суттєво впливає на крен кузова і перерозподіл реакцій опорної поверхні по колесам його бортів.

Показано, що зі збільшенням кута повороту керованих коліс критична швидкість автопоїзда з урахуванням крену суттєво зменшується внаслідок перерозподілу реакцій опорної поверхні і зміни коефіцієнтів опору відведення коліс різних бортів автопоїзда.

1. Антонов Д.А. Теория устойчивости движения многоосных автомобилей / Д.А. Антонов. М.: Машиностроение, 1978. - 216с.
2. Аксенов П.В. Многоосные автомобили /П.В. Аксенов. М.: Машиностроение, 1989. -279с.
3. Антонов Д.А. Расчет устойчивости движения многоосных автомобилей / Д.А.Антонов. - М.: Машиностроение, 1984. - 164 с.
4. Власко Ю.М., Исследование управляемости автопоезда /Ю.М. Власко, А.А. Хачатуров. - М.: Транспорт, 1970. - 57 с.
5. Рокар И. Неустойчивость в механике /И. Рокар. - М.: изд-во иностр. лит., 1959. - 317 с.
6. Эллис Д.Р. Управляемость автомобиля: Пер. с англ. /Д.Р.Эллис.- М.: Машиностроение, 1975. - 216 с.
7. Козачук Л.С. До визначення стійкості руху автопоїзда категорії М1 / Л.С.Козачук // Вісник Житомирського державного технологічного університету. - № – 2014. -С. 45-48.
8. Сахно В.П. Застосування розрахункових методів до визначення показників поперечної стійкості автотранспортних засобів / В.П. Сахно, В.М. Сондак // Автошляховик України. Проблеми розвитку автомобільного транспорту. Окремий випуск. – 2000. №1. С.80-83.

## REFERENCES

1. Antonov, D. (1978). *The theory of motion stability of multiaxial vehicles*. [Teoriya ustoichivosti dvizheniya mnogoosnykh avtomobilei]. Moscow, Mashinostroenie Publ. 216 p.
2. Aksenov, P. (1989). *Multiaxial vehicles*. [Mnogoosnye avtomobili]. Moscow, Mashinostroenie Publ. 279 p.
3. Antonov, D. (1984). *Calculation of motion stability of multiaxial vehicles*. [Raschet ustoichivosti dvizheniya mnogoosnykh avtomobilei]. Moscow, Mashinostroenie Publ. 164 p.
4. Vlasko, Yu. & Khachaturov, A. (1970). *Research of drivability of lorry convoy*. [Issledovanie upravlyaemosti avtopoezda]. Moscow, Transport Publ. 57 p.
5. Rokar, I. (1959). *Instability in mechanics*. [Neustoichivost' v mekhanike]. Moscow, Foreign Literature Publ. 57 p.
6. Ellis, D. (1975). *Drivability of the vehicle*. [Upravlyaemost' avtomobilya]. Moscow, Mashinostroenie Publ. 216 p.
7. Kozachuk, L. (2014). Model of definition of motion stability of vehicle-trailer combination of M1 category [Do vyznachennia stiikosti rukhu avtopoizda katehorii M1]. *Journal of Zhytomyr State Technological University*. pp. 87-94.
8. Sakhno, V. & Sondak, V. (2000). Application of calculation methods for determination of lateral stability of vehicles. [Zastosuvannia rozrakhunkovykh metodiv do vyznachennia pokaznykiv poperechnoi stiikosti avtotransportnykh zasobiv]. *Avtoshliakhovyk Ukrainy. Problems of development of road transport. A special release*. Vol. 1. Kyiv, pp. 80-83.

**Сахно В.П., Кузнецов Р.М., Стельмашук В.В., Козачук Л.С.** Влияние нагрузки на тягово-сцепное устройство на устойчивость движения автопоезда категории М1 в переходных режимах движения.

Установлено, что нагрузка на тягово-сцепное устройство тягового автомобиля существенно влияет на крен кузова и перераспределение реакций опорной поверхности по колесам его бортов. Показано, что с увеличением угла поворота управляемых колес и нагрузки на тягово-сцепное критическая скорость автопоезда существенно уменьшается в результате перераспределения реакций опорной поверхности и изменения коэффициентов сопротивления отведения колес разных бортов автопоезда.

**Ключевые слова:** автопоезд, нагрузка, тягово-сцепное устройство, крен кузова, устойчивость, скорость.

**V. Sakhno, R. Kuznietsov, V. Stelmashchuk, L. Kozachuk.** The impact of the load on hauling-coupling device on the stability of motion of the vehicle trailer combination of M1 category in transitive modes of motion.

It is set that loading on the hauling-coupling device of hauling car substantially influences on the heel of basket and redistribution of reactions of underlayment on the wheels of his sides. It is rotined that with the increase of corner of turn of the guided wheels and loading on hauling-coupling stalling speed of lorry convoy substantially diminishes as and result of redistribution of reactions of underlayment and change of coefficients of resistance of taking of wheels of different sides of lorry convoy.

**Keywords:** vehicle trailer combination, load, hauling-coupling device, heel of basket, stability, speed.

### АВТОРИ:

**САХНО Володимир Прохорович**, доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри «Автомобілі», Національний транспортний університет, e-mail: [sakhno@ntu.edu.ua](mailto:sakhno@ntu.edu.ua)

**КУЗНЕЦОВ Руслан Михайлович**, кандидат технічних наук, доцент кафедри «Автомобілі і транспортні технології», Луцький НТУ, e-mail: [avto@lntu.edu.ua](mailto:avto@lntu.edu.ua)

**СТЕЛЬМАШУК Валерій Віталійович**, кандидат технічних наук, доцент кафедри «Автомобілі і транспортні технології», Луцький НТУ, e-mail: [cdp@lntu.edu.ua](mailto:cdp@lntu.edu.ua)

**КОЗАЧУК Любомир Святославович**, аспірант кафедри «Автомобілі і транспортні технології» Луцький НТУ, e-mail: [lubaxxa@yandex.ru](mailto:lubaxxa@yandex.ru)

### АВТОРЫ:

**САХНО Владимир Прохорович**, д.т.н., профессор, заведующий кафедрой «Автомобили», Национальный транспортный университет, e-mail: [sakhno@ntu.edu.ua](mailto:sakhno@ntu.edu.ua)

**КУЗНЕЦОВ Руслан Михайлович**, к.т.н., доцент кафедры автомобилей и транспортных технологий, Луцкий НТУ, e-mail: [avto@lntu.edu.ua](mailto:avto@lntu.edu.ua)

**СТЕЛЬМАШУК Валерий Витальевич**, к.т.н., доцент кафедры автомобилей и транспортных технологий, Луцкий НТУ, e-mail: [cdp@lntu.edu.ua](mailto:cdp@lntu.edu.ua)

**КОЗАЧУК Любомир Святославович**, аспирант кафедры автомобилей и транспортных технологий, Луцкий НТУ, e-mail: [lubaxxa@yandex.ru](mailto:lubaxxa@yandex.ru)

**AUTHORS:**

*Volodymyr SAKHNO*, Doctor of Science in Engineering, Professor, Head of Automobiles Department, National Transport University, e-mail: [sakhno@ntu.edu.ua](mailto:sakhno@ntu.edu.ua)

*Ruslan KUZNIETSOV*, PhD. in Engineering, Assoc. Professor of Motor Cars and Transport Technologies Department, Lutsk National Technical University, e-mail: [avto@lntu.edu.ua](mailto:avto@lntu.edu.ua)

*Valeriy STELMASHCHUK*, PhD. in Engineering, Assoc. Professor of Motor Cars and Transport Technologies Department, Lutsk National Technical University, e-mail: [cdp@lntu.edu.ua](mailto:cdp@lntu.edu.ua)

*Liubomir KOZACHUK*, Postgraduate Student of Motor Cars and Transport Technologies Department, Lutsk National Technical University, e-mail: [lubaxxa@yandex.ru](mailto:lubaxxa@yandex.ru)

**РЕЦЕНЗЕНТ:**

*КРАВЧЕНКО О.П.*, доктор технічних наук, професор, Східноукраїнський національний університет ім. В. Даля, завідувач кафедри автоніки та управління на транспорті, Луганськ, Україна.

**РЕЦЕНЗЕНТ:**

*КРАВЧЕНКО А.П.*, доктор технических наук, профессор, Восточноукраинский национальный университет им. В. Даля, заведующий кафедрой автоник и управления на транспорте, Луганск, Украина.

**REVIEWER:**

*Alexander KRAVCHENKO*, Doctor of Science in Engineering, Professor, East Ukrainian National University named after Volodymyr Dahl, Head of Avtonika and Transport Management Department, Lugansk, Ukraine.

Стаття надійшла в редакцію 13.05.2015р.

Сахно<sup>1</sup> В.П., Стельмашук<sup>2</sup> В.В., Козачук<sup>2</sup> Л.С.<sup>1</sup> Національний транспортний університет,<sup>2</sup> Луцький національний технічний університет

## ВПЛИВ ПАРАМЕТРІВ КЕРУЮЧОГО КОЛІСНОГО МОДУЛЯ НА ПОКАЗНИКИ СТІЙКОСТІ РУХУ АВТОПОЇЗДА КАТЕГОРІЇ М1

Розглянуто задачу визначення умов небезпечно-безпечної втрати стійкості прямолінійного руху моделі автомобіля з керованим колісним модулем, взаємодія коліс якого з опорною поверхнею в бічному напрямку описана нелінійною гіпотезою відведення. У даній роботі реалізований чисельний алгоритм визначення інтервалу зміни характерного параметра (коефіцієнта крутильної жорсткості керованого модуля), що забезпечує безпечну втрату стійкості. За цих умов знайдено аналітичне співвідношення, що приблизно визначає умову небезпечно-безпечної втрати стійкості прямолінійного руху. У випадку досить великої крутильної жорсткості керованого модуля знайдені співвідношення приводять до відомих результатів для автомобіля з абсолютно жорстким рульовим керуванням.

В основу пропонуваної методики визначення впливу параметрів керуючого колісного модуля на показники стійкості руху автопоїзда категорії М1 покладена геометрична інтерпретація умов стійкості в критичному випадку одного нульового кореня матриці системи лінійного наближення. Показано, що до характерних параметрів, які впливають на умови безпечної втрати стійкості моделі з жорстким рульовим керуванням додається параметр крутильної жорсткості (безрозмірний коефіцієнт крутильної жорсткості). Варіація цього параметра може істотно впливати на характер динамічної поведінки автопоїзда при досягненні ним закритичної швидкості руху. Визначено праву границю шуканого інтервалу зміни параметра крутильної жорсткості. При досить великому значенні параметра крутильної жорсткості критична швидкість автомобіля переходить у відому умову для автомобіля з абсолютно жорстким рульовим керуванням. За існуючих значень параметра крутильної жорсткості й однакових коефіцієнтів зчеплення на передній і задній осях небезпечна втрата стійкості буде реалізовуватися при довільних значеннях коефіцієнта крутильної жорсткості; модель з керованим колісним модулем, для якої характерна небезпечна втрата стійкості, може придбати властивість безпечної втрати стійкості при належному виборі коефіцієнта крутильної жорсткості.

Встановлено, що за обраних значень конструктивних параметрів автопоїзда категорії М1 критична швидкість лежить в межах  $28 < v < 29$  м/с, що менше його максимальної швидкості руху. Збільшення критичної швидкості руху може бути досягнуто шляхом відповідного добору конструктивних параметрів керуючого колісного модуля і коефіцієнтів опору відведення коліс як тягового автомобіля, так і причепа.

