

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

MOTROL

**COMMISSION OF MOTORIZATION AND ENERGETICS
IN AGRICULTURE**

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

Vol. 17, No 2

LUBLIN – RZESZÓW 2015

Editor-in-Chief: *Eugeniusz Krasowski*

Assistant Editor: *Jerzy Grudziński*

Associate Editors

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

Editorial Board

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

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

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

All the scientific articles received positive evaluations by independent reviewers

Linguistic consultant: *Stepan Epoyan*

Typeset: *Larisa Vakhonina*, *Dmytro Marchenko*, *Adam Niezbecki*

Cover design: *Hanna Krasowska-Kołodziej*

Photo on the cover: *Natalia Zhytariuk*

© Copyright by Polish Academy of Sciences 2015

© Copyright by University of Life Sciences in Lublin 2015

© Copyright by University of Engineering and Economics in Rzeszów 2015

In co-operation with Mykolayiv National Agrarian University 2015

Editorial Office address

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

Printing

Mykolayiv National Agrarian University (MNAU)

Publishing Office address

MNAU, Paryzka Komuna Str. 9, 54020 Mykolayiv, Ukraine

ISSN 1730-8658
Edition 150+16 vol.

METHOD OF OPTIMAL LINEAR EXTRAPOLATION OF VECTOR RANDOM SEQUENCES WITH FULL CONSIDERATION OF CORRELATION CONNECTIONS FOR EACH COMPONENT

Igor Atamanyuk¹, Yuriy Kondratenko²

¹*Nikolaev National Agrarian University*

St. Paris Commune, 9, Nikolaev, Ukraine. E-mail: Atamanyuk_igor@mail.ru

²*Petro Mohyla Black Sea State University*

St. 68 Desantnikiv, 10, Nikolaev, Ukraine. E-mail: Kondratenko@mail.ru

Игорь Атаманюк¹, Юрий Кондратенко²

¹*Николаевский национальный аграрный университет*

Ул. Парижской коммуны, 9, г. Николаев, Украина. E-mail: Atamanyuk_igor@mail.ru

²*Черноморский государственный университет им. Петра Могилы.*

Ул. 68 Десантников, 10, г. Николаев, Украина. E-mail: Kondratenko@mail.ru

Summary. The work is devoted to solving important scientific and technical problems of formation of the optimal method of mean-square linear extrapolation implementations of vector random sequences of any number of known values used for the forecast. The resulting method, in contrast to existing solutions prediction problem, take full account of a priori information about the target sequence for each component.

Forecast model is synthesized based on the linear vector of the canonical decomposition of the random sequences. The formula for determining the mean square error of extrapolation, which allows us to estimate the accuracy of solving the problem of the prediction by the proposed method for some fixed number of known values and components of the vector sequence. The paper also shows a block-diagram of an algorithm for determining the parameters of the proposed method.

The method of extrapolation, as well as vector canonical decomposition, put in its basis, does not impose any significant restrictions on the class of projected random sequences (Markov, stationary, scalar, monotony, etc.). Given the recurrent nature of the calculation of estimates of future values of the target sequence method is quite simple computationally.

Since most of the physical, technical, economic or other real processes are stochastic, the proposed method has the wide range of applications in solving problems of governance in various fields of science and technology: predictive control of the reliability of technical devices, medical diagnostics, radar, control of technological objects and so on.

Key words: vector random sequences, linear canonical decomposition algorithm extrapolation.

STATEMENT OF THE PROBLEM

The solution of many actual scientific and technical problems associated with the use of algorithms and extrapolating devices, which are known ie observable part of the process make it possible to estimate the unknown inaccessible part of it. In particular extrapolating algorithms used in automatic control systems and objects iner-

tial systems with delay. Exceptionally widely spread algorithm linear prediction vocoders used in modern digital communication systems, in the compressed audio and video signal [1]. It is also widely used predictive algorithms based on neural networks, Kalman-Bucy filter, group method of data and some others [2-16]. However, despite this diversity, the need for high-speed, robust and highly accurate algorithms and devices of the forecast continues to be relevant in the present and in the future.

ANALYSIS OF RECENT RESEARCH AND PUBLICATIONS

Assume that the random vector sequence $\{\bar{X}\} = \{X_1(i) \dots X_h(i) \dots X_H(i)\}$ in the study a number of points $t_i, i = \overline{1, I}$ given full matrix functions $M[X_h(i)]$, $h = \overline{1, H}$, $i = \overline{1, I}$; $M[X_\lambda(\nu) X_h(i)]$, $\nu, i = \overline{1, I}$, $\lambda, h = \overline{1, H}$. It is necessary to synthesize a method of predicting the future values of a random sequence $\{\bar{X}\}$ of known values $x_h(i)$, $i = \overline{1, k}$, $k < I$, $h = \overline{1, H}$, which are obtained by measuring the target sequence on the observation interval $[t_1 \dots t_k]$.

OBJECTIVE OF RESEARCH

Method, in contrast to existing solutions prediction problem, take full account of a priori information about the target sequence for each component.

MAIN MATERIAL

The most universal method in terms of the restrictions that are imposed on the predicted sequences is the algorithm of extrapolation [17]:

$$m_h^{(r_1, \dots, r_k)}(i) = \begin{cases} M[X_h(i)], & k = 0, i = \overline{1, I}, \\ m_h^{(r_1, \dots, r_{k-1})}(i) + [x_{r_k}(k) - m_{r_k}^{(r_1, \dots, r_{k-1})}(\mu)] \times (1) \\ \times \varphi_{hk}^{(r_k)}(i), & h = \overline{1, H}, i = \overline{k+1, I}. \end{cases}$$

In the expression (1) r_μ , $\mu=\overline{1, k}$ - number of components in the section t_μ . The parameters of the algorithm (1) are elements of the canonical decomposition:

$$X_h(i) = M[X_h(i)] + \sum_{\lambda=1}^h \sum_{v=1}^i V_v^{(\lambda)} \varphi_{hv}^{(\lambda)}(i), \quad (2)$$

$$h = \overline{1, H}, i = \overline{1, I}.$$

Relations for their definitions are of the form:

$$V_1^{(1)} = X_1(1) - M[X_1(i)],$$

$$V_i^{(h)} = X_h(i) - M[X_h(i)] - \sum_{\lambda=1}^h \sum_{v=1}^{i-1} V_v^{(\lambda)} \varphi_{hv}^{(\lambda)}(i), \quad (3)$$

$$h = \overline{1, H}, i = \overline{1, I},$$

$$D_1^{(1)} = D_1(1),$$

$$D_i^{(h)} = D_h(i) - \sum_{\lambda=1}^h \sum_{v=1}^{i-1} D_v^{(\lambda)} [\varphi_{hv}^{(\lambda)}(i)]^2, \quad (4)$$

$$h = \overline{1, H}, i = \overline{1, I};$$

$$\varphi_{hv}^{(\lambda)}(i) = \frac{1}{D_v^{(\lambda)}} M[V_v^{(\lambda)}(X_h(i) - M[X_h(i)])], \quad (5)$$

$$h = \overline{1, H}, \lambda = \overline{1, h}, v, i = \overline{1, I}.$$

Expression (1) in the framework described in the canonical decomposition (2) the probability linear relations of sequence $\{X\}$ allows to get the best result in the mean-square values of extrapolation $x_h(i)$, $i = \overline{k+1, I}$, $h = \overline{1, H}$. However, the full properties of the target sequence $\{X\}$ in (2) takes into account only for component $\{X_h\}$ (for $\{X_h\}$, $h < H$ it is not used in the formula (2) of interrelation communication $\{X_h\}$ with $\{X_{h+j}\}$, $j = \overline{1, H-h}$) and, thus, only this component results extrapolation algorithm (1) can be considered strictly optimal for the available capacity of a priori information about the investigated vector random sequence. For other component characteristics estimation accuracy (1) can be improved by increasing the amount of a priori information, which is used for the forecast.