**Ключові слова:** керуючий колісний модуль, стійкості прямолінійного руху, критична швидкість руху, автопоїзд

**Постановка проблеми.** Однією із знакових передумов, що визначила подальшу тенденцію в області досліджень керованості і стійкості пневмоколісних систем було завершення етапу побудови узагальненої моделі автопоїзда з довільним числом ланок. Вперше коректна математична модель  $n+1$ -ланкового автопоїзда була отримана Л.Г.Лобасом [1]. Підсумком аналізу курсової стійкості і вписуваності для найбільш загальної лінійної моделі автопоїзда з'явилися вирази критичної швидкості прямолінійного руху і значення рівноважних фазових змінних, що відповідають круговому руху по колу достатньо великого радіусу [2]. Подальшим розвитком в області досліджень керованості та стійкості руху було застосування нелінійних моделей взаємодії колеса з опорною поверхнею у бічному напрямку.

**Аналіз останніх публікацій.** На початок дев'яностих років минулого сторіччя припав максимум плідної співпраці науковців Інституту механіки АН України і Українського транспортного університету [3]. У той час була намічена програма комплексного підходу до рішення задачі про «глобальну» керованість і стійкість автомобіля із всеколісним управлінням, двохланкового автопоїзда з керованою задньою віссю причіпної ланки і триланкового автопоїзда. Вона включала: побудову нелінійної математичної моделі і аналіз лінеаризованої моделі; розвиток програмного забезпечення для комп'ютерного моделювання динаміки нелінійної моделі (знаходження множини стаціонарних станів, визначення областей тяжіння стійких стаціонарних режимів); синтез закону управління колесами причіпної ланки (мінімізація радіусу повороту, мінімальне відхилення траєкторії причіпної ланки щодо траєкторії тягача); розробку алгоритмів побудови біфуркаційних множин для тестування глобальної керованості; створення моделі автопоїзда з системою управління

колесами напівпричепа на базі мікропроцесора; побудова якісної теорії еволюції множини стаціонарних станів моделі при зміні характерних параметрів (швидкості руху і кута повороту керованих коліс, довжини напівпричепа тощо).

Аналіз нелінійних моделей має характерні особливості в порівнянні з лінійними - реалізація одного з можливих стійких режимів залежить від початкових значень всіх фазових змінних системи. При цьому важливе не тільки знання факту стійкості стаціонарного режиму в малому, а і оцінка області тяжіння, і топологічна структура розбиття фазового простору системи траєкторіями.

Значний прогрес в реалізації цієї програми був досягнутий при аналізі динамічних якостей нелінійної моделі окремого автомобіля і двохланкового автопоїзда: визначення аналітичних умов стійкості кругових стаціонарних режимів при зміні управляючих параметрів; визначення набору характерних внутрішніх параметрів, варіація яких приводить до якісних змін динамічної поведінки.

Найбільш важливою складовою досліджень з'явилася розробка методів аналізу *κ-параметричних* сімейств стаціонарних станів дволанкового автопоїзда, що дозволяють визначити області в просторі параметрів системи, яким відповідає деяке число стаціонарних станів (під час переходу межі області – змінюється їх число, і відповідний стаціонарний стан втрачає стійкість. Цей випадок втрати стійкості пов'язаний з аперіодичним зростанням збурень фазових змінних – дивергентна втрата стійкості (є найбільш небезпечним з погляду безпеки руху).

Загальна стратегія аналізу якісних і кількісних змін множини стаціонарних станів системи базувалася на відомих положеннях теорії динамічних систем і прикладної теорії катастроф. Втрата курсової стійкості прямолінійного руху – частковий і найбільш простий для аналізу випадок втрати стійкості кругових стаціонарних рухів достатньо великого радіусу. В останньому випадку необхідно ще визначити рівноважні значення фазових змінних, що відповідають круговим стаціонарним станам. Ясно, що значення критичної швидкості, що відповідає за втрату курсової стійкості таких кругових режимів при наближенні кута повороту керованих коліс до нуля прагне до критичної швидкості прямолінійного руху. Визначення цієї залежності на площині управляючих параметрів ( $v, \theta$ ) дало б локальну картину біфуркаційної множини в околиці критичної швидкості прямолінійного руху  $v_{кр+}$ . Точкам «повороту» («гладким точкам повернення») на гілці стаціонарних станів відповідає зміна стійкості кругового режиму через біфуркацію складки. Побудова біфуркаційної множини – множини точок на площині управляючих параметрів, наприклад, подовжньої швидкості центру мас ( $v$ ) і кута повороту керованих коліс ( $\theta$ ), яким відповідають точки «повороту», дає повну картину зміни курсової стійкості кругових стаціонарних станів. **Метою роботи** є дослідження впливу параметрів керуючого колісного модуля на показники стійкості руху автопоїзда категорії М1.

**Результати досліджень.** У роботі [4] розглянуто задачу визначення умов небезпечно-безпечної втрати стійкості прямолінійного руху моделі автомобіля з керованим колісним модулем, взаємодія коліс якого з опорною поверхнею в бічному напрямку описана нелінійною гіпотезою відведення. У даній роботі реалізований чисельний алгоритм визначення інтервалу зміни характерного параметра (коефіцієнта крутильної жорсткості керованого модуля), що забезпечує безпечну втрату стійкості. За цих умов знайдене аналітичне співвідношення, що приблизно визначає умову небезпечно-безпечної втрати стійкості прямолінійного руху. У випадку досить великої крутильної жорсткості керованого модуля знайдені співвідношення приводять до відомих результатів для автомобіля з абсолютно жорстким рульовим керуванням.

В основу пропонованої методики визначення впливу параметрів керуючого колісного модуля на показники стійкості руху автопоїзда категорії М1 покладена геометрична інтерпретація умов стійкості в критичному випадку одного нульового кореня матриці системи лінійного наближення [5].

Розглянемо систему двох диференціальних рівнянь на площині, праві частини яких розкладені в ряди Тейлора в околиці початку координат

$$\begin{aligned} \dot{x}_1 &= ax_1 + bx_2 + a_{30}x_1^3 + a_{21}x_1^2x_2 + a_{12}x_1x_2^2 + a_{03}x_2^3 + \dots \\ \dot{x}_2 &= cx_1 + dx_2 + b_{30}x_1^3 + b_{21}x_1^2x_2 + b_{12}x_1x_2^2 + b_{03}x_2^3 + \dots \end{aligned} \quad (1)$$

При зміні деякого параметра (наприклад, подовжньої швидкості руху) нульове рішення, якому відповідає прямолінійний рух автопоїзда, втрачає стійкість. Стаціонарним режимам системи (особливим точкам) відповідають точки перетинання двох кривих, що визначаються правими частинами системи (1), тобто  $f_i(x_1, x_2) = 0$ . Критичному значенню параметра відповідає нульовий корінь матриці лінійного



наближення, отже, при критичному значенні параметра ці криві мають співпадаючі кути нахилу на початку координат (визначник матриці лінійних членів обертається в нуль).

Дійсно, розв'яжемо кожне з рівнянь  $f_i(x_1, x_2) = 0$  ( $i=1, 2$ ) в околиці початку координат відносно, наприклад, змінної  $x_2$ . Отримаємо:

$$\begin{aligned} x_2 &= F_1(x_1) = F_1^{(1)}(0)x_1 + \frac{1}{3!}F_1^{(3)}(0)x_1^3 + \dots \\ x_2 &= F_2(x_1) = F_2^{(1)}(0)x_1 + \frac{1}{3!}F_2^{(3)}(0)x_1^3 + \dots \end{aligned} \quad (2)$$

Кутові коефіцієнти цих кривих на початку координат визначаються як

$$\gamma_1 = F_1^{(1)}(0) = -\frac{a}{b}, \quad \gamma_2 = F_2^{(1)}(0) = -\frac{c}{d}. \quad (3)$$

Відносне положення кривих (3) при критичному значенні параметра визначається коефіцієнтами при нелінійних членах ряду ( $ad - bc = 0 \Rightarrow \gamma_1 = \gamma_2$ ):

$$\begin{aligned} F_1^{(3)}(0) &= \frac{6}{b^4}(-a_{30}b^3 + 3a_{21}ab^2 - 3a_{12}a^2b + a_{03}a^3), \\ F_2^{(3)}(0) &= \frac{6}{d^4}(-b_{30}d^3 + 3b_{21}cd^2 - 3b_{12}c^2d + b_{03}c^3). \end{aligned}$$

Збереження порядку проходження кривих у докритичному і критичному положеннях відповідає безпечній втраті стійкості нульового рішення, порушення порядку проходження кривих – небезпечній втраті стійкості [6]:

$$g^* = (\gamma_1 - \gamma_2)^{-1} [F_1^{(3)}(0) - F_2^{(3)}(0)] > 0. \quad (4)$$

Дивергентна втрата стійкості стаціонарного стану зв'язана з реалізацією кратного стаціонарного режиму: у найпростішому випадку зміни стійкості симетричного рішення реалізується триразовий режим. З початку координат або народжується пара стійких стаціонарних станів, що можливо при збереженні порядку проходження кривих (2), або в початок координат приходить пара нестійких стаціонарних станів і зливається зі стійким стаціонарним станом – цей випадок реалізується при порушенні порядку проходження кривих (2).

Розглянемо систему рівнянь, що визначає множину стаціонарних станів автопоїзда з керованим колісним модулем, причому будемо вважати, що масою колісного модуля можна знехтувати (у загальному випадку якісний аналіз умов безпечної втрати стійкості прямолінійного руху системи неможливий) [5]:

$$\begin{aligned} -\frac{v^2(z+y-x)}{g} + k_1xb + k_2ya - \frac{1}{2}\frac{k_1^3x^3b}{\phi_1^2} - \frac{1}{2}\frac{k_2^3y^3a}{\phi_2^2} &= 0; \\ k_1x - k_2y - \frac{1}{2}\frac{k_1^3x^3}{\phi_1^2} + \frac{1}{2}\frac{k_2^3y^3}{\phi_2^2} &= 0; \\ kz + k_1x &= 0, \end{aligned} \quad (5)$$

де  $x, y$  – кути відведення передньої і задньої осей відповідно,

$z$  – кут повороту коліс передньої осі ( $x, y, z$  – фазові змінні системи);

$k_i$  – безрозмірні коефіцієнти опору бічному відведенню;

$\phi_i$  – коефіцієнти зчеплення коліс у рамках одноколійної (велосипедної) моделі;  
 $a$  і  $b$  – відстань від центра інерції системи до передньої і задньої осей відповідно;  
 $k$  – безрозмірний коефіцієнт крутильної жорсткості керованого колійного модуля.