In order to eliminate this disadvantage use to generate a extrapolation algorithm a canonical decomposition [18-20] sequences $\{X\}$ with full consideration of interrelation connections for each component:

$$X_h(i) = M[X_h(i)] + \sum_{v=1}^{i-1} \sum_{\lambda=1}^H V_v^{(\lambda)} \varphi_{hv}^{(\lambda)}(i) + \sum_{\lambda=1}^h V_i^{(\lambda)} \varphi_{hi}^{(\lambda)}(i), \quad i = \overline{1, I}. \quad (6)$$

Elements of the expansion (6) are given by:

$$V_v^{(\lambda)} = X_\lambda(v) - M[X_\lambda(v)] - \sum_{\mu=1}^{v-1} \sum_{j=1}^H V_\mu^{(j)} \varphi_{\lambda\mu}^{(j)}(v) - \sum_{j=1}^{\lambda-1} V_v^{(j)} \varphi_{\lambda v}^{(j)}(v), \quad v = \overline{1, I}; \quad (7)$$

$$D_\lambda(v) = M[\{V_v^{(\lambda)}\}^2] = M[\{X_\lambda(v)\}^2] - M^2[X_\lambda(v)] - \sum_{\mu=1}^{v-1} \sum_{j=1}^H D_j(\mu) \{\varphi_{\lambda\mu}^{(j)}(v)\}^2 - \sum_{j=1}^{\lambda-1} D_j(v) \{\varphi_{\lambda v}^{(j)}(v)\}^2, \quad v = \overline{1, I}; \quad (8)$$

$$\varphi_{hv}^{(\lambda)}(i) = \frac{M[V_v^{(\lambda)}(X_h(i) - M[X_h(i)])]}{M[\{V_v^{(\lambda)}\}^2]} = \frac{1}{D_\lambda(v)} (M[X_\lambda(v)X_h(i)] - M[X_\lambda(v)] \times M[X_h(i)] - \sum_{\mu=1}^{v-1} \sum_{j=1}^H D_j(\mu) \varphi_{\lambda\mu}^{(j)}(v) \varphi_{h\mu}^{(j)}(i) - \sum_{j=1}^{\lambda-1} D_j(v) \varphi_{\lambda v}^{(j)}(v) \varphi_{hv}^{(j)}(i)), \quad \lambda = \overline{1, h}, \quad v = \overline{1, i}.$$

The coordinate functions $\varphi_{hv}^{(\lambda)}(i)$, $h, \lambda = \overline{1, H}$, $v, i = \overline{1, I}$ are characterized by the following properties:

$$\varphi_{hv}^{(\lambda)}(i) = \begin{cases} 1, & h = \lambda \ \& \ v = i; \\ 0, & i < v. \end{cases} \quad (10)$$

Block diagram of the algorithm for calculating the parameters of the canonical decomposition (6) is shown in Fig. 1.

Suppose that at time $\mu=1$ known value $X_1(1) = x_1(1)$ of the first component $\{X_1\}$ sequence $\{X\}$ and thus knows the value of the random coefficient $V_1^{(1)} = v_1^{(1)} : v_1^{(1)} = x_1(1) - M[X_1(1)]$.

Substituting $v_1^{(1)}$ into (6) gives:

$$X_h^{(1,1)}(i) = M[X_h(i)] + (x_1(1) - M[X_1(1)]) \varphi_{h1}^{(1)}(i) + \sum_{\lambda=2}^H V_1^{(\lambda)} \varphi_{h1}^{(\lambda)}(i) + \sum_{v=2}^{i-1} \sum_{\lambda=1}^H V_v^{(\lambda)} \varphi_{hv}^{(\lambda)}(i) + \sum_{\lambda=1}^h V_i^{(\lambda)} \varphi_{hi}^{(\lambda)}(i), \quad i = \overline{1, I}. \quad (11)$$

$X_h^{(1,1)}(i) = X_h(i / x_1(1))$ - a posteriori random sequence in which the component $\{X_1\}$ passes through the coordinate $x_1(1)$ at time $\mu=1$.

Application to the operation of the expectation (11) provides an estimate of the future value:

$$m_h^{(1,1)}(i) = M[X_h(i)] + (x_1(1) - M[X_1(1)]) \varphi_{h1}^{(1)}(i). \quad (12)$$

Let us consider the value $x_2(1)$ of the same implementation. For it is the expansion (11) that allows you to specify the value of the coefficient $V_2^{(1)} = v_2^{(1)}$. In view of (12) the expression for the coefficient $v_2^{(1)}$ can be written as:

$$v_2^{(1)} = x_2(1) - m_2^{(1,1)}(1). \quad (13)$$

that allows to record:

$$m_h^{(1,2)}(i) = m_h^{(1,1)}(i) + [x_2(1) - m_2^{(1,1)}(1)] \varphi_{h1}^{(2)}(i). \quad (14)$$

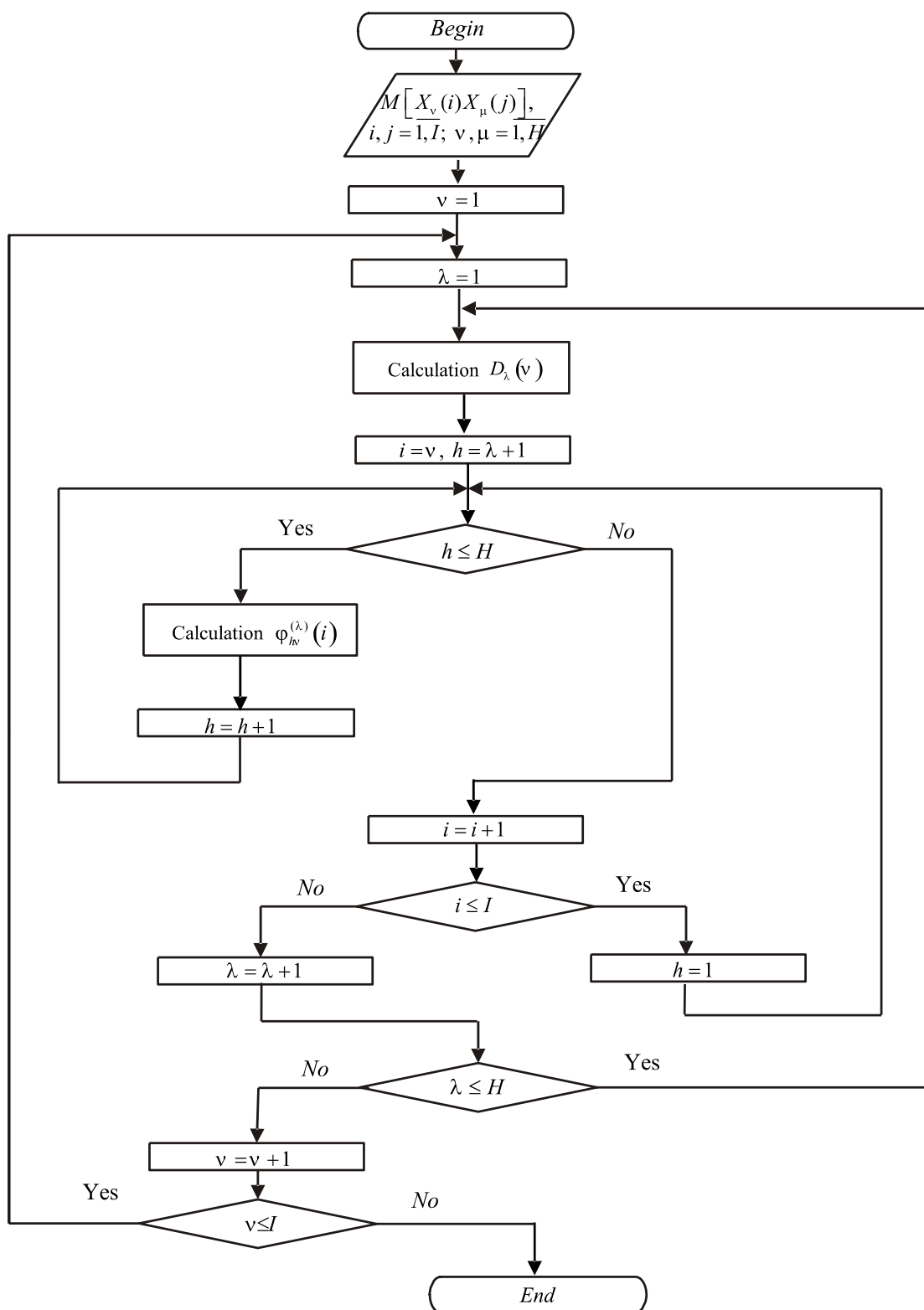


Fig. 1. Block diagram of the algorithm for calculating the parameters of the canonical decomposition (6)

With a further increase in the a posteriori information is used to forecast the resulting pattern gives a generalization of extrapolation algorithm for an arbitrary number of measurement points

$$m_h^{(\mu,l)}(i) = \begin{cases} M[X_h(i)], \mu = 0; \\ m_h^{(\mu,l-1)}(i) + [x_l(\mu) - m_l^{(\mu,l-1)}(\mu)] \phi_{h\mu}^{(l)}(i), \\ l \neq 1, \mu = \overline{1, k}, i = \overline{k+1, I}; \\ m_h^{(\mu,H)}(i) + [x_1(\mu) - m_1^{(\mu-1,H)}(\mu)] \phi_{h\mu}^{(1)}(i), \\ l = 1, \mu = \overline{1, k}, i = \overline{k+1, I}. \end{cases} \quad (14)$$

$$m_h^{(\mu,l)}(i) = M \left[X_h(i) / x_\lambda(\nu), \lambda = \overline{1, H}, \nu = \overline{1, \mu-1}; x_j(\mu), j = \overline{1, l} \right],$$

$h = \overline{1, H}, i = \overline{k, I}$ - optimal for the criterion of the minimum mean square error of the forecast estimates of future values of the target sequence, provided that the values of $x_\lambda(\nu), \lambda = \overline{1, H}, \nu = \overline{1, \mu-1}; x_j(\mu), j = \overline{1, l}$

The first expression of the algorithm (15) corresponds to the case where a posteriori information is not provided, in the second ratio consistently recurrently known value is accounted for vector random sequences for the fixed time, and the third expression moves to the next point in time for the further accumulation of information, which is used to forecast.

The mean square error of extrapolation algorithm (15) is given by

$$E_h^{(\mu,l)}(i) = D_{x_h}(i) - \sum_{\nu=1}^{\mu-1} \sum_{\lambda=1}^H V_\nu^{(\lambda)} \phi_{h\nu}^{(\lambda)}(i) - \sum_{j=1}^l V_\mu^{(j)} \phi_{h\mu}^{(j)}(i), i = \overline{k+1, I}.$$

CONCLUSIONS

In the paper is formed prediction algorithm vector random sequences. Method well as the canonical decomposition, put in its basis, fully take into account for each component of all known information about the target sequence. This ensures the absolute minimum mean square error linear prediction for an arbitrary component. It is also an expression for the mean square error of extrapolation, which allows to evaluate the quality of solving the problem of forecasting for any number of dimensions and the number of components of the study of vector random sequences.

REFERENCES

1. **Oppenheim E. 1980.** Digital processing of speech signals. Moscow: Mir, 323.
2. **Kolmogorov A. 1941.** Interpolation and extrapolation of stationary random sequences. Izv. USSR Academy of Sciences. Ser. Math, 3–14.
3. **Wiener Y. 1961.** The interpolation, extrapolation and smoothing of stationary time series. N.Y.: J. Wiley., 341.
4. **Kalman R. 1961.** New Results in Linear Filtering and Prediction. Journal of Basic Engineering. № 83, 95–108.
5. **Ivakhnenko A. 1991.** Begin inductive theory of the uneven recognition and forecasting of the casual processes and event. Kiev: Institute of the cybernetics AN Ukraine, 348.

6. **Ivakhnenko A. 1975.** Long-term forecasting and management complex system. Kiev: Tehnika, 389.
7. **Box J. 1974.** Time series analysis, forecasting and management. Moscow: Mir, 230.
8. **Kalman R.E. 1960.** A new approach to linear filtering and prediction problems. Basic Engg. v. 82 (Series D). 35–45.
9. **Ivakhnenko A., Lapa V. 1971.** Prediction of random processes. Kiev: Naukova Dumka, 421.
10. **Pugachev V. 1962.** The theory of random functions and its prominence. Moscow: Fizmatgiz, 751.
11. **Kudritsky V. 1982.** Predicting the reliability of radio devices. Kiev: Tehnika, 217.
12. **Atamanyuk I.P. 2005.** Algorithm of Extrapolation of a Nonlinear Random Process on the Basis of Its Canonical Decomposition. Cybernetics and Systems Analysis. Volume 41, Issue 2, USA, 267-273.
13. **Atamanyuk I., Kondratenko V., Kozlov O., Kondratenko Y. 2012.** The algorithm of optimal polynomial extrapolation of random processes. Lecture Notes in Business Information Processing. 115 LNBIP, 78–87.
14. **Atamanyuk I., Kondratenko Y. 2012.** Polynomial algorithm for predicting the reliability of stochastic technical objects on the basis of the apparatus of canonical expansion. MOTROL. No2, 77–83.
15. **Atamanyuk I., Kondratenko Y. 2011.** Algorithm of extrapolation of nonlinear casual process on the base of its canonical decomposition: Proceedings of the First International Workshop Critical Infrastructure Safety and Security (CrISS-DESSERT'11). Volume 2, 308–314.
16. **Atamanyuk I.P. Kondratenko Y.P. 2013.** Information Technology of Determination of Descriptions of Optimum Polinomial Prognosis Algorithm of the State of Technical Systems. MOTROL. Motorization and Energetics in Agriculture, Lublin, Poland. Vol. 15 (2), 47-50.
17. **Kudritsky V.D. 2001.** Filtering, extrapolation and recognition implementations of random functions. K: Fada, Ltd. 176.
18. **Atamanyuk I.P. 1998.** Canonical decomposition of the vector random process taking fully into account the correlations for each component. Engineering. Bulletin ZITI. №8, 119-120.
19. **Atamanyuk I. 2001.** Implementation algorithm of nonlinear random sequence based on its canonical decomposition. Electronic simulation. №5, 38–46.
20. **Atamanyuk I.P. 2010.** Simulation algorithm implementations nonlinear vector random sequences based on the apparatus of canonical expansions. Cybernetics and Computer Science. № 162, 82-91.

МЕТОД ОПТИМАЛЬНОЙ ЛИНЕЙНОЙ ЭКСТРАПОЛЯЦИИ ВЕКТОРНЫХ СЛУЧАЙНЫХ ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНОСТЕЙ С ПОЛНЫМ УЧЕТОМ КОРРЕЛЯЦИОННЫХ СВЯЗЕЙ ДЛЯ КАЖДОГО КОМПОНЕНТА

Аннотация. Работа посвящена решению важной научной и технической проблемы формирования оптимального метода среднеквадратичной линейной экстраполяции реализаций векторных случайных последовательностей любого числа известных значений,

используемых для прогноза. Разработанный метод в отличие от существующей проблемы решения прогнозирования, в полной мере учитывает априорную информацию о последовательности для каждого компонента.

Прогноз модели синтезировали на основе линейного вектора канонического разложения случайных последовательностей. Формула для определения среднего квадрата ошибки экстраполяции, что позволяет оценить точность решения задачи предсказания с помощью предложенного метода для некоторого фиксированного числа известных значений и компонентов векторной последовательности. В работе также показано блок-схему алгоритма для определения параметров предлагаемого способа.

Метод экстраполяции, а также вектор канонического распределения разложения, поставив на его основе, не накладывает каких-либо существенных ограничений на класс прогнозируемых последовательностей (Марков, стационарные, скаляр, монотонность, и т.д.). Учитывая рецидивирующий характер расчета оценочных значений будущих значений методом целевой последовательности достаточно просто в вычислительном.

Так как большинство физических, технических, экономических или других реальных процессов стохастический, предложенный метод имеет широкий спектр применения в решении задач управления в различных областях науки и техники: интеллектуального контроля надежности технических устройств, медицинской диагностики, радаров, управление технологическими объектами и так далее.

Ключевые слова: векторные случайные последовательности, линейные канонические алгоритмы разложения экстраполяции.

АНАЛИЗ ХАРАКТЕРИСТИК КОНТАКТА ПОВЕРХНОСТЕЙ С ПЕРВОНАЧАЛЬНЫМ ЛИНЕЙНЫМ И ТОЧЕЧНЫМ КАСАНИЕМ

Алексей Попов¹, Юрий Кипреев¹, Олег Савенков¹, Дмитрий Марченко²

¹*Национальный университет кораблестроения имени адмирала Макарова
Пр. Героев Сталинграда, 9, г. Николаев, Украина. E-mail: savenkov.oleg@gmail.com*

²*Николаевский национальный аграрный университет*

Ул. Парижской коммуны, 9, г. Николаев, Украина. E-mail: marchenko_vod@mail.ru

Alex Popov¹, Yuri Kipreev¹, Oleg Savenkov¹, Dmitry Marchenko²

¹*National University of Shipbuilding named after Admiral Makarov*

Pr. Heroes of Stalingrad, 9, Nikolaev, Ukraine. E-mail: savenkov.oleg@gmail.com

²*Nikolaev National Agrarian University*

St. Paris Commune, 9, Nikolaev, Ukraine. E-mail: marchenko_vod@mail.ru

Аннотация. Дано решение задачи контакта поверхностей в начальной точке касания и линейного контакта зубов. Исследования проводились с использованием теории контакта Герца. Результаты и выводы были сопоставлены с расчетами, основанными на теории контактной прочности А.П. Попова. Было показано, что при значительной нагрузке передач с начальной точкой контакта имеет более высокую нагрузочную способность, чем при первоначальном контакте линейной. Решение было подтверждено во время экспериментальных исследований в статике на моделях и на расчетно-экспериментальных схемах.

Приведены расчет характеристик полного контурного эллипса при первоначальном точечном контакте соприкасающихся поверхностей при помощи схемы контакта с учетом численных значений коэффициентов, определяющих характеристики контакта соприкасающихся тел, расчет предельной нагрузки в контакте коротких поверхностей при полном контурном эллипсе и расчет полного полуэллипсоида деформаций (давлений).

Выполнено определение геометрических характеристик усеченного полуэллипсоида с оценкой эпюры распределения давления на площадке контакта соприкасающихся поверхностей. Было найдено соотношения между нагрузками и деформациями полных и усеченных форм эпюр, установлено соотношение между размерами эпюр распределения давления по площадке контакта, приведено расчет характеристик эпюры распределения давления по неполному контурному эллипсу контакта.