З третього рівняння за умови його лінеаризації визначимо зв'язок між фазовими змінними системи

$$z = -\frac{k_1 x}{k} \quad (6)$$

Після виключення змінної  $z$ , одержимо систему двох рівнянь, що визначає множину стаціонарних станів системи [5]:

$$-\frac{v^2 \left( -\frac{k_1 x}{k} + y - x \right)}{g} + k_1 x b + k_2 y a - \frac{1}{2} \frac{k_1^3 x^3 b}{\phi_1^2} - \frac{1}{2} \frac{k_2^3 y^3 a}{\phi_2^2} = 0; \quad (7)$$

$$k_1 x - k_2 y - \frac{1}{2} \frac{k_1^3 x^3}{\phi_1^2} + \frac{1}{2} \frac{k_2^3 y^3}{\phi_2^2} = 0.$$

Знайдемо якобіан системи (7), що обчислюється на початку координат

$$J_o = \begin{bmatrix} v^2 \left( -\frac{k_1}{k} - 1 \right) + k_1 b & -\frac{v^2}{g} + k_2 a \\ k_1 & -k_2 \end{bmatrix} \quad (8)$$

З умови обернення якобіана в нуль одержимо вираз критичної швидкості прямолінійного руху

$$v_{kp} = \sqrt{\frac{k_2 k_1 k g (b+a)}{k_1 k - k_2 k_1 - k_2 k}} \quad (9)$$

Ненульові коефіцієнти визначальної системи мають вид:

$$a_{10} = -\frac{v^2 \left( -\frac{k_1}{k} - 1 \right) + k_1 b}{g}; \quad a_{01} = -\frac{v^2}{g} + k_2 a; \quad (10)$$

$$a_{30} = -\frac{1}{2} \frac{k_1^3 b}{\phi_1^2}; \quad a_{03} = -\frac{1}{2} \frac{k_2^3 a}{\phi_2^2}; \quad b_{10} = k_1; \quad b_{01} = -k_2; \quad b_{30} = -\frac{1}{2} \frac{k_1^3}{\phi_1^2};$$

Визначимо порядок проходження кривих (2) в околиці початку координат при докритичному значенні параметра швидкості (знак виразу  $(\gamma_1 - \gamma_2)^{(-)}$ ). Тангенси кутів нахилу кривих на початку координат задаються співвідношеннями:

$$\gamma_1 = - \frac{(v^2 - k_2 a g) k}{v^2 k_1 + v^2 k + k_1 b k g};$$

$$\gamma_2 = - \frac{k_2}{k_1}.$$
(11)

Швидкість зміни  $\gamma_1$  при зміні параметра швидкості є від'ємною величиною

$$-2 \frac{v k g (k_1 b k + k_2 a k_1 + k_2 a k)}{(v^2 k_1 + v^2 k + k_1 b k g)^2}$$
(12)

Отже, перший множник у виразі для  $g^*$  - додатній. Знак другого множника  $[F_1^{(3)}(0) - F_2^{(3)}(0)]|_{V=V_{kp}}$  у виразі  $g^*$  визначає порядок проходження кривих (2) у критичному випадку. Він буде додатнім за умови виконання нерівності [5]

$$k(k_1 \phi_1^2 - k_2 \phi_2^2) - k_1 k_2 \phi_2^2 < 0.$$
(13)

Таким чином, для значень крутильної жорсткості з інтервалу, що задається системою нерівностей [5]

$$k(k_1 - k_2) - k_1 k_2 > 0;$$

$$k(k_1 \phi_1^2 - k_2 \phi_2^2) - k_1 k_2 \phi_2^2 < 0;$$
(14)

буде мати місце безпечна втрата стійкості прямолінійного руху (перше рівняння системи (14) визначає умови, за яких існує дивергентна втрата стійкості прямолінійного руху).

З останнього співвідношення слідує, що до характерних параметрів, які впливають на умови безпечної втрати стійкості моделі з жорстким рульовим керуванням  $\phi_1$  додається параметр крутильної жорсткості (безрозмірний коефіцієнт крутильної жорсткості  $k/(G_1 \lambda)$ ). Варіація цього параметра може істотно впливати на характер динамічної поведінки автопоїзда при досягненні ним закритичної швидкості руху. Співвідношення (14), як видно, визначає праву границю шуканого інтервалу зміни параметра крутильної жорсткості.

При досить великому значенні параметра крутильної жорсткості умова (14) переходить у відому умову для автомобіля з абсолютно жорстким рульовим керуванням [7]. За існуючих значень параметра крутильної жорсткості й однакових коефіцієнтів зчеплення на передній і задній осях небезпечна втрата стійкості буде реалізовуватися при довільних значеннях коефіцієнта крутильної жорсткості; модель з керованим колісним модулем, для якої характерна небезпечна втрата стійкості, може придбати властивість безпечної втрати стійкості при належному виборі коефіцієнта крутильної жорсткості, а саме

$$\frac{k_1 k_2}{k_1 - k_2} < k < \frac{k_1 k_2 \phi_2^2}{k_1 \phi_1^2 - k_2 \phi_2^2}.$$
(15)

При аналізі умови (15) передбачалося, що безрозмірний коефіцієнт крутильної жорсткості додатній (винос коліс переднього ряду назад). За цієї умови при перевищенні критичної швидкості руху  $v_{kp}$  відбувається дивергентна втрата стійкості (при цьому тільки одне з власних значень матриці лінійного наближення системи перетинає мниму вісь, інші мають від'ємні дійсні частини).

Проаналізуємо вплив зазначених характерних параметрів на динамічну поведінку моделі автомобіля з керованим колісним модулем за таких вихідних даних [8]:

$a:=1.35 ; b:=1.45 ; m_1:=500.; m_2:=1500 ; k_1:=160000 ; k_2:=326000 ; \lambda=-0.023 ; \phi_1:=0.8 ; \phi_2:=0.8.$

На рис. 1, а представлена залежність критичної швидкості прямолінійного руху  $v_{кр}$ , а на рис. 1, б – залежність величини  $g^*$  (4) як функції крутильної жорсткості (отримана на основі чисельної реалізації методу [xx]).

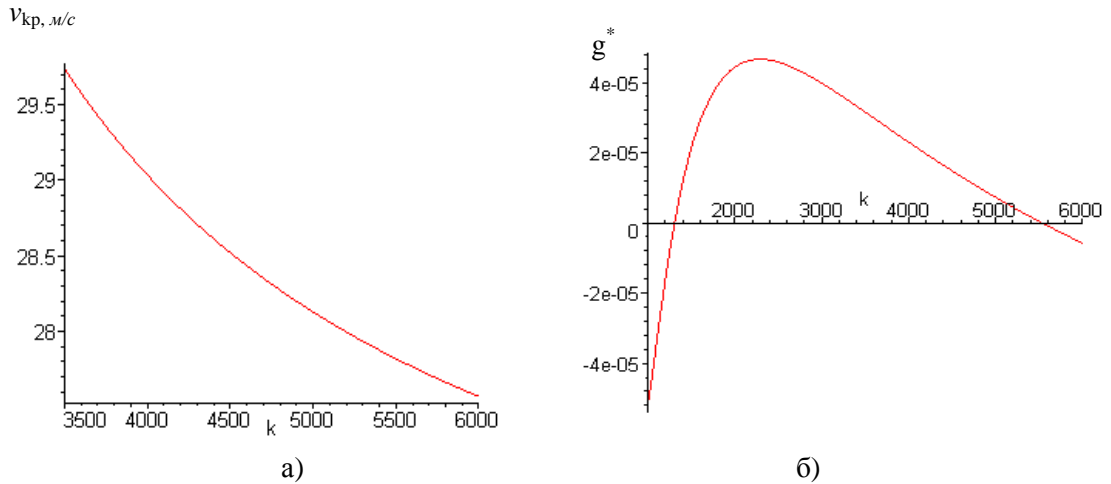


Рис. 1. Залежність критичної швидкості прямолінійного руху  $v_{кр}$  (а), величини  $g^*$  (б) як функції крутильної жорсткості керуючого колісного модуля

Співставимо результати чисельного аналізу з результатами наближеного аналітичного підходу: перевіримо умови безпечної втрати стійкості прямолінійного руху для правої границі області.

З умови (15) отримуємо оцінку правої границі:  $k < 1256 \text{ Нм}$  (у безрозмірному вигляді  $k/(G_1\lambda)$ ). При чисельному інтегруванні вихідної системи диференціальних рівнянь було встановлено, що реальна границя припустимих значень крутильної жорсткості лежить між значеннями 840  $\text{Нм}$  і 900  $\text{Нм}$ . Критична швидкість прямолінійного руху, що відповідає такому інтервалу зміни крутильної жорсткості, лежить у межах  $28,5 \text{ м/с} < v_{кр} < 29 \text{ м/с}$ . Це підтверджує спектр власних значень, знайдений при  $k = 900 \text{ Нм}$  і  $v_1 = 28,5 \text{ м/с}$ ,  $v_2 = 29 \text{ м/с}$  відповідно:

$$[-.00097530352 + 21.11859522 I, -.00097530352 - 21.11859522 I, -.00560218444, -.127158629 \cdot 10^{-5}]$$

$$[-.00095848796 + 21.11859523 I, -.00095848796 - 21.11859523 I, -.00553694017, .000030095454]$$

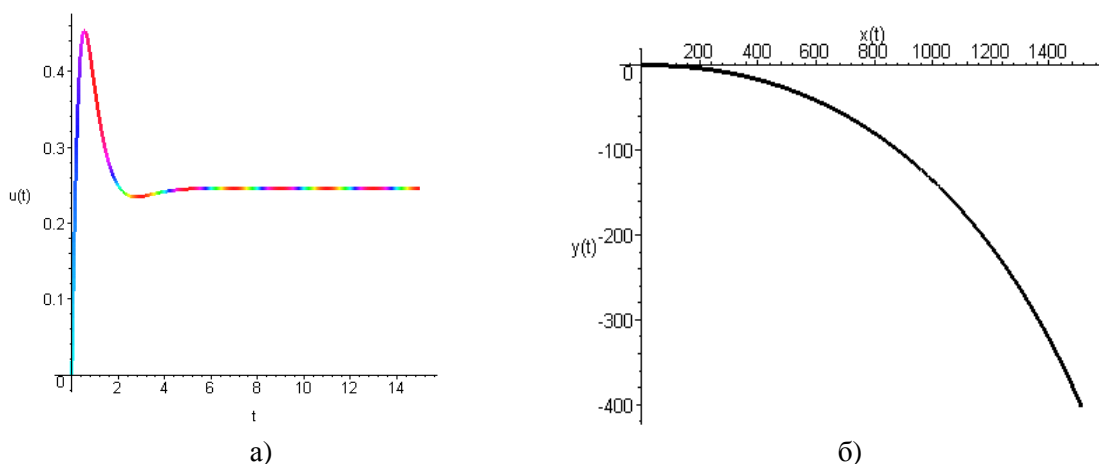


Рис. 2. Залежність бічної швидкості від часу перехідного процесу а) і траєкторії центра мас автопоїзда б) ( $k_1=840 \text{ Нм}$ )

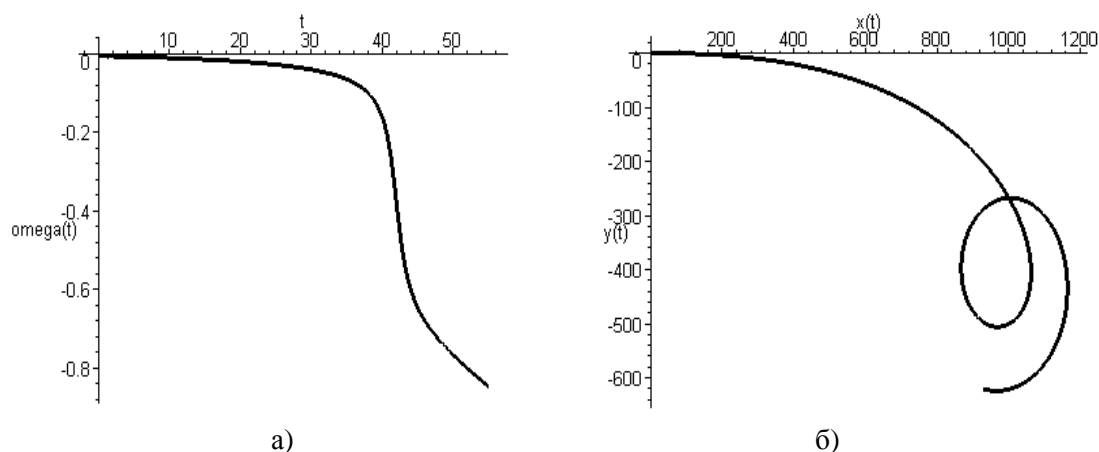


Рис. 3. Залежність кута повороту керуваного колісного модуля і траєкторії центра мас керуючого колісного модуля від часу перехідного процесу ( $k_1=4500 \text{ Нм}$ )

На рис.2 а,б – 3 а,б представлені результати чисельного інтегрування диференціальних рівнянь руху моделі автопоїзда категорії М1 при швидкості  $v=29 \text{ м/с}$  (закритичній) і двох значеннях коефіцієнта крутильної жорсткості керуючого колісного модуля  $k_1=4200 \text{ Нм}$  і  $k_2=4500 \text{ Нм}$  відповідно. При безпечній втраті стійкості прямолінійного руху автопоїзд переходить на стійкий круговий стаціонарний режим досить великого радіуса (реалізація лівого-правого поворотів залежить від початкових збурень); порушення умов безпечної втрати стійкості ( $k \geq 4500 \text{ Нм}$ ) приводить до необмеженого росту бічної складової швидкості центра мас і руху автомобіля по спіралі в площині дороги.