Предложен пример расчета, который выполнялся в пределах диапазона нагрузок, не превышающих предельного значения. Значения параметров усеченного эллипсоида были рассчитаны с учетом результатов при предельной нагрузке. При этом сравнивались эти результаты с данными, полученными при расчете линейчатого контакта цилиндрических поверхностей.

Ключевые слова: точечный контакт, линейный контакт, теория Герца, теория Попова, контактная прочность, напряжено-деформированное состояние.

ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМЫ

Бурное развитие современной техники неизбежно ставит перед механикой деформирующего тела новые, более сложные задачи. Механика взаимодействия твердых деформирующих контактирующих тел в настоящее время вызывает большой интерес, который влияет на развитие механики сплошной среды и его исследования. Это объясняется тем, что все узлы, механизмы и конструкции контактно взаимодействуют между собой, при этом распределение контактирующих усилий между этими деталями остается заранее неизвестным и может быть найдено только благодаря решению специфических задач, которые называются контактными задачами. Определение закона изменения контактного давления по области контакта позволяет затем сформулировать граничные условия в напряжениях на поверхностях тел и заняться решением более простых задач по определению напряжено-деформированного состояния (НДС) внутри взаимодействующих тел [1, 2].

Фундаментальные понятия напряжений и деформаций были и остаются объектами, на которых построены теория упругости, пластичности, прочности твердых тел [3]. Перечислим некоторые существенные направления дальнейшего развития теории НДС: решение плоских и пространственных контактных задач теории упругости для областей и тел со сложной конфигурацией (конической формы), при наличии угловых точек и ребер, разрезов, концентраторов напряжений типа седловидных поверхностей большой полной кривизны и т. п.; развитие методов решения пространственных задач при произвольных смешанных граничных условиях; разработка эффективных методов решения задач для классов тел, являющихся промежуточными между пространственными и двумерными или одномерными системами (пластинки и оболочки средней тол-

щины, короткие стержни); развитие асимптотических методов интеграции в различных задачах теории упругости, численных методов решения задач с использованием персональных электронно-вычислительных машин, статистических методов в механике упругого тела; теории устойчивости упругих тел при напряжениях, сопоставимых с величинами модулей упругости; исследовании по теории связанных (взаимодействующих) механо-термоэлектромагнитных полей [4].

Несмотря на значительный прогресс в теории НДС при контактном взаимодействии и исходя из перечисленных направлений развития теории НДС контактирующих тел, а также исследованиями, стоящих в работе, задачей теоретических исследований является разработка и исследование нового эффективного аналитического метода решения контактной задачи. Актуальность задачи теоретических исследований обусловлена важностью технических положений теории контактного взаимодействия, которая находит широкое применение в машиностроении и других сферах человеческой деятельности.

АНАЛИЗ ПОСЛЕДНИХ ИССЛЕДОВАНИЙ И ПУБЛИКАЦИЙ

Контактная прочность деталей и узлов машин зависит в основном от свойств и состояния материала вблизи поверхности, воспринимающей контактные нагрузки, от шероховатости и формы поверхности, контакта и от условий нагрузки со стороны других деталей, передающих контактные нагрузки [1, 5, 6]. Для характеристики поверхности детали и материала вблизи поверхности нужно знать микро- и макрогеометрии поверхности, структуру и механические свойства субповерхностных слоев материала, а также НДС его в этой области, которая остается после окончательных процессов обработки поверхности.

Все эти факторы тесно связаны с технологическими методами и процессами, которые применяют при обработке данной детали, поэтому анализировать удобнее в связи с видами и комплексами технологических операций, которые формировали поверхность детали и материал вблизи нее.

НДС материала при контактных нагрузках характеризуется прежде всего большими градиентами напряжений, локализацией напряжений этого рода в небольших объемах вблизи поверхности и относительно большими масштабами действующих и допустимых напряжений при двухмерной и трехмерной системах напряжений [1].

Допуская однородность и изотропию материала, отсутствие сил трения на абсолютно гладкой поверхности касания, характер деформаций чисто упругий и размеры пятна контакта малы по сравнению с характерными размерами контактирующих тел, Герц [7, 8, 9] дал первоначальное решение контактной задачи.

Анализ исследований в области износостойкости, контактной прочности и механики трибосопряжений, НДС материала при контактных нагрузках и решением контактных задач отражены в работах Г. Герца, А. Н. Динника, М. М. Беляева, Б. С. Коваль-

ского, С. В. Пинегина, И. В. Крагельского, Е. В. Рыжова, Б. И. Костецкого, С. М. Левиной, Б. И. Бутакова, А. Г. Кузьменка, Н. В. Киндрачука, В. В. Аулина, А. В. Дыхи, Р. В. Сорокатого, А. П. Попова и др. [5, 31].

Развитие эффективных аналитических методов исследования НДС оболочек и материала сложной формы при сосредоточенных действиях и локальных нагрузках в упругой и пластической областях деформаций остается одним из важнейших вопросов в решении контактной задачи [10].

Из всех аналитических и экспериментальных исследований можно сделать вывод, что в подавляющем большинстве случаев упругого контакта деталей с однородным материалом напряженные есть две зоны: зона крайнего поверхностного слоя и зона максимальных касательных напряжений, расположенных на некоторой глубине под поверхностью и по некоторым внешним условиям нагрузки, замыкаются с крайней поверхностной зоной [11, 12].

ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

При отсутствии внешних сжимающих нагрузок местом контакта соприкасающихся поверхностей в зависимости от их геометрических характеристик могут быть точка, линия или поверхность. Точечный или линейчатый контакт под внешним сжатием превращается в пятно контакта. В контактах цилиндрических поверхностей с параллельными осями это пятно является прямоугольной полоской, во всех остальных случаях – поверхностью, ограниченной замкнутым контуром. Наиболее распространенной в расчетах формой такого контура является предложенная Герцем эллипсоидальная [13-16].

В качестве коротких поверхностей будем считать такие, в контакте которых под влиянием внешней нагрузки контурный эллипс контакта выходит за пределы конструктивной длины. Для расчета характеристик контакта подобных поверхностей принимается допущение, что при значительных нагрузках контурный эллипс становится усеченным. Расчет размеров усеченного эллипса выполняется с соблюдением общих положений теории Герца. Рассмотрим последовательно методики расчета полного и усеченного контурных эллипсов [17-21].

ИЗЛОЖЕНИЕ ОСНОВНОГО МАТЕРИАЛА

1. Расчет характеристик полного контурного эллипса при первоначальном точечном контакте соприкасающихся поверхностей.

Расстояние между соответствующими точками A_1 и A_2 (рис. 1) определяется квадратичной зависимостью [1] $A_1A_2 = z_1 + z_2 = Ax^2 + By^2$, в которой коэффициенты A и B , являющиеся параметрами кривизны, имеют следующие значения:

$$A = \frac{1}{4} [(k_{11} + k_{12}) + (k_{22} + k_{21}) - R],$$

$$B = \frac{1}{4} [(k_{11} + k_{12}) + (k_{22} + k_{21}) + R],$$

где: $R = \sqrt{(k_{11} - k_{12})^2 + (k_{22} - k_{21})^2 + 2(k_{11} - k_{12})(k_{22} - k_{21})\cos 2\omega}$; k_{11} и k_{12} – кривизны главных нормальных разрезов

тела 1 в точке контакта O (рис. 1); k_{22} и k_{21} – кривизны главных нормальных разрезов тела 2 в точке контакта O ; ω – угол между плоскостями кривизны k_{11} и k_{22} .

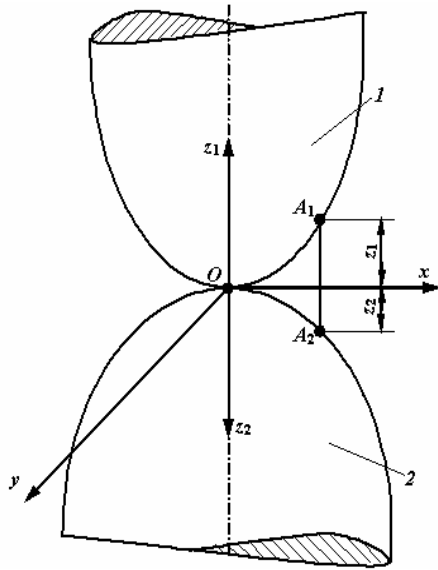


Рис. 1. Схема контакта соприкасающихся поверхности

Fig. 1. The pin contacting surface

Уравнение перемещений контактной задачи далее представляется в следующем виде:

$$Ax^2 + By^2 = \delta - \frac{\eta}{\pi} \int_F \frac{pdF}{r},$$

где: F – площадь контурного эллипса:

$$\eta = \frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2},$$

где: ν_1 ; ν_2 ; E_1 и E_2 – соответственно, коэффициенты Пуассона и модули упругости контактирующих тел 1 и 2 (рис. 1).

С использованием предположения об эллипсоидальном распределении давления по площадке контакта интегральное уравнение совместности деформаций после интегрирования принимает вид:

$$\delta - Ax^2 + By^2 = \eta \frac{p_0}{a} \left[abK - \frac{b}{a} Dx^2 - \frac{a}{b} (K - D)y^2 \right].$$

Это уравнение, выраженное через функции эллиптических интегралов, используется для расчета размеров δ , a и b полуэллипсоида деформаций, построенного на контурном эллипсе поверхности контакта.

Методика расчета размеров площадки контакта и амплитуды p_0 полуэллипсоида распределения давления (или амплитуды сближения δ_0) контактирующих тел общеизвестна, представлена в многочисленных трудах, например [1-3, 22-26] и подробно здесь не приводится. Воспользуемся для дальнейшего рассмотрения методикой, изложенной В.М. Макушиным и Н.Г. Савельевым в главах 13 и 14 справочника [1] и приведенными там окончательными зависимостями.

По этим зависимостям рассчитываются:

– большая полуось контурного эллипса площадки контакта:

$$a = n_a \sqrt[3]{\frac{3}{2} \frac{\eta P}{\sum k}}, \quad (1)$$

где:

$$n_a = \sqrt[3]{\frac{2}{\pi} \left(1 + \frac{B}{A}\right) D}, \quad (2)$$

– малая полуось контурного эллипса:

$$b = n_b \sqrt[3]{\frac{3}{2} \frac{\eta P}{\sum k}}, \quad (3)$$

где:

$$n_b = \sqrt[3]{\frac{2}{\pi} \left(1 + \frac{A}{B}\right) (K - D) \sqrt{1 - e^2}}, \quad (4)$$

– наибольшая интенсивность давления p_0 между сжимаемыми телами

$$p_0 = \frac{n_p}{\pi} \sqrt[3]{\frac{3}{2} \left(\frac{\sum k}{\eta}\right)^2 P}, \quad (5)$$

где:

$$n_p = \frac{1}{n_a n_b}, \quad (6)$$

– сближение δ_0 соприкасающихся тел:

$$\delta_0 = \frac{n_\delta}{2} \sqrt[3]{\frac{9}{4} \eta^2 P^2 \sum k}, \quad (7)$$

где:

$$n_\delta = K \sqrt[3]{\frac{4}{\pi^2} \frac{1}{1 + \frac{B}{A}} \frac{1}{D}}. \quad (8)$$

В перечисленные зависимости входят величины:

– упругой характеристики материалов контактирующих тел:

$$\eta = \frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2}, \quad (9)$$

– относительного эксцентриситета контурного эллипса:

$$e = \sqrt{1 - \left(\frac{b}{a}\right)^2}. \quad (10)$$

Относительный эксцентриситет является параметром полных эллиптических интегралов:

– первого рода $K(e) = \int_0^{0,5\pi} \frac{d\varphi}{\sqrt{1 - e^2 \sin^2 \varphi}}, \quad (11)$

– второго рода $L(e) = \int_0^{0,5\pi} \sqrt{1 - e^2 \sin^2 \varphi} d\varphi, \quad (12)$

– и сочетания интегралов $D(e) = \frac{1}{e^2} [K(e) - L(e)]. \quad (13)$

Значения эллиптических интегралов в табличном виде приведены в различных математических и научных справочниках. Но подробные сведения об их величинах для параметра e в диапазоне

$0,999 < e^2 < 1,0$ отсутствуют. Однако шаг табуляции в них очень велик и не позволяет выполнить точных расчетов параметров контактных деформаций и напряжений.

Это потребовало выполнения расчетов полных эллиптических интегралов (11) – (13) при значениях относительного эксцентриситета контурного эллипса e , соответствующих диапазону величин: $0,999 < e^2 < 1,0$. Однако именно подробные данные необходимы для решения контактной задачи при отношениях $\frac{A}{B}$, близких к нулю. В табл. 1 приведены значения коэффициентов, дополняющие аналогичную таблицу справочника [1].

Таблица 1. Численные значения коэффициентов, определяющих характеристики контакта соприкасающихся тел

Table 1. The numerical values of the coefficients, determine the characteristics of the contact contacting bodies

e^2	$\frac{A}{B}$	Ω	n_a	n_b	n_p	n_δ
0,9994	0,00246	0,99509	10,20413	0,24995	0,39208	0,31794
0,99945	0,00228	0,99545	10,50406	0,24634	0,38646	0,31150
0,9995	0,00210	0,99582	10,84275	0,24245	0,38040	0,30456
0,99955	0,00191	0,99619	11,22992	0,23822	0,37380	0,29705
0,9996	0,00172	0,99656	11,67918	0,23358	0,36656	0,28883
0,99965	0,00153	0,99695	12,21033	0,22843	0,35852	0,27974
0,9997	0,00133	0,99734	12,85366	0,22263	0,34945	0,26956
0,99975	0,00113	0,99773	13,65854	0,21596	0,33902	0,25792
0,9998	0,00093	0,99814	14,71266	0,20807	0,32667	0,24427
0,99985	0,00072	0,99856	16,19274	0,19832	0,31140	0,22759
0,9999	0,00050	0,99900	18,53531	0,18535	0,29107	0,220579
0,99995	0,00027	0,99947	23,35202	0,16512	0,25934	0,17279
0,99999	0,00006	0,99988	39,92990	0,12627	0,19834	0,11388
0,999991	0,000056	0,999888	41,3571	0,1241	0,19489	0,11076
0,999992	0,000050	0,99990	43,0130	0,12166	0,19110	0,10737
0,999993	0,000044	0,999912	44,9708	0,11898	0,18689	0,10364
0,999994	0,000038	0,999923	47,3419	0,11596	0,18215	0,09949
0,999995	0,000032	0,999935	50,3083	0,11249	0,1767	0,09477
0,999996	0,000026	0,999947	54,1929	0,10839	0,17025	0,08929
0,999997	0,00002	0,99996	59,6469	0,10331	0,16229	0,08266
0,999998	0,000014	0,999972	68,2786	0,09656	0,15169	0,0741
0,999999	0,0000073	0,999985	86,0255	0,08602	0,13513	0,0614
1,0	0	1,0	∞	0	0	0

При малых значениях отношения $\frac{A}{B}$ длина большой оси контурного эллипса может превышать конструктивную длину линии контакта. Если использовать для расчета в этих случаях гипотезу Герца об эллипсоидальном распределении интенсивности давления по контурному эллипсу контакта, то необходимо согласиться с тем, что полуэллипсоид в этих случаях будет неполным, т.е. усеченным полуэллипсоидом [27].

2. Расчет предельной нагрузки в контакте коротких поверхностей при полном контурном эллипсе.

Для того, чтобы определить форму контурного эллипса, необходимо рассчитать предельную нагрузку, разграничивающую полный и усеченный контурные эллипсы. Предельная длина полного эллипса равна конструктивной длине контактной линии l . Обозначим нагрузку, при которой достигается такой размер большой оси эллипса, предельной величиной P_l . Её расчет можно выполнить в следующей последовательности.

- По исходным данным определяются размеры радиусов кривизны поверхностей.
- Рассчитываются главные кривизны нормальных сечений в первоначальной точке контакта O : k_{11} , k_{12} , k_{22} и k_{21} .
- Определяется угол ω между плоскостями кривизны.
- Рассчитываются коэффициенты (параметры кривизны) A и B .
- Рассчитывается отношение коэффициентов $\frac{A}{B}$.

По рассчитанному отношению в табл. 1 находятся остальные параметры расчетных выражений. При необходимости для точного расчета применяется метод интерполяции [27, 28].

– Рассчитываются: упругая характеристика контактирующих тел:

$$\eta = \frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2}, \text{ сумма кривизн } \sum k = 2(A+B).$$

– Согласно зависимости (1), приравняв длину большой полуоси половине конструктивного размера, $a = 0,5l$ рассчитаем предельную нагрузку:

$$P_l = \left(\frac{l}{2n_a}\right)^3 \frac{2}{3} \frac{\sum k}{\eta} = \left(\frac{l}{n_a}\right)^3 \frac{\sum k}{12\eta}. \quad (14)$$

3. Расчет полного полуэллипсоида деформаций (давлений)

Если нагрузка на зону контакта не превышает предельной величины, рассчитанной по формуле (14), тогда расчет эпюры выполняется по стандартной схеме.

Для его выполнения используются ранее приведенные зависимости (1) – (10).

4. Определение геометрических характеристик усеченного полуэллипсоида

Для дальнейшего применения гипотезы Герца необходимо вначале рассмотреть вопрос об определении объема усеченного полуэллипсоида давлений (рис. 2).