**Висновки.** Встановлено, що за обраних значень конструктивних параметрів автопоїзда категорії М1 критична швидкість лежить в межах  $28 < v < 29 \text{ м/с}$ , що лежить в межах його максимальної швидкості руху. Збільшення критичної швидкості руху може бути досягнуто шляхом відповідного добору конструктивних параметрів керуючого колісного модуля і коефіцієнтів опору відведення коліс як тягового автомобіля, так і причепа.

1. Лобас Л. Г. Неголономные модели колесных экипажей / Л. Г. Лобас – Киев: Наукова думка, 1986. – 232 с.
2. Лобас Л. Г. Качественные и аналитические методы в динамике колесных машин / Лобас Л. Г., Вербицкий В. Г. – Киев : Наукова думка, 1990. – 216 с.
3. Сахно В.П. Основные направления исследований устойчивости автомобиля и автопоезда / В.П.Сахно, В.Г.Вербицкий, Н.И.Мищенко // Труды ХАДИ
4. Арнольд В.И. Теория катастроф // В.И. Арнольд.- 3-е изд. – М.: Наука. Гл. ред. физ.-мат. лит., 1990.- С. 128
5. Сахно В.П. Устойчивость движения автомобиля с учетом управляющего колесного модуля / В.П. Сахно, В.Г. Вербицкий, О.А. Веремчук, М.И. Загороднов // Новые технологии в машиностроении и на транспорте: Материалы международной научно-технической конференции, 10-14 сентября 2001. – Севастополь: Изд-во СевГТУ, 2001.- 351 с.
6. Лобас Л.Г. Бифуркации и катастрофы в динамических системах с симметрией: приложения к транспортной механике /Л.Г. Лобас, В.П. Сахно, В.Г. Вербицкий, Е.Л. Барилевич // Труды Второй Межд.научно-технической конфер."Актуальн.проблемы фундаментальных наук". - т.2, ч.1.Симпозиум "Теор.и прикл.механика".- М.: Техносфера-Информ., 1994. – С. 35-38.
7. Литвинов А.С. Автомобиль: теория эксплуатационных свойств /А.С.Литвинов, Я.Е.Фаробин. - М.: Машиностроение, 1989. -240 с.
8. Козачук Л.С. До визначення стійкості руху автопоїзда категорії М1 /Л.С.Козачук // Вісник Житомирського державного технологічного університету. - №2(53) – 2014. -С. 121-128.

## REFERENCES

1. Lobas, L. (1986), *Non-holonomic models of wheel carriage* [*Negolonomnye modeli kolesnykh ekipazhei*], Naukova Dumka, Kyiv, 232 p.
2. Lobas, L. & Verbitskii, V. (1990), *Qualitative and analytical methods in the dynamics of wheeled vehicles* [*Kachestvennye i analiticheskie metody v dinamike kolesnykh mashin*], Naukova Dumka, Kyiv, 216 p.
3. Sakhno, V., Verbitskii, V. & Mishhenko, N. "Main research areas of stability of the car and lorry convoy", *The works of Kharkiv National Automobile and Highway University* ["Osnovnye napravlenija issledovanij ustojchivosti avtomobilja i avtopoezda"], *Trudy Har'kovskogo nacional'nogo avtomobil'no-dorozhnogo universiteta*, Kharkiv

4. Arnold, V. (1990), *Catastrophe Theory*. 3<sup>rd</sup> ed. [Teorija katastrof. 3-e izd.], Nauka, Moscow, 128 p.
5. Sakhno, V., Verbitskii, V., Veremchuk, O. & Zagorodnov, M. (2001), "Sustainability of the vehicle motion with the steering wheels module considering" *New Technologies in Mechanical Engineering and Transport: Materials of the International Scientific and Technical Conference* ["Ustoychivost' dvizheniya avtomobilya s uchetom upravlyayushchego kolesnogo modulya", *Novye tekhnologii v mashinostroenii i na transporte: Materialy mezhdunarodnoy nauchno-tekhnicheskoy konferentsii*], Sevastopol, 351 p.
6. Lobas, L., Sakhno, V., Verbitskii, V. & Barilovich, E. (1994), "Bifurcations and catastrophes in dynamical systems with the symmetry: Applications to transport mechanics", *Materials of the 2<sup>nd</sup> International Scientific and Technical Conference "Actual Problems of Fundamental Sciences", Symposium "Theoretical and Applied Mechanics"* ["Bifurkatsii i katastrofy v dinamicheskikh sistemakh s simmetriey: prilozheniya k transportnoy mekhanike", *Trudy vtoroi mezhdunarodnoy nauchno-tekhnicheskoy konferentsii "Aktual'nye problemy fundamental'nykh nauk", Simpozium "Teoreticheskaya i prikladnaya mekhanika"*], Vol. 2, Part 1, Tekhnosfera-Inform, Moscow, pp. 35-38
7. Litvinov, A. & Farobin Ya. (1989), *Vehicle: the theory of operational properties* [Avtomobil': teoriya ekspluatatsionnykh svoystv], Mashinostroenie, Moscow, 240 p.
8. Kozachuk, L. Model of definition of motion stability of vehicle-trailer combination of M1 category [Do vyznachennia stikosti rukhu avtopoizda katehorii M1]. *Bulletin of Zhytomyr State Technological University*. №2(53), Zhytomyr, 2014, pp. 121-128.

**Сахно В.П., Стельмашук В.В., Козачук Л.С. Влияние параметров управляемого колесного модуля на показатели стойкости движения автопоезда категории М1.**

Рассмотрена задача определения условий опасно-безопасной потери устойчивости прямолинейного движения модели автомобиля с управляемым колесным модулем, взаимодействие колес которого с опорной поверхностью в боковом направлении описано нелинейной гипотезой увода. В работе реализован численный алгоритм определения интервала изменения характерного параметра (коэффициента крутильной жесткости управляемого модуля), который обеспечивает безопасную потерю устойчивости. При этих условиях найдено аналитическое соотношение, которое приблизительно определяет условие опасно-безопасной потери устойчивости прямолинейного движения. В случае достаточно большой крутильной жесткости управляемого модуля найденные соотношения приводят к известным результатам для автомобиля с абсолютно жестким рулевым управлением.

В основу предлагаемой методики определения влияния параметров управляющего колесного модуля на показатели устойчивости движения автопоезда категории М1 положена геометрическая интерпретация условий устойчивости в критическом случае одного нулевого корня матрицы системы линейного приближения. Показано, что к характерным параметрам, влияющим на условия безопасной потери устойчивости модели автомобиля с жестким рулевым управлением, добавляется параметр крутильной жесткости. Вариация этого параметра может существенно влиять на характер динамического поведения автопоезда при достижении им закритической скорости движения. Определенно правую границу искомого интервала изменения параметра крутильной жесткости. При достаточно большом значении параметра крутильной жесткости критическая скорость автомобиля переходит в известное условие для автомобиля с абсолютно жестким рулевым управлением. При существующих значениях параметра крутильной жесткости и одинаковых коэффициентах сцепления на передней и задней осях опасная потеря устойчивости будет реализовываться при произвольных значениях коэффициента крутильной жесткости; модель с управляемым колесным модулем, для которой характерная опасная потеря устойчивости, может приобрести свойство безопасной потери устойчивости при надлежащем выборе коэффициента крутильной жесткости.

Установлено, что при выбранных значениях конструктивных параметров автопоезда категории М1 критическая скорость лежит в пределах  $28 < v < 29$  м/с, что меньше его максимальной скорости движения. Увеличение критической скорости движения может быть достигнуто путем соответствующего выбора конструктивных параметров управляющего колесного модуля и коэффициентов сопротивления уводу колес как тягового автомобиля, так и прицепа.

**Ключевые слова:** управляемый колесный модуль, стойкость прямолинейного движения, критическая скорость движения, автопоезд

**V. Sakhno, V. Stelmashchuk, L. Kozachuk. The influence of the steering wheels module parameters on stability indicators of motion of the vehicle trailer combination of M1 category.**

In this paper we consider the task of determining the conditions of safe-dangerous loss of stability of the rectilinear movement of model of car with steering wheels module. Interaction of steering wheels module with the supporting surface in the lateral direction is described by a nonlinear hypothesis of deviation. In this work we implemented a numerical algorithm for determination the range of variation of the characteristic parameter (torsional inflexibility coefficient of steering module), which provides safe loss of stability. Under these conditions it was found the ratio of analytical results, which approximately defines a condition of dangerous and safe loss of stability rectilinear motion. In case of sufficiently great ruggedness of the steered module the found ratios lead to well-known results for the car with absolutely rigid steering.

Into the basis of the offered method of definition of influence of parameters of the controlling wheel steered module on indicators of stability of the movement the lorry convoy of M1 category it is put geometrical interpretation stability conditions in a critical case of one zero root of a matrix system of linear approaching. It is shown that to the characteristic parameters influencing conditions of safe loss of stability a car model with a rigid steering control it is added parameter of torsional ruggedness. The variation of this parameter can significantly

influence on nature of dynamic behavior of the lorry convoy at achievement of the critical speed of the movement. Right border of a sought interval of change of torsional rigidity parameter was defined. At rather great value of parameter of torsional ruggedness the critical speed of the car passes into a known condition for the car with absolutely rigid steering. At the existing values of parameter of torsional ruggedness and identical coefficients of clutch on front and rear axles dangerous instability will be implemented at any values of coefficient of torsional ruggedness. Model with the steering wheel module, for which dangerous loss of stability is characteristic, can obtain property of safe loss of stability at an appropriate choice of torsional ruggedness coefficient.

It is established that at the chosen values of design data of the vehicle trailer combination of the category M1 critical speed lies within  $28 < v < 29$  m/s. That is less than its maximum movement velocity. The increase in critical movement velocity can be reached by the corresponding choice of design data of the steering wheel module and coefficients of resistance to withdrawal of wheels both traction car and trailer.

**Keywords:** steering wheels module, stability of rectilinear motion, critical speed of motion, vehicle trailer combination.

#### АВТОРИ:

*САХНО Володимир Прохорович*, доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри «Автомобілі», Національний транспортний університет, e-mail: sakhno@ntu.edu.ua

*СТЕЛЬМАШУК Валерій Віталійович*, кандидат технічних наук, доцент кафедри «Автомобілі і транспортні технології», Луцький НТУ, e-mail: cdp@lntu.edu.ua

*КОЗАЧУК Любомир Святославович*, аспірант кафедри «Автомобілі і транспортні технології» Луцький НТУ, e-mail: lubaxxa@yandex.ru

#### АВТОРЫ:

*САХНО Владимир Прохорович*, д.т.н., профессор, заведующий кафедрой «Автомобили», Национальный транспортный университет, e-mail: sakhno@ntu.edu.ua

*СТЕЛЬМАШУК Валерий Витальевич*, к.т.н., доцент кафедры автомобилей и транспортных технологий, Луцкий НТУ, e-mail: cdp@lntu.edu.ua

*КОЗАЧУК Любомир Святославович*, аспирант кафедры автомобилей и транспортных технологий, Луцкий НТУ, e-mail: lubaxxa@yandex.ru

#### AUTHORS:

*Volodymyr SAKHNO*, Doctor of Science in Engineering, Professor, Head of Automobiles Department, National Transport University, e-mail: sakhno@ntu.edu.ua

*Valeriy STELMASHCHUK*, PhD. in Engineering, Assoc. Professor of Motor Cars and Transport Technologies Department, Lutsk National Technical University, e-mail: cdp@lntu.edu.ua

*Liubomir KOZACHUK*, Postgraduate Student of Motor Cars and Transport Technologies Department, Lutsk National Technical University, e-mail: lubaxxa@yandex.ru

#### РЕЦЕНЗЕНТ:

*МАТЕЙЧИК В.П.*, доктор технічних наук, професор, Національний транспортний університет, декан автомеханічного факультету, м. Київ, Україна.