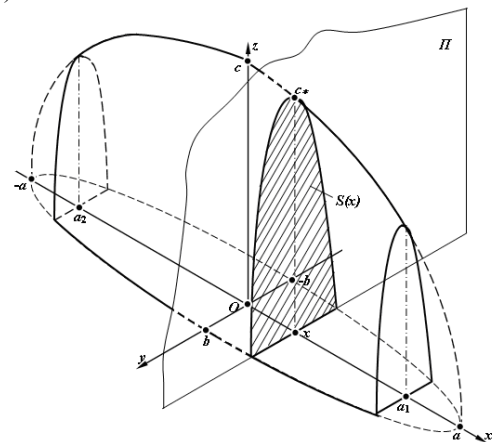


Рис. 2. Эпюра распределения давления на площадке контакта соприкасающихся поверхностей
Fig. 2. Plot the pressure distribution on the contact area of contact surfaces

Вертикальная координата полуэллипсоида z пропорциональна давлению p на площадке контакта.

Сечение эллипсоида плоскостью Π , параллельной плоскости zOy ($x = \text{const}$), является половиной вертикального эллипса, описываемого уравнением:

$$\left(\frac{y}{b_*}\right)^2 + \left(\frac{x}{a_*}\right)^2 = 1 \text{ с полуосями: } b_* = b\sqrt{1 - \left(\frac{x}{a}\right)^2} \text{ и } c_* = c\sqrt{1 - \left(\frac{x}{a}\right)^2}.$$

Площадь половины эллипса можно определить интегрированием, перейдя к параметрическим зависимостям $y = b_* \cos t$ и $z = c_* \sin t$, в которых переменная находится в диапазоне $t = 0 \dots \pi$.

Текущее значение площади сечения $S(x)$ находится интегрированием по формуле справочника [15]:

$$S(x) = 0,5 \int_0^\pi (yz' - zy') dt. \quad (15)$$

Подинтегральная функция после подстановки параметрических зависимостей приводится к следующему виду:

$$yz' - zy' = b_* \cos t \cdot c_* \cos t + c_* \sin t \cdot b_* \sin t = b_* \cdot c_*. \quad (16)$$

После подстановки этого выражения в интегральную зависимость (15) получим, с учетом расчетных зависимостей (16) для определения полуосей сечения, текущее значение площади сечения:

$$S(x) = 0,5 \int_0^\pi b_* c_* dt = 0,5 \pi b_* c_* = 0,5 \pi bc \left[1 - \left(\frac{x}{a}\right)^2 \right]. \quad (17)$$

Усеченный полуэллипсоид, в зависимости от геометрических характеристик, может как симметричным, так и асимметричным. Поэтому будем определять объем усеченного полуэллипсоида для общего случая асимметричного варианта:

$$V_{\text{зп}}(a_1) = \int_{a_2}^{a_1} S(x) dx = \frac{\pi bc}{2} \int_{a_2}^{a_1} \left[1 - \left(\frac{x}{a}\right)^2 \right] dx = \frac{\pi bc}{2} \left[(a_1 - a_2) - \frac{a_1^3 - a_2^3}{3a^2} \right]. \quad (18)$$

Для варианта симметричного усеченного полуэллипсоида $a_2 = -a_1 = -a_0$, тогда из выражения (3) следует, что:

$$V_y(a_0) = \pi abc \left(\alpha - \frac{\alpha^3}{3} \right), \quad (19)$$

где: $\alpha = \frac{a_1}{a}$.

Нетрудно заметить, что при значении $\alpha = 1$ по формуле (19) рассчитывается объем полного полуэллипсоида $V(a) = V = \frac{2}{3} \pi abc$. Отношение объема усеченной эпюры к объему полной выражается зависимостью:

$$v = \frac{V_y(a_0)}{V} = \frac{3}{2} \left(\alpha - \frac{\alpha^3}{3} \right). \quad (20)$$

Для дальнейшего рассмотрения контактной задачи следует найти соотношения между нагрузками и деформациями полных и усеченных форм эпюр [29].

5. Соотношения между размерами эпюр распределения давления по площадке контакта.

Переходной эпюрой называется эпюра распределения давления, для которой длина контурного эллипса $2a_0$ равна конструктивной длине контакта l . Контурный эллипс и соответствующая эпюра распределения давления на ней показаны на рис. 3 пунктирными линиями.

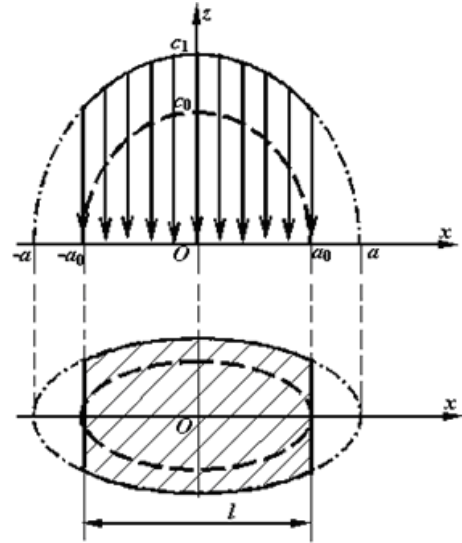


Рис. 3. Расчету характеристик эпюры распределения давления по неполному контурному эллипсу контакта

Fig. 3. Calculation of the characteristics diagram of the pressure distribution on the incomplete contour ellipse contact

Выполним сравнение эпюр при симметричном усеченном контурном эллипсе. Объем переходной эпюры пропорционален нагрузке P_0 , с превышением которой контурный эллипс становится неполным (рис. 3).

Заштрихованная часть соответствует усеченному эллипсоиду. Объем переходного эллипсоида с длиной большой оси $2a_0 = l$ равен:

$$V_0 = V(a_0) = \frac{2}{3} \pi a_0 b_0 c_0 = \frac{\pi}{3} l b_0 c_0. \quad (21)$$

Усеченная эпюра распределения давления является частью полного полуэллипсоида с длиной большой полуоси: $a = \frac{0,5l}{\alpha} = \frac{a_0}{\alpha}$.

Отношение α является масштабным коэффициентом между подобными полу эллипсоидами с длинами полуосей a и a_0 . Учитывая это подобие, выразим отношение объемов эллипсоидов

$$\frac{V(a_0)}{V(a)} = \alpha^3. \quad (22)$$

Объем усеченной эпюры пропорционален заданной нагрузке, $V_y(a_0) \sim P$, а объем переходной эпюры – переходной нагрузке, $V(a_0) \sim P_l$. выразим их отношение безразмерным коэффициентом:

$$\frac{P}{P_l} = \frac{V_y(a_0)}{V_0(a_0)} = k_y. \quad (23)$$

Усеченная эпюра является частью полной с длиной оси, равной a , которая рассчитывается при помощи зависимости (19). Преобразуем зависимость (20) с учетом (20) и (23):

$$\frac{V(a_0)}{V(a)} = \frac{V_0(a_0)\nu}{V_y(a_0)} = \frac{\nu}{k_y} = \alpha^3. \quad (24)$$

Используя значение функции (20), определим величину относительного коэффициента:

$k_y = \frac{3}{2\alpha^2} - 0,5$. С помощью этого выражения находим отношение:

$$\alpha = \sqrt{\frac{3}{2k_y + 1}}. \quad (25)$$

Амплитудное значение переходной эпюры давления определим, используя зависимость (5):

$$p_0 = \frac{n_p}{\pi} \sqrt[3]{\frac{3}{2} \left(\sum k \right)^2} P_0 = \frac{n_p a_0}{\pi n_a} \frac{\sum k}{\eta} = \frac{n_b l}{2\pi} \frac{\sum k}{\eta}. \quad (26)$$

Амплитуда усеченной эпюры находится с учетом масштабного коэффициента, рассчитанного по формуле (25):

$$p_{0\max} = \frac{p_0}{\alpha}. \quad (27)$$

Пример расчета.

В качестве примера воспользуемся данными опытной установки по определению параметров эллиптической площадки контакта [7, 30, 31].

В качестве сжимаемых тел используются круговой цилиндр 5 с хвостовиками 6 и бочкообразный цилиндр 7 с хвостовиками 8. При этом: $r_1 = 40$ мм; $r_2 = 60$ мм; $l = b_w = 100$ мм и $\Delta S = 0,03$ мм. При параллельных осях контактирующих поверхностей угол между осями $\omega = 0^\circ$.

Вначале рассчитаем радиус «бочки»:

$$R_1 \approx \frac{l^2}{8\Delta S} = \frac{0,1^2}{8 \cdot 3 \cdot 10^{-5}} = \frac{10^3}{24} \approx 41,67 \text{ м.}$$

Кривизны поверхностей имеют следующие значения:

$$k_{11} = \frac{1}{r_1} = \frac{1}{0,04} = 25 \text{ м}^{-1}; \quad k_{12} = \frac{1}{R_1} = 0,024 \text{ м}^{-1},$$

$$k_{22} = \frac{1}{r_2} = \frac{1}{0,06} \approx 16,67 \text{ м}^{-1}; \quad k_{11} = \frac{1}{R_2} = \frac{1}{\infty} = 0 \text{ м}^{-1}.$$

Для дальнейшего расчета используются приведенные выше зависимости. Параметр кривизны:

$$R = \sqrt{(k_{11} - k_{12})^2 + (k_{22} - k_{21})^2 + 2(k_{11} - k_{12})(k_{22} - k_{21})\cos 2\omega}$$

при $\omega = 0^\circ$ рассчитывается по формуле

$$R = (k_{11} - k_{12}) + (k_{22} - k_{21}) = 25 + 0,024 + 16,67 = 41,67 \text{ м}^{-1}.$$

Соответственно, параметры:

$$A = \frac{k_{12} + k_{21}}{2} = 0,5k_{12} = 0,012 \text{ м}^{-1};$$

$$B = \frac{k_{11} + k_{22}}{2} = 0,5(26 + 16,67) = 20,83 \text{ м}^{-1}.$$

$$\text{Отношение параметров: } \frac{A}{B} = \frac{0,012}{20,83} = 0,000576.$$

Используя табл. 1, путем аппроксимации рассчитываются характеристики, входящие в зависимости (1) – (13): $n_a = 17,72$, $n_b = 0,19$, $n_p = 0,297$, $n_\delta = 0,223$, $e = 0,99994$. Упругая характеристика материалов контактирующих тел рассчитывается при $\nu_1 = \nu_2 = \nu = 0,3$ и $E_1 = E_2 = E = 2 \cdot 10^{11}$ Па:

$$\eta = 2 \frac{1 - \nu^2}{E} = 2 \frac{1 - 0,09}{2 \cdot 10^{11}} = 0,91 \cdot 10^{-11} \text{ Па}^{-1}.$$

Величину предельной нагрузки рассчитаем по формуле (14):

$$P_l = \left(\frac{l}{n_a} \right)^3 \frac{\sum k}{12\eta} = \left(\frac{0,1}{17,72} \right)^3 \frac{41,694}{12 \cdot 0,91 \cdot 10^{-11}} = 68,62 \cdot 10^3 \text{ Н.}$$

Результаты последующих расчетов, выполненные с применением приведенных зависимостей, внесены в табл. 2. Эти расчеты выполнялись в пределах диапазона нагрузок, не превышающих предельного значения. Значения параметров усеченного эллипсоида могут быть рассчитаны с учетом результатов при предельной нагрузке по формулам (23) – (25).

Таблица 2. Характеристики в контакте поверхностей с расчетами теории Герца

Table 2. Characteristics in contact with top-of-Hertz theory calculations

Характеристики в контакте цилиндрической и бочкообразной поверхностей								
P , кН	20	30	40	50	68,62	70	80	100
$2a$, мм	66,2	75,8	83,4	90	100	100	100	100
$2b$, мм	0,673	0,771	0,848	0,914	1,015	1,12	1,33	1,61
$10^3 \delta$, мм	1,62	2,12	2,57	2,99	3,69	4,12	5,16	7,09
p_0 , МПа	743	821	928	950	1000	1016	1070	115
Характеристики эллипсоида нагрузки в контакте цилиндрических поверхностей								
$2b$, мм	0,431	0,527	0,609	0,681	0,797	0,806	0,861	0,963
p_0 , МПа	540	661	784	854	987	1010	1080	1207
Δp_0 , МПа	173	160	144	106	13	6	-10	-50

Сравним эти результаты с данными, полученными при расчете линейчатого контакта цилиндрических поверхностей. Воспользуемся для их расчета известными зависимостями справочника [1]. Ширина полоски контакта определяется по формуле:

$$b = \sqrt{\frac{4\eta}{\pi} \frac{r_1 r_2}{(r_1 + r_2) b_w}} \sqrt{P}, \text{ а максимальное давлe-}$$

$$\text{ние: } p_0 = \sqrt{\frac{(r_1 + r_2)}{\pi \eta r_1 r_2 b_w}} \sqrt{P}.$$

При исходных данных $r_1 = 40$ мм; $r_2 = 60$ мм; $l = b_w = 100$ мм получим результаты, приведенные в табл. 2

ВЫВОДЫ

1. Разработанная Герцем теория контакта была дополнена методикой расчета характеристик контакта поверхностей для эпюры распределения давления по неполному контурному эллипсу контакта.

2. Установлено, что при длине большей оси контурного эллипса меньше длины зуба линейный контакт цилиндрических поверхностей имеет несущую способность выше точечного контакта.

3. При нагрузках, превышающих предельные значения, контурный эллипс становится усеченным. С увеличением внешней нагрузки напряжения и поперечные размеры контурного эллипса и полосы контакта сближаются. При определенном значении специального масштабного коэффициента максимальные давления эпюр сравниваются, а при дальнейшем его увеличении конструкция с первоначальным точечным контактом становится менее напряженной, чем линейный контакт цилиндрических поверхностей.

4. С увеличением радиусов бочкообразности напряжения и поперечные размеры контурного эллипса и полосы контакта сближаются. При определенном значении масштабного коэффициента максимальные давления эпюр сравниваются, а при дальнейшем его увеличении конструкция с первоначальным точечным контактом становится менее напряженной контакта цилиндрических поверхностей.

5. Конструкции с первоначальным точечным контактом менее чувствительны к перекосам осей и в этих условиях обладают повышенной несущей способностью по сравнению с конструкциями с первоначальным линейным контактом.

6. Аналогичные выводы были получены в процессе анализа по более простой в реализации теории А.П. Попова [4, 5, 7]. В отличие от теории Герца, эта теория не требует громоздких выкладок [1, 2] с применением специальных таблиц эллиптических функций.

7. По результатам теоретических и экспериментальных исследований был сделан общий вывод о преимуществе передач с первоначальным точечным контактом зубьев по сравнению с традиционным зацеплением линейным контактом зубьев. Это подтверждается впервые выполненными теоретическими и экспериментальными исследованиями точечного контакта зубьев в статике на опытных образцах (рис. 2) и при сравнительных испытаниях зубчатых колес в рабочих условиях в составе экспериментального редуктора [8].

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Бюргер И.А., Пановко Я.Г. 1968.** Прочность, устойчивость, колебания. М.: Машиностроение. Том 2, 464.
2. **Ковалев М.П., Народецкий М.З. 1975.** Расчет высокоточных шарикоподшипников. М.: Машиностроение, 280.
3. **Серенсен С.В., Ачеркан И.С. 1951.** Справочник машиностроителя. М.: Главное изд-во

научн.-техн. машиностроительной литературы. Том III, 1098.

4. **Попов А.П., Кипреев Ю.Н., Медведовский А.М. 2008.** Нагрузочная способность новых зубчатых передач. Труды первой международной конференции: Теория и практика рационального проектирования, изготовления и эксплуатации машиностроительных конструкций. Львов: КИПАТРИ ЛТД. 184-186. (Украина).
5. **Попов А.П. 2008.** Контактная прочность зубчатых механизмов. Николаев.: изд-во НУК, 580.
6. **Бронштейн И.Н., Семендяев К.А. 1986.** Справочник по математике для инженеров и учащихся втузов. М.: Наука, 544.
7. **Попов А.П., Кипреев Ю.Н., Медведовский А.М., Савенков О.И. 2009.** Передачи редукторов с пространственной точечной системой зацепления зубьев. Международный сборник научных трудов. Прогрессивные технологии и системы машиностроения. Донецк: ДонНТУ. Вып. 38, 189-197.
8. **Попов А.П., Кипреев Ю.Н., Мироненко А.И. 2011.** Повышение эффективности современных зубчатых передач. Международный сборник научных трудов. Прогрессивные технологии и системы машиностроения. Донецк: ДонНТУ. Вып. 42, 245-251.
9. **Попов А.П., Мозговой М.Г., Савенков О.И. 2010.** Основы методологии теоретических исследований контактной прочности упруго сжатых тел. Сборник научных трудов. Николаев: Издательство НУК. №4(433), 108–117. (Украина).
10. **Попов А.П., Мозговой М.Г., Савенков О.И. 2010.** Контактная прочность упруго сжатых цилиндров конечной длины. Сборник научных трудов. Николаев: Издательство НУК. 2010. №6(435), 96–104.
11. **Попов А.П., Кипреев Ю.Н., Савенков О.И. 2013.** Влияние нелинейной зависимости между деформациями и напряжениями на контактную прочность зубчатых передач. Вестник Национального технического университета «ХПИ». Сборник научных трудов: проблемы механического привода. Харьков: НТУ «ХПИ». №40(1013), 101–108. (Украина).
12. **Роров А. 2010.** Новая теория контактной прочности упруго сжатых тел. Motrol. Lublin (Poland). 223 - 231.
13. **Попов А.П., Мироненко А.И. 2011.** Разработка высокоэффективных зубчатых передач на основе новой теории контактной прочности. Специализированный информационно – аналитический журнал «Газотурбинные технологии». М. №4(95), 32 - 37.
14. **Попов А.П. 2010.** Зубчатые механизмы с точечным контактом зубьев. Николаев: Атолл. 774.
15. **Роров А., Butakov V., Marchenko D. 2011.** Определение напряженно-деформированного состояния тел при их контактном взаимодействии. Контактная задача. Motrol. Lublin (Poland). Том 13А, 13 – 24.