#### РЕЦЕНЗЕНТ:

*МАТЕЙЧИК В.П.*, доктор технических наук, профессор, Национальный транспортный университет, декан автомеханического факультета, г. Киев, Украина.

#### REVIEWER:

*V. MATEICHUK*, Doctor of Science in Engineering, Professor, National Transport University, Dean of Automobile Mechanic Faculty, Kiev, Ukraine.

Стаття надійшла в редакцію 13.03.2015р.

Тараймович І.В.  
*Луцький національний технічний університет*

## МОЖЛИВОСТІ РОЗШИРЕННЯ АСОРТИМЕНТУ ПРОДУКТІВ ХАРЧУВАННЯ ЗА РАХУНОК МІСЦЕВОЇ ОЛІЙНОЇ СИРОВИНИ

У статті розглянуто основні напрями використання насіння льону олійного в Україні та зокрема, на Поліссі, проаналізовано доцільність вирощування льону олійного в умовах Західного Полісся в розрізі сучасних умов економічного функціонування України.

Значну увагу в статті приділено аналізу фізико-механічних властивостей та технологічних характеристик волокнистої частини льону олійного, як складової повноцінного використання всього потенціалу даної культури.

Представлені теоретичні дослідження в цьому напрямку. Розглянуті та систематизовані основні якісні та кількісні характеристики, що впливають на вихід олії, представлена інформаційна модель для їх аналізу.

**Ключові слова:** льон, ефективність, насіння, рослинний білок.

### **Постановка проблеми і аналіз публікацій.**

Аналіз структури харчування населення України за останні десять років свідчить про тенденцію неухильного зниження споживання білка тваринного походження, що обумовлено, в тому числі, високою собівартістю продуктів тваринництва порівняно з продукцією рослинництва.

М'ясо – найцінніше джерело білків – відноситься до числа продуктів, що найбільш важко виробляються. У зв'язку з цим зростає актуальність раціонального використання рослинних білків, у тому числі для інтенсифікації виробництва м'ясопродуктів.

Сучасні тенденції формування здорового раціону харчування диктують необхідність створення нових продуктів з підвищеною біологічною і фізіологічною цінністю. Важливу роль в даному випадку відіграє можливість використання сировини, що виростає в безпосередній близькості від місць його переробки. Це дозволяє помітно скоротити витрати на транспортування і зберігання сировини, розширити асортимент випущених продуктів харчування.

В нашій країні льон – найстаріша волокниста й олійна культура, придатна до вирощування практично в будь-якій зоні.

Льон олійний – це стратегічно важлива сировина, що використовується в багатьох галузях економіки: для композитів, що відповідають сучасним екологічним вимогам і використовуються в різних галузях; його деревина – сировина для меблевої промисловості; лігносульфонати льону – допоміжні матеріали для процесів шліхтування в текстильній промисловості та ізолюючий матеріал для могильників АЕС, лляна олія – сировина для косметики, фармацевтичної та харчової промисловості; відходи (пух, костриця) – сировина для композиційних матеріалів автомобілебудування і будівельного комплексу [1, 2].

Найціннішим продуктом, який отримують при переробці льняного насіння, є лляне масло, багате поліненасиченими жирними кислотами. Лляна олія є лікувально-профілактичним засобом при деяких онкологічних захворюваннях, боротьбі з ліпідемічними відкладеннями, атеросклерозом та іншими захворюваннями. Вижимки лляної олії, що становить до 50% маси насіння, виробляють методом холодного пресування, що дозволяє зберегти всі його цінні компоненти в незмінному вигляді. Вміст білка у відходах лляного маслоробного виробництва за даними різних джерел становить від 25 до 54%. В даний час лляна макуха вводяться в кількості 10% в корму сільськогосподарських тварин, що не дозволяє повною мірою реалізувати закладений в цю культуру потенціал нутрицевтиків [3, 4].

**Мета роботи** полягає у обґрунтуванні доцільності вирощування льону олійного на території Західного Полісся, знаходженні шляхів максимального використання всього потенціалу цієї культури, враховуючи й відходи переробки лляного насіння.

### **Результати досліджень.**

На сьогоднішній час льон знову привертає увагу багатьох, хто задумується про здорове харчування. Насіння льону є неперевершеним дієтичним продуктом підвищеної біологічної цінності, що застосовується і в лікувальних цілях, і в кулінарії. Цей продукт все частіше з'являється в раціоні



значної кількості людей, тому що засноване на насінні льону здорове харчування дозволяє зберегти молодість, красу і здоров'я [5].

В багатьох країнах льон вже надійно завоював свої позиції, наприклад в Німеччині щорічно використовують десятки тисяч тон насіння для приготування страв та випічки, а також для вживання, як самостійного дієтичного продукту. В США і Канаді лікарі рекомендують вживати насіння льону щоденно та використовувати в якості повноцінного продукту харчування. Все завдяки складу насіння льону, яке багате поживними речовинами.

У статтях з фітотерапії звичайний льон іменують ліками ХХІ століття. Правильний баланс Омега-3, Омега-6, Омега-9 поліненасичених жирних кислот (ПНЖК), що входять до складу насіння льону необхідний абсолютно всім процесам життєдіяльності організму людини. Знаменитий риб'ячий жир поступається в два рази льону за вмістом у ньому ПНЖК, а лляна олія за харчовою цінністю для організму впевнено посідає перше місце серед інших харчових рослинних олій.

Аналіз існуючої науково-технічної літератури свідчить, що випуск масової продукції профілактичного призначення з включенням біологічно активної рослинної сировини становить, наприклад, для хлібобулочних виробів не більше 5%, що є вкрай низьким показником.

В даний час активно ведуться роботи з пошуку рослинної сировини, здатного підвищити харчову цінність хлібобулочних і кондитерських виробів, поліпшити їх якість при збереженні традиційних споживчих властивостей. Така сировина повинна мати невисоку вартість, бути доступною для використання в промислових масштабах, містити фізіологічно функціональні інгредієнти.

Введення насіння льону і продуктів їх переробки в рецептуру хлібобулочних і кондитерських виробів дозволить підвищити їхню біологічну цінність і біологічну ефективність.

Реалізація політики, спрямованої на забезпечення здорового харчування населення країни, привернула увагу вчених до насіння льону як джерелу біологічно активних речовин. У той же час, відомості про комплексне дослідження споживчих властивостей і безпеки насіння льону олійного, вирощеного в умовах Західного Полісся як харчового продукту, їх зміни при зберіганні та переробці в літературі практично відсутні.

Під час розробки технології збирання льону олійного, адаптованої до природно-кліматичних умов Західного Полісся України забезпечується максимальне збереження врожаю з врахуванням вимог мінімізації витрат і енергозбереження. При створенні таких технологій враховуються специфічні анатомічні та фізико-механічні властивості стебел цієї групи льону.

Комплексна переробка насіння льону дозволяє виділити з нього такі біологічно активні сполуки як стиролі, вітамін Е, поліненасичені карбонові кислоти та низку інших сполук і виготовити на їх основі нові групи вітчизняних біологічно активних препаратів, включаючи препарати медичного і медико-гігієнічного призначення. За розрахунками фахівців, цінність біологічно активних речовин, які можна добути з 1 т льону може досягати 80 тис. у.о.

Сучасні технології переробки урожаю льону олійного дозволяють забезпечити безвідходне використання як насінневої, так і стеблової його частин. Під час збирання льону олійного основна складова врожаю – насіння, а вторинна – стеблова частина.

**Продукти з насіння льону**, загальнодоступні для вживання в харчових рецептурах, використовуються у вигляді цільного лляного насіння, стабілізованого лляного насіння (тобто, лляного насіння, яке пройшло певну теплову обробку) і борошна крупного помелу. Знежирене борошно крупного помелу з лляного насіння, білковий концентрат та ізолят одержують у лабораторних умовах, але ще не реалізують у промисловому масштабі. Борошно крупного помелу лляного насіння має містити не менше 30% білка. Харчову та біологічну цінність насіння льону можна порівняти хіба що з соєвим борошном (табл.1).

Таблиця 1

**Порівняння поживної та біологічної цінності насіння льону і соєвого борошна (масова частка, %)**

Показник	Насіння льону	Соєве борошно
Біологічна цінність	77,4	72,8
Засвоюваність	91,6	90,5
Коефіцієнт ефективності білка	1,76	2,32

Отже, цінність насіння льону олійного полягає в можливості використання його і як джерела білка, при цьому важливе значення має його повноцінність, кількісний і якісний склад замісних і незамінних амінокислот, амінокислотний склад лляного насіння задовольняє сучасним вимогам і дієтичним рекомендаціям. Крім того, за вмістом білка вони наближаються до бобових культур (табл. 1).

Аналіз даних табл.1 показує, що насіння льону перевершує соєве борошно за біологічною цінністю та засвоюваністю. Завдяки цьому лляний білок (лінумін) поступово витісняє соєвий з продовольчої сфери і використовується як добавка до хлібобулочних виробів та майонезу, замінюючи яєчний порошок. У рослинні концентрати та м'ясні консерви він може додаватися в кількості відповідно до 11% та 30%. Насіння льону може також використовуватися як замісник яєць для тих людей, які мають виключати їх зі свого раціону через проблеми з здоров'ям.

Кількість (Q) та якість (Я<sub>к</sub>) лляної олії залежить від ряду факторів вихідного матеріалу, тобто насіння. До кількісних факторів вихідного матеріалу слід віднести: фактичну урожайність насіння (У<sub>фн</sub>), що залежить, в свою чергу, від кількості стебел (К<sub>ст</sub>) на 1 га, кількості коробочок (К<sub>к</sub>), фази стиглості насіння (Ф<sub>с</sub>), коефіцієнта виходу якісного насіння (К<sub>ян</sub>) з коробочки, коефіцієнту втрат (К<sub>вт</sub>) насіння та фактичного коефіцієнту виходу олії (К<sub>фо</sub>) з насіння.

До кількісних показників вихідного матеріалу слід віднести: фазу стиглості (Ф<sub>ст</sub>), чистоту насіння (Ч<sub>н</sub>), наявність смітних домішок (С<sub>дом</sub>), температуру нагрівання олії (t<sub>о</sub>) в технологічному процесі виробництва.

Вплив перерахованих факторів на кількість та якість лляної олії зображено на рис. 1.

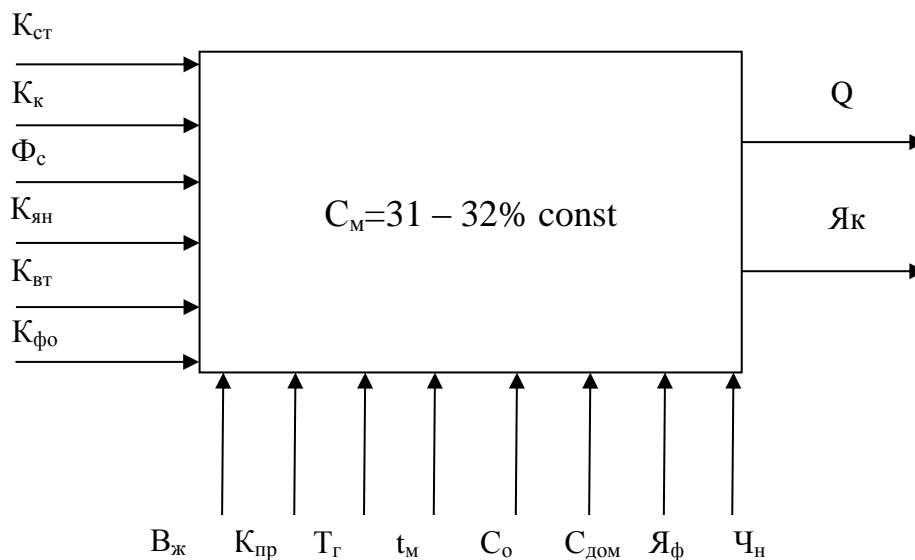


Рис. 1. Інформаційна модель визначення кількості та якості лляної олії від вихідного матеріалу

Якість рослинної олії у відповідності з нормативними вимогами визначається наступними показниками: кольором, прозорістю, кислотним, йодним числами, вмістом вологи, густиною.

З перерахованих показників найбільш важливими, які характеризують якісні зміни рослинної олії є йодне та кислотне числа.

З аналізу літературних джерел встановлено, що на харчові цілі придатне насіння у фазі жовтої стиглості, коли вміст жиру досягає найвищого та постійного значення.

Тоді вказану залежність можна представити в наступному вигляді:

$$K_M = f(C_{дом}, t_o). \quad (1)$$

На харчові цілі насіння льону має відповідати I та II класу. В регіоні немає небезпечних дикорослих культур, що впливають на харчові якості олії, тому остаточно на якість олії, основний вплив буде здійснювати температура олії в процесі її виробництва:

$$K_M = f(t_o). \quad (2)$$

Повинні враховуватися також технічні фактори якості та кількості олії: вміст жиру в насінні ( $B_{ж}$ ); кількість пропускань крізь прес ( $K_{пр}$ ), величина тиску в головці пресу ( $T_r$ ), спосіб отримання олії: ( $C_o$  «холодний» чи «гарячий»), якість фільтрації ( $Я_{ф}$ ).

Вказані залежності можна представити в загальному вигляді:

$$Q = f(B_{ж}, K_{пр}, T_r, C_o, Я_{ф}). \quad (3)$$

Вміст жиру в насінні льону олійного у фазі повної стиглості – постійний ( $B_{ж}=31 \dots 32\%$ ); тиск маси, що піддається пресуванню ( $T_r$ ) в процесі також постійний при вибраному способі («гарячий», «холодний»). Тоді якість олії при вибраному способі виробництва залежить від якості фільтрації. Цю залежність в загальному вигляді можна представити:

$$Q = f(Я_{ф}). \quad (4)$$

**Висновки.** Отже, враховуючи проведені аналітичні дослідження щодо використання насіння льону олійного можна стверджувати про доцільність вирощування льону олійного на території Західного Полісся й про необхідність більш глибокого вивчення використання відходів переробки насіння льону олійного для отримання рослинного білку.

Створення підприємств з виробництва лляної олії на сучасній технічній основі є актуальним, оскільки в перспективі необхідно забезпечити населення регіону цим цінним продуктом. Крім того, виробництво олії, як уже відзначалося раніше, суттєво збагатить кормову базу тваринництва. А з огляду на врожайність льону, багатоваріантність його переробки (олія, харчові добавки, біологічно активні речовини та ін.), вирощування льону олійного може істотно підняти прибутковість та зайнятність населення аграрних регіонів Західного Полісся.

Для створення підприємств з виробництва лляної олії необхідно відпрацювати технологію виробництва лляної олії на харчові та технічні цілі з врахуванням особливостей даної культури, вирощеної в зоні Західного Полісся.

1. Сай В.А. Удосконалення технології збирання і первинної переробки стеблової частини льону олійного: дис. канд. тех. наук: 05.18.01 / В. А. Сай. – Луцьк, 2011. – 194 с.
2. Пашин Е.Л., Технологическое качество и переработка льна-межеумка / Е.Л. Пашин, Н.М. Федосова. Монография, Кострома, ВНИИЛК, 2003.
3. Федосова Н.М., Пешкова А.С. Анатомическое строение масличного льна / Н.М. Федосова, А.С. Пешкова // Достижения науки и техники АПК, 2005, № 10.
4. Ильина З.М. Проблемы и перспективы развития льноводства / З.М. Ильина, В.И. Бельский, В.Н. Перевозников // Весці нацыянальнай акадэміі навук Беларусі – Минск, 2006. – №4. – С.26 – 36.
5. Павло Коротич. Льон – нова перспектива в родині олійних // Пропозиція №2, – 2006, 36 с.

## REFERENCES

1. Sai, V. (2011). *Improving the technology of harvesting and primary processing of stem linseed*. Ph.D. Diss. [*Udoskonalennja tehnologiy zburannja i pervynnoy pererobky steblovoj chastyny ljonu olijnogo*. Ph.D. Diss.]. Lutsk, 194 p.
2. Pashin, E. & Fedosova, N. (2003). *Technological quality and processing of flax*. [*Technologicheskoe kachestvo i pererabotka l'na-mezheumka*. Monografija. ]. Kostroma, VNIILK Publ., 163 p.
3. Fedosova, N. & Peshkova, A. (2005). The anatomical structure of the oilseed flax. [*Anatomicheskoe stroenie maslichnogo l'na*]. *Scientific and technological achievements in agrarian and industrial complex*. [*Dostizhenija nauki i tehniki APK*]. Vol.10. pp. 34-39.
4. P'ina, Z., Bel'skii, V. & Perevoznikov, V. (2006). Problems and prospects of flax cultivation. [*Problemu i perzpektyvu razvitija l'novodstva*]. *News of the National Academy of Sciences of Belarus*. [*Vesty nacional'noy akademii nauk Belarusi*]. Minsk, Vol.4, pp. 26-23.
5. Korotych, P. (2006). Flax - a new perspective in family of oilseeds. [*Lon – nova perspektyva v rodyni oliinykh*]. *Propozucia*, 2006. Vol. 2, p. 36.

**Тараймович І.В.** Возможности расширения ассортимента продуктов питания за счет местного масличного сырья.

В статье рассмотрены основные направления использования семян льна масличного в Украине и в частности, на территории Полесья, проанализировано целесообразность выращивания льна масличного в условиях Западного Полесья в разрезе современных условий экономического функционирования Украины.

Указана необходимость более глубокого изучения использования отходов переработки семян льна масличного для получения растительного белка.

Значительное внимание в статье посвящено анализу физико-механических свойств и технологических характеристик волокнистой части льна масличного, как составляющей полноценного использования всего потенциала данной культуры.

Представленные теоретические исследования в этом направлении. Рассмотрены и систематизированы основные качественные и количественные характеристики, которые влияют на выход масла, представлена информационная модель для их анализа.

Введение семян льна и продуктов их переработки в рецептуру хлебобулочных и кондитерских изделий позволит повысить их биологическую ценность и эффективность.

**Ключевые слова:** лен, эффективность, семена, растительный белок.

***I. Taraymovych. Possibilities to expand the range of food from local oil-seeds.***

The article describes the main directions of linseed seeds in Ukraine and, in particular, in Polesie, analyzed the feasibility of cultivation of flax in Western Polesie in the context of the current conditions economic operation of Ukraine.

Indicated the need for a deeper study of the use of waste processing flax seeds for vegetable protein.

Considerable attention in the article analyzes the physical and mechanical properties and processing characteristics of the fiber flax, as part of the full use of the full potential of this crop.

The presented theoretical research in this direction. Reviewed and systematized the main qualitative and quantitative characteristics that affect the yield of oil, provided the information model for their analysis.

Introduction flax seeds and their products in the formulation of bakery and confectionery products will increase their bioavailability and effectiveness

**Keywords:** flax, efficiency, seeds, vegetable protein.

**АВТОР:**

*ТАРАЙМОВИЧ Ірина Володимирівна*, кандидат технічних наук, доцент кафедри «Обладнання переробних виробництв», Луцький НТУ, e-mail: [opv@lntu.edu.ua](mailto:opv@lntu.edu.ua)

**АВТОР:**

*ТАРАЙМОВИЧ Ірина Владимировна*, кандидат технических наук, доцент кафедры «Оборудование перерабатывающих производств», Луцкий НТУ, e-mail: [opv@lntu.edu.ua](mailto:opv@lntu.edu.ua)

**AUTHOR:**

*Irina TARAYMOVICH*, PhD., Assoc. Professor of Production Processing Equipment Department, Lutsk National Technical University, e-mail: [knit@lntu.edu.ua](mailto:knit@lntu.edu.ua)

**РЕЦЕНЗЕНТ:**

*ДИДУХ В.Ф.*, доктор технічних наук, професор, Львівський національний аграрний університет, зав.кафедри експлуатації та технічного сервісу машин ім. професора Семковича І.Д., м. Львів, Україна.

**РЕЦЕНЗЕНТ:**

*ДИДУХ В.Ф.*, доктор технических наук, профессор, Львовский национальный аграрный университет, зав.кафедрой эксплуатации и технического сервиса машин им. профессора Семковича И.Д., г. Львов, Украина.

**REVIEWER:**

*V. DIDUKH*, Doctor of Science in Engineering, Professor, Lviv National Agrarian University, Head of Maintenance and Technical Service of Machines Department, Lviv, Ukraine.

Стаття надійшла в редакцію 16.04.2015р.

Тараймович І.В., Можар Р.В.  
*Луцький національний технічний університет*

## ОБҐРУНТУВАННЯ ТЕХНОЛОГІЇ ОТРИМАННЯ ОДНОТИПНОГО КОРОТКОГО ЛЬНЯНОГО ВОЛОКНА

У статті поданий аналіз існуючих способів обробки короткого льняного волокна при отриманні котоніну, визначені їх недоліки і запропонована удосконалена технологія для отримання котонізованого льняного волокна.

Основна увага приділена процесу очищення волокна від вільної костриці з метою зменшення енергетичних витрат на його переробку; наведені основні кінематичні параметри трясильних машин для ефективного видалення максимальної кількості вільної костриці; проаналізовані параметри, які впливають на якість технологічного процесу трясіння і на вміст костриці в матеріалі на виході з машини.

**Ключові слова:** льон, коротке льноволокно, штапелювання, котонін.

**Постановка проблеми.** Аналіз сировинної бази текстильної промисловості України показав, що на сьогоднішній день існує велика проблема реалізації луб'яних волокон, отриманих після первинної переробки трести льону та конопель. В першу чергу це пов'язано зі зменшенням попиту та відсутністю ринків збуту короткого волокна, яке отримується з низькосортної сировини.

Якщо на довге волокно, ще залишився певний попит у закордонних виробників, то коротке волокно, одержуване з відходів тіпання, використовується дуже нераціонально, тільки для виробництва грубої пряжі, з якої виготовляють тарні й пакувальні вироби. На даний час ситуація почала змінюватися, сфери застосування коротких льняних волокон значно розширилися [1, 2].

Однак через низькі ціни на коротке волокно його виробництво не сприяє рентабельній роботі заводів первинної переробки, крім цього нові переробні підприємства вимагають від виробників волокна нові якісні характеристики готової продукції. До яких в першу чергу можна віднести остаточний вміст костриці та кінцеві параметри штапельного розподілу волокон.

Відомі способи обробки короткого льняного волокна при отриманні котоніну, що включають в себе штапелювання на різальній машині, очищення та потоншення лляних комплексів волокон. Наприклад, на лінії «Ларош» волокно очищається на котонізаторах і багатобарабаних очисних машинах. Котонізатори складаються з конденсора для формування шару волокон, яке живить механізм у вигляді столика і притиснутого до нього валика і робочого барабана з голчастою або колковою гарнітурою. Обробка волокна в таких пристроях ведеться в затиснутому стані голками чи колками [3].

Недоліком зазначеного способу є відсутність стиснення шарів волокон з їх зсувом, при яких в волокнистому шарі виникають досить високі напруги, що сприяють дробленню лляних волокнистих комплексів і втрати зв'язку волокна з бур'янистими домішками.