16. **Hertz H. 1881.** Über die Berührung fester elastischer Körper. Journal für die Reine und Angewandte Mathematik. Bd. 92, 156-171.
17. **Попова О.П. 2005.** Д.п. № 11441 на корисну модель. Україна. Зубчаста передача з точковою системою зацеплення евольвентних зубів. u200506846. Заявл. 11.07.05. Опубл. 15.12.05. Бюл. № 12.
18. **Попова О.П. 2005.** Д.п. № 11952 на корисну модель. Україна. Евольвентна зубчаста передача Попова О.П. з точковою системою зацеплення поздовжньо модифікованих зубів. u200506970. Заявл. 14.07.05. Опубл. 16.01.06. Бюл. № 1.
19. **Попова О.П. 2005.** Д.п. № 16280 на корисну модель. Україна. Зубчасте зацеплення Попова О.П. з точковим контактом зубів. u200511587. Заявл. 05.12.05. Опубл. 15.08.06. Бюл. № 8.
20. **Попов А.П., Каиров А.С. 2007.** Контактная прочность зубчатых передач с точечной системой зацепления эвольвентных зубьев. Міжнар. збірник наук. праць «Прогресивні технології і системи машинобудування». Донецьк: ДВНЗ ДНТУ, 208–216.
21. **Попова О.П. 2005.** Патент № 81008 на винахід. Україна. Зубчаста передача Попова О.П. з точковою і двопарною системою зацеплення евольвентних зубів. a200507850. Заявл. 08.08.05. Опубл. 26.11.07. Бюл. № 19.
22. **Спицын В.Е., Попов А.П., Мироненко А.И., Ванцовский В.Г., Филоненко А.А. 2010.** Экспериментальная проверка эффективности точечного зацепления. Вісник національного технічного університету «ХПІ». Харків. №26, 141-146.
23. **Попов А.П., Мироненко А.И. 2012.** Зубчаста передача с точечным зацеплением зубьев. Вісник національного технічного університету «ХПІ». Харків. №27, 133-141.
24. **Попов А.П. 2010.** О классической и новой теории контактной прочности упруго сжатых тел. Зб. наук. праць НУК. Николаев. № 3 (432), 127 – 135.
25. **Спицын В.Е., Попов А.П., Мироненко А.И., Дзятко С.А. 2011.** Результаты первых испытаний зубчатых передач с первоначальным точечным контактом зубьев. Харків: Вісник національного університету «ХПІ». Вып. 24, 76-83.
26. **Попов А.П. 2012.** Теория контактной прочности применительно к зубчатым передачам. Вісник Національного університету кораблебудування. Миколаїв: НУК. 269-277.
27. **Попов А.П., Мозговой М.Г. 2013.** Контактная прочность зубчатых передач с точным зацеплением зубьев. Вестник НТУ(ХПИ). Харьков: Сборник научных трудов. №40, 108–116.
28. **Попов А.П., Медведевский А.М., Попова Л.А., Савенков О.И. 2014.** Изгибная прочность зубчатых передач с точечным зацеплением зубьев. Вестник НТУ(ХПИ). Харьков: Сборник научных трудов. №29(1072), 127–132.
29. **Popov A., Nerubenko G. 2015.** The Role of Novel 3D Point Contact Transmission in Ship Noise Pollution Reduction. Journal of Water Resources and Ocean Science. Vol. 4, No. 2, 11 – 19.
30. **Попов А.П., Бутаков Б.И., Марченко Д.Д. 2011.** Контактная задача напряженно-деформированного состояния тел при работе стального канатного блока и троса. Проблеми трибології. Хмельницький. № 1, 29-36.
31. **Бутаков Б.И., Марченко Д.Д. 2008.** Разработка способа обкатывания роликами стальных деталей с целью повышения их контактной прочности. Motrol. Lublin (Poland). Том 10В, 15–28.

ANALYSIS OF THE CHARACTERISTICS OF THE CONTACT SURFACE INITIALLY, LINEAR AND POINT TOUCH

Summary. The solution of the problem of contact surfaces at the initial point of contact and line contact of teeth. Studies were conducted using the Hertz contact theory. The results and findings were compared with calculations based on the theory of contact strength A.P. Popov. It has been shown that for large load transmission with an initial contact point has a higher load carrying capacity than at the initial contact line. The decision was confirmed during experimental studies of static models and computational experimental schemes.

The calculation of the characteristics of the full contour of the ellipse at the initial point contact mating surfaces when in contact with the power scheme, taking into account the numerical values of the coefficients that determine the characteristics of the contact bodies in contact, the calculation of the limit load in short contact surfaces with the full contour ellipse and calculation of the total semi-ellipsoid deformations (pressures).

Perform certain geometric characteristics of a truncated semi-ellipsoid with an estimate of the distribution diagram of pressure on the contact area of the contacting surfaces. We found correlation between the loads and strains of complete and truncated forms of diagrams, set the ratio between the size of diagrams of the pressure distribution on the contact area, calculates the performance diagrams shows the pressure distribution on the contact ellipse contour incomplete.

We propose an example of calculation, which is performed within the range of loads do not exceed the limit. The parameters of the truncated ellipsoid were calculated based on the results at full load. Thus, these results were compared with data obtained by the calculation of the line of contact of the cylindrical surfaces.

Key words: point contact, line contact, Hertz theory, the theory Popov, contact strength, tense-deformed state.

ВЗАИМОДЕЙСТВИЕ ГАРМОНИЧЕСКИХ ВОЛН С ТОНКИМ УПРУГИМ КРУГОВЫМ ВКЛЮЧЕНИЕМ В УСЛОВИЯХ ПОЛНОГО СЦЕПЛЕНИЯ С МАТРИЦЕЙ

Лариса Вахонина

Николаевский национальный аграрный университет

54020, г. Николаев, ул. Парижской коммуны, 9. E-mail: vahonina@mnau.edu.ua

Larisa Vakhonina

Nikolaev National Agrarian University

54020, Nikolaev, st. Paris Commune, 9. E-mail: vahonina@mnau.edu.ua

Аннотация. В статье изложено решение задачи об определении концентрации напряжений вблизи тонкого упругого включения в виде кругового диска, которое находится в неограниченном упругом теле (матрице). На включение действуют гармонические осесимметричные упругие волны (ось симметрии проходит через центр включения). Включение предполагается полностью сцепленным с матрицей. Метод решения основывается на представлении перемещений отражённой волны разрывным решением уравнений Ламе. Это даёт возможность после реализации граничных условий свести исходную задачу к системе интегральных уравнений относительно скачков напряжений на срединной плоскости включений. После ряда преобразований эта система уравнений приводится к системе интегральных уравнений Фредгольма второго рода. Решение этой системы находится численно коллокационным методом. С помощью найденного решения исследована зависимость напряженного состояния вблизи включения от частоты волн и отношения упругих постоянных матрицы и включения.

Ключевые слова: концентрация напряжений, круговое упругое включение, осесимметричные волны.

ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМЫ

Современные проблемы динамической механики разрушения, усовершенствование методов неразрушаемого контроля и дефектоскопии, задачи механики композитов требуют дальнейшего развития и усовершенствования методов решения задач динамического взаимодействия тонкостенных включений с окружающей средой.

АНАЛИЗ ПОСЛЕДНИХ ИССЛЕДОВАНИЙ И ПУБЛИКАЦИЙ

Во многих случаях включения имеют жесткость значительно большую чем матрица то распространенным является подход, когда включение считается абсолютно жестким. Например, такое предположение реализовано в работах [1],[2],[3]. Значительно меньше работ в которых учтены упругие свойства включений. Прежде всего, отметим работы [4],[5],[6], где с помощью асимптотического метода решены задачи о динамическом нагружении с

дископодобным включением малой жесткости. В данной работе предлагается решение задачи про гармонические колебания неограниченного тела с тонким дископодобным включением, жесткость которого превышает или сравнима с жесткостью матрицы. При этом считается, что между матрицей и включением выполняются условия полного сцепления.

ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Пусть в неограниченном упругом теле (матрице) находится упругое включение в виде тонкой круговой пластины толщиной h и радиуса a ($h \ll a$). Если ввести цилиндрическую систему координат, начало которой совпадает с центром включения, то в плоскости $z = 0$ оно займет круг $r \leq a, 0 \leq \theta < 2\pi$. В матрице происходят осесимметричные колебания в результате распространения в ней упругих волн. Допускаются следующие случаи волнового воздействия. В первом случае распространяется плоская продольная волна, фронт которой параллелен плоскости включения. Потенциал этой волны и вызванные ею перемещения равны:

$$\varphi_0 = \frac{A_0 e^{i\kappa_1 z}}{\kappa_1}, \quad u_z^0 = iA_0 e^{i\kappa_1 z}, \quad u_r^0 = 0. \quad (1)$$

Во втором случае в матрице распространяются цилиндрические продольные волны. Потенциал [7] и перемещения, вызванные