Відомий також спосіб очищення волокнистого матеріалу, реалізований при штапелюванні льняного волокна в стрічці. Він передбачає подачу матеріалу в затиснутому між валками стані на рухомі біла. Недоліком зазначеного способу є те, що в ньому відсутній стиск шарів стрічки з їх зсувом відносно один одного, що сприяло б підвищенню очисного ефекту. У результаті такий спосіб очищення і штапелювання лляних волокон недостатньо ефективний [4].

Відомо також пристрій для штапелювання і очищення льняного волокна, в якому на дисках робочих органів встановлені відбійні лопаті з певним кроком по колу дисків. Ці лопаті взаємодіють зі звисаючою борідкою проштапельованого льняного волокна, затиснутого в затискному пристрої [5].

Недоліком вказаного пристрою є те, що в ньому відсутній пристрій, що забезпечує стиск шарів волокна з їх зміщенням і подачу його на очищаючий робочий орган.

Також відомий спосіб очищення волокна, коли на конвеєрі формується шар волокон, який стискається притискним валиком і подається до двох рифлених живильних валків і в затиснутому стані по волокну вдаряють ножі обертового ножового барабана.

Недоліком цього способу є те, що шар волокна, сформований на конвеєрі, лише ущільнюється притискним валиком, а навантажений рифлений валик забезпечує лише зажим волокон, що подаються на натискний барабан.

При такому способі відсутній стиск шарів волокон з одночасним їх зрушенням, що сприяє ослабленню зв'язків між волокнами і зв'язків смітних домішок з комплексами волокон [6].

**Постановка завдання.** Підвищення якості короткого лляного волокна шляхом вдосконалення обладнання і методів його отримання та очищення.

#### Виклад основного матеріалу.

До числа проблем, які найбільш гостро стоять перед галуззю первинної обробки льону, відноситься підвищення конкурентоспроможності волокнистої продукції. Його вирішення можливе при істотному поліпшенні якості всього асортименту лляного волокна, що виробляється та матеріалів на його основі або при зниженні витрат на переробку. Останнього можна досягти шляхом диверсифікації виробництва, наприклад, за рахунок застосування спрощених технологій переробки лляної трести низьких номерів (№ 0,50-1,00).

Одним із шляхів вирішення цих проблем, може бути розробка нових технологій та обладнання, що дозволяють здійснювати глибоку переробку вітчизняної текстильної сировини. Застосування такого обладнання та технологій дозволить значно розширити асортимент продукції, що випускається текстильними підприємствами. Використання волокнистих відходів тіпання і некондиційного льону в стеблах, для отримання короткого лляного волокна, дозволить отримати вітчизняне джерело сировини, для виготовлення нового асортименту пряж з сумішей льону з бавовною, з вовною та з хімічним волокном.

В умовах Західного Полісся пропонується розробка адаптованої до даних природно-кліматичних умов первинної обробки льону олійного (рис. 1.), яка полягає у тому, що після збирання солома льону олійного піддається росяному мочінню для отримання трести. Наступною технологічною операцією є підбирання трести з формуванням її в рулони прес-підбирачами. Слід зазначити, що для одержання якісного насіння (основної продукції льону олійного) збирання рекомендується проводити у фазу жовтої сплості, коли волокна, що залягають у стеблах, інтенсивно лігніфікуються (здерев'яніють, стають твердими, грубими). Частковому роздерев'яненню (делігніфікації) сприяє росяне мочіння, проведене для отримання сланцевої трести в традиційній довгунцевій зоні.

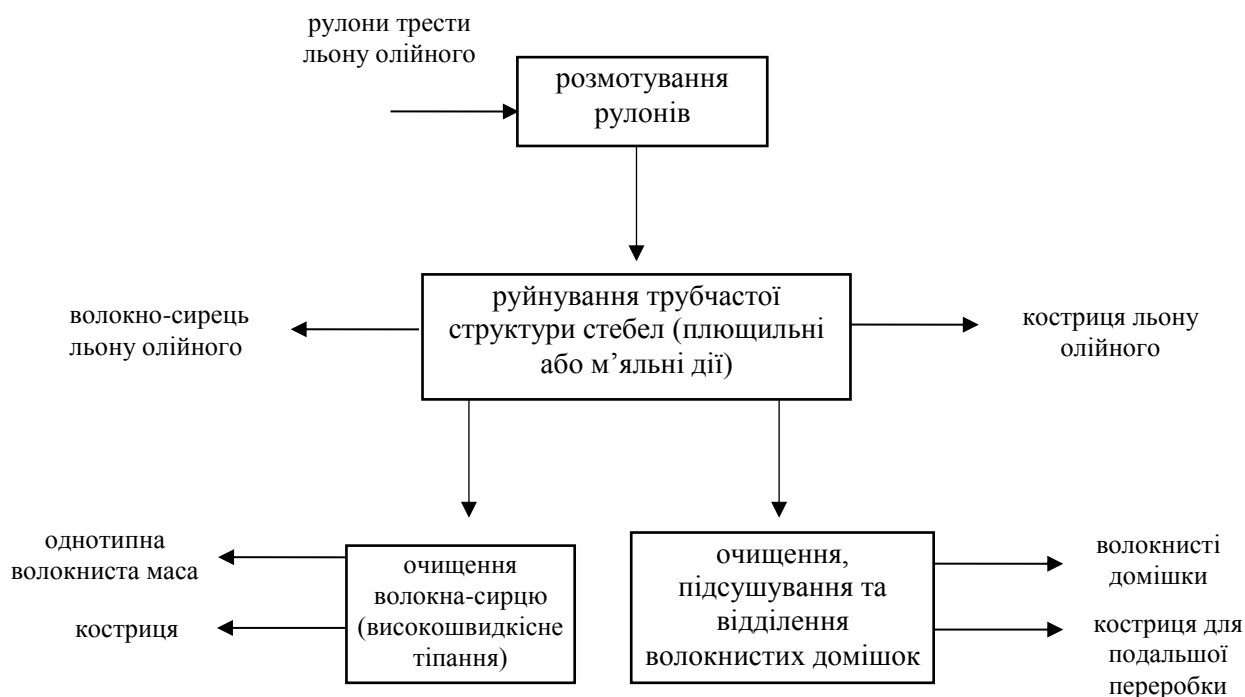


Рис. 1. Технологія первинної обробки льону олійного.

Для одержання більш чистого матеріалу необхідне включення в технологічний процес операції додаткового очищення, наприклад, обробка однотипної луб'яної маси в трясильній машині.

Трясильні машини виконують важливу функцію підготовки шару матеріалу перед обробкою в куделеприготувальних агрегатах. У першій трясильній машині із загальної луб'яної маси виділяється основна маса насипної легкозв'язної костриці та смітних домішок, що безпосередньо впливає на якість кінцевої продукції. Зниження нерівномірності матеріалу за товщиною призводить до

підвищення ККД роботи куделеприготувального агрегату за рахунок зниження кількості забивань та намоток в тріпальних секціях агрегату, при цьому підвищується міцність одержуваного волокна.

Підвищення технологічного ефекту процесу трясіння шляхом збільшення інтенсивності та кількості струшуючих дій призводить до погіршення структури волокна і втрати його міцності.

Під час проектування нових трясильних механізмів треба зазначити умови ефективного перебігу процесу трясіння. Доповнення чи коригування таких умов з урахуванням нових знань в процесі трясіння є шлях вдосконалення конструкції трясильних машини.

У трясильній машині з нижнім гребінним полем здійснюються дві технологічні операції: виділення вільної легкозв'язної костриці та вирівнювання шару за щільністю.

Для ефективного виділення костриці мусять виконуватись певні умови. Параметрами, що визначають вміст костриці на виході з трясильної машини, є щільність завантаження, кількість струшуючих впливів та кут розмаху.

Щільність завантаження матеріалу в трясильній машині й кількість струшуючих впливів є суттєвими чинниками, що визначають ефективність видалення костриці. Чим товщий шар матеріалу, тим складніше потім із нього виділити кострицю.

Безперервний шар матеріалу перешкоджає випаданню вільної костриці, що знаходиться у верхніх ділянках шару або яка перебуває на поверхні шару.

Матеріал поступає у трясильну машину певними зв'язними елементами, що пов'язано з умовами проходження луб'яної маси крізь м'яльно-тріпальний агрегат. При малій швидкості просування матеріалу в трясильній машині, відбувається збільшення щільності матеріалу на решітці, що зумовлює погіршення умов виділення вільної костриці.

При збереженні фрагментарності горизонтальні прискорення шару сприяють переміщенню костриці вперед і назад за рухом матеріалу, а відділення і видалення костриці відбувається через проміжки між ділянками шару.

Для збереження низької густини матеріалу повинна бути висока швидкість матеріалу, тому що ці величини пов'язані умовою [5]:

$$V \cdot \rho = const, \quad (1)$$

З роботи [6] відомо, що кількість струшуючих впливів, які отримає матеріал, визначається залежністю:

$$K = \frac{a \cdot c \cdot n}{V}, \quad (2)$$

- де  $n$  – частота коливань гребінних валиків,  $\text{хв}^{-1}$ ;  
 $c$  – кількість гребінних валиків в машині;  
 $V$  – швидкість руху матеріалу,  $\text{м/с}$ ;  
 $a$  – відстань між гребінними валиками,  $\text{м}$ .

Збільшення швидкості руху шару з 0,2-0,3  $\text{м/с}$  до 0,6-0,7  $\text{м/с}$  призведе до зниження кількості струшуючих впливів згідно з (2), що отримує матеріал – з 38 до 23. Щоб матеріал отримав необхідну кількість струшуючих впливів, слід збільшити кількість гребінних валиків до 18-20. Кут розмаху голок, відповідно до літературних джерел [9], слід приймати мінімальним,  $\gamma \leq 54^\circ$ .

При малому радіусі кривошипа максимальна частота обертання ведучого валу, коли немає порушення структури шару і руйнувань волокна, становитиме 220 – 240  $\text{хв}^{-1}$ .

Наведені вище міркування дають можливість запропонувати варіант технологічної настройки трясильної машини, який би забезпечив інтенсивне видалення вільної костриці:

- кут розмаху – 54 град;
- частота коливань голок – 220-240  $\text{хв}^{-1}$ ;
- величина вильоту голки над решіткою 0,05-0,07  $\text{м}$ ;
- кількість гребінних валиків 18-20.

Для ефективного вирівнювання шару за щільністю процес трясіння може бути організований наступним чином.

Параметрами, визначальними ступінь нерівності матеріалу на виході з трясильної машини є, кількість струшуючих впливів, амплітуда коливань голок.

Нерівномірність шару на виході з трясильної машини істотно залежить від кількості струшуючих впливів.

У процесі вирівнювання шару за щільністю не повинно утворюватися порожнин в шарі, тому швидкість руху матеріалу слід повинна бути постійною 0,2-0,3 м/с. В даному випадку під час проходження через 14 гребінних валиків матеріал отримує 32-35 струшуючих впливів згідно (2).

Для отримання низької нерівномірності шару за щільністю на виході з машини амплітуда рухів голки повинна бути більшою, ніж товщина шару на решітці. При великій амплітуді коливань голок швидкість обертання приводного вала машини повинна бути знижена задля унеможливлення руйнування волокнистих комплексів.

Вище наведені міркування дають можливість запропонувати варіант технологічної настройки трясильної машини, який би встановив раціональний режим вирівнювання шару за щільністю:

- кут розмаху –  $74^\circ$ ;
- частота коливань голок –  $180-190 \text{ хв}^{-1}$ ;
- величина вильоту голки над решіткою – 0,07-0,10м;
- кількість гребінних валиків – 14.

З наведених вище варіантів настроювання трясильної машини видно, що поєднання двох технологічних операцій на одній машині не дозволяє домогтися ефективного виконання кожної з них, тому доцільним є розділення по різних машинах операції видалення насипної костриці та вирівнювання шару за щільністю.

На початку технологічного ланцюжка є необхідним максимально ефективно видалення насипної костриці, що надходить з сировини, а згодом формування шару однакової щільності. У зв'язку з цим установка двох трясильних машин з принципово різними настройками є одним із шляхів вдосконалення технології процесу трясіння.

Шар перед куделеприготувальним агрегатом мусить мати мінімум вільної костриці, мати нормовану вологість й бути рівномірним за щільністю. У першій трясильній машині видаляється більшість насипної костриці, шар вирівнюється за щільністю. У сушильній машині відбувається вирівнювання вологості волокна. У другій трясильній машині йде подальше виділення вільної костриці.

Існуюча схема підготовки відходів тріпання перед куделеприготувальним агрегатом має низку недоліків.

У першій трясильній машині з матеріалу необхідно виділити максимум вільної костриці, щоб не витрачати тепло на її нагрівання в сушильній машині. Водночас необхідно вирівняти матеріал, що поступає за щільністю і сформувати шар певної товщини, щоб матеріал просушився рівномірно. При установці перед сушильною машиною лише однієї трясильної машини має дотримуватися компроміс між ефективністю виділення костриці і вирівнюванням шару за щільністю. В даному випадку можна очікувати порівняно невисоку ступінь очищення відходів тріпання від насипної костриці при досить високій густині шару, або незначна густина й розрізненість матеріалу та низька вирівняність шару за щільністю при порівняно високому рівні очищення від насипної костриці. Причому у процесі сушіння витрачатиметься додаткове тепло на нагрівання костриці, яка випаде в відходи на другій трясильній машині, чи вологість матеріалу буде нерівномірною, що позначиться на якості короткого волокна.

Організація процесу підготовки згідно запропонованої схеми є більш раціональною з таких причин. У першій трясильній машині при збереженні низької щільності шару виділиться більше костриці. У другій трясильній машині відбувається формування шару з однаковою щільністю й подальше видалення вільної костриці. В результаті число гребінних валиків, якими пройде матеріал, збільшується вдвічі, що дасть змогу зменшити зміст вільної костриці перед сушильною машиною на 7-9%. При цьому шар буде на вході у сушильну машину мати хорошу вирівняність за щільністю. Завдяки збільшенню числа гребінних валиків, якими пропущено матеріал, та відповідній настройці другої трясильної машини знизиться нерівномірність шару.

При продуктивності куделеприготувального агрегату 600 кг/год маса костриці, додатково виділеної перед сушильною машиною, становитиме 42 – 63 кг/год, що дозволить скоротити втрати пари, що затрачається на нагрівання і випаровування з неї вологи в сушильній машині на 0,53-0,80 т на місяць із одного агрегату при двозмінному режимі роботи. При раціональній організації процесу трясіння за даною схемою та налаштуваннях трясильних машин у відповідності до виконуваної функції, можна підвищити рентабельність отримання короткого волокна, і навіть підвищити його вихід.





Рис. 2. Технологія отримання короткого льняного волокна.

Для того щоб, можна було використовувати льон для прядіння в суміші з іншими волокнами, необхідно зробити цю суміш однорідною за геометричними і фізико-механічними властивостями, а в першу чергу за довжиною волокна, його тинині і за ступенем очищення волокна від бур'янистих домішок.

Для отримання котонізованого льняного волокна придатного до прядіння в суміші з бавовною або іншими волокнами необхідно вкоротити комплекси льняного волокна до довжини однаковою з середньою довжиною волокна інших компонентів суміші. Потім, очистити волокно від бур'янистих домішок, і зруйнувати грубі технічні комплекси волокон, щоб досягти максимально можливого потоншення котонізованого волокна, при збереженні штапельного складу отриманого на першому етапі і при збереженні цілісності основної маси елементарних волокон.

**Висновки.** Отже, існуюче в даний час обладнання для отримання та очищення котоніну має цілий ряд недоліків. Лінійна щільність такого волокна досить висока, вміст волокон пухової групи також досить високий.

Це означає, що при отриманні волокна на існуючому обладнанні при інтенсифікації процесу стоншення відбувається інтенсивне утворення коротких волокон. Пов'язано це з тим, що у всіх існуючих лініях для отримання котоніну використовується не спеціалізоване обладнання, спочатку призначене для інших цілей.

Існуючі лінії, як правило, формуються з машин для різання волокна, з частково модернізованих машин для переробки текстильної вторсировини, серійних очищувачів волокна та інших машин.

Метою цих машин є вкорочення, стоншення та очищення комплексів лляного волокна. Конструкція і режими роботи цього обладнання не дозволяють інтенсифікувати процес стоншення і очищення без руйнування волокон. Наслідком застосування такого обладнання слід вважати високу собівартість виробництва котонізованого волокна, так як процес виробництва волокна на цих лініях має високу енергоємність, а самі лінії великогабаритні.

Для усунення проаналізованих недоліків запропоновано створення нового способу очищення короткого волокна від сторонніх смітних домішок скріплених з волокном шляхом руйнування зв'язків між волокнами в комплексах і зв'язків волокна з бур'янистими домішками.

1. Колчина Л.М. Опыт освоения прогрессивных технологий и технических средств для уборки и первичной переработки льна-долгунца: Науч. аналит. обзор./ Л.М. Колчина, М.М. Ковалев – М.: ФГНУ «Росинформагротех», 2008. – 152с.
2. Чурсіна Л.А. Основи фундаментальних досліджень комплексної переробки луб'яних культур. Навчальний посібник для студентів вищих навчальних закладів / Л.А. Чурсіна, К.М. Клевцов, Є.О. Калінський. – Херсон: ВКФ «СТАР» ЛТД, 2009. – 172с.
3. Чурсіна Л.А. Наукові основи комплексної переробки стебел та насіння льону олійного / Л.А. Чурсіна, Г.А. Тіхосова, О.О. Горач, Т.І. Янюк. – Херсон: Олді-плюс, 2011. – 356 с.
4. Дьячков В.А. Определение закона перемещения иглы в трясильных машинах с нижним гребенным полем/ В.А. Дьячков, И.А. Ширшов // Известия вузов. Технология текстильной промышленности. – 2006. – №6. – С.32-48.
5. Дьячков В.А. Проектирование машин для первичной обработки лубяных волокон / В.А. Дьячков. – Кострома: Изд-во Костром. гос. технол. ун-та, 2006. – 263 с.
6. Агафонов А.А. Разработка технологии и создание куделеприготовительного оборудования для льяного луба: дис. канд. техн. наук / А.А. Агафонов - Кострома: КТИ, 1983.

## REFERENCES

1. Kolchina, L. & Kovalev, M. (2008). *Experience in the development of advanced technologies and equipment for harvesting and primary processing of fiber flax*. [Опыт освоения прогрессивных технологий и технических средств для уборки и первичной переработки льна-долгунца]. Moscow, FGNU «Rosinformagrotech» Publ. 152p.
2. Chursina, L., Klevtsov, K. & Kalinskiy, E. (2009). *Fundamentals of basic research of complex processing of bast crops*. Tutorial. [Основи фундаментальних досліджень комплексної переробки луб'яних культур. Навчальний посібник]. Kherson, VKF «STAR» LTD Publ., 172p.
3. Chursina, L., Tichosova, G., Gorach, O. & Januk, T. (2011). *Scientific bases of complex processing of stalks and oil flax seeds*. [Наукові основи комплексної переробки стебел та насіння льону олійного]. Kherson, Oldi-plus Publ., 356 p.
4. D'yachkov, V. & Shirshov, I. (2006). Determination of movement regularities of the needle in shaking machines with bottom combed field. [Определение закона перемещения иглы в трясильных машинах с нижним гребенным полем]. *News of high schools. The technology of the textile industry*. [Известия ВУЗов. Технология текстильной промышленности]. Vol. 6, pp. 32-48.
5. D'yachkov, V. (2006). *Designing of machines for primary processing of bast fibers*. [Проектирование машин для первичной обработки лубяных волокон]. Kostroma, Kostroma STU Publ., 263 p.
6. Agafonov, A. (1983). *Development of technology and creation of equipment for preparation of linen bast*. Dokt. Diss. [Разработка технологии и создание куделеприготовительного оборудования для льяного луба. Докт. Diss.]. Kostroma, 350 p.

### **Тараймович І.В., Можар Р.В. Обоснование технологии получения короткого однотипного льяного волокна.**

В статье представлен анализ существующих способов обработки короткого однотипного льяного волокна при получении котонина, определены их недостатки и предложена усовершенствованная технология для получения котонизированного льяного волокна.

Основное внимание уделено процессу очистки волокна от свободной костры с целью уменьшения энергетических затрат на его переработку, наведены основные кинематические параметры трясильных машин для эффективного удаления максимального количества костры, проанализированы параметры, которые влияют на качество технологического процесса трясения и на содержание костры в материале на выходе с машины.

**Ключевые слова:** лен, короткое льноволокно, очистка волокна, котонин.

### **I. Taraymovych, R. Mozhar. Substantiation of technology for consistency of the short flax fiber production.**

The article presents an analysis of existing methods of treatment of short staple flax fibers getting cottonin identified their deficiencies and proposed improved technology for cottonin.

Basic attention is spared the process of cleaning of wood from free fires with the purpose of diminishing power expenses on his processing, the basic kinematics parameters of machines are pointed for the effective delete of maximal amount woods, parameters which influence on quality of technological process of shaking and on maintenance woods in material on an output from a machine are analyzed.

**Keywords:** flax, short flax fiber, fiber cleaning, cottonin.

**АВТОРИ:**

*ТАРАЙМОВИЧ Ірина Володимирівна*, кандидат технічних наук, доцент кафедри «Обладнання переробних виробництв», Луцький НТУ, e-mail: [opv@lntu.edu.ua](mailto:opv@lntu.edu.ua)

*МОЖАР Роман Васильович*, магістрант кафедри «Обладнання переробних виробництв», Луцький НТУ; e-mail: [opv@lntu.edu.ua](mailto:opv@lntu.edu.ua)

**АВТОРЫ:**

*ТАРАЙМОВИЧ Ирина Владимировна*, кандидат технических наук, доцент кафедры «Оборудование перерабатывающих производств», Луцкий НТУ, e-mail: [opv@lntu.edu.ua](mailto:opv@lntu.edu.ua)

*МОЖАР Роман Васильевич*, магистрант кафедры «Оборудование перерабатывающих производств», Луцкий НТУ; e-mail: [opv@lntu.edu.ua](mailto:opv@lntu.edu.ua)

**AUTHORS:**

*Irina TARAYMOVICH*, PhD. in Engineering, Assoc. Professor of Production Processing Equipment Department, Lutsk National Technical University, e-mail: [opv@lntu.edu.ua](mailto:opv@lntu.edu.ua)

*Roman MOZHAR*, Student of Production Processing Equipment Department, Lutsk National Technical University, e-mail: [opv@lntu.edu.ua](mailto:opv@lntu.edu.ua)

**РЕЦЕНЗЕНТ:**

*ДИДУХ В.Ф.*, доктор технічних наук, професор, Львівський національний аграрний університет, зав.кафедри експлуатації та технічного сервісу машин ім. професора Семковича І.Д., м. Львів, Україна.

**РЕЦЕНЗЕНТ:**

*ДИДУХ В.Ф.*, доктор технических наук, профессор, Львовский национальный аграрный университет, зав.кафедрой эксплуатации и технического сервиса машин им. профессора Семковича И.Д., г. Львов, Украина.

**REVIEWER:**

*V. DIDUKH*, Doctor of Science in Engineering, Professor, Lviv National Agrarian University, Head of Maintenance and Technical Service of Machines Department, Lviv, Ukraine.

Стаття надійшла в редакцію 16.05.2015р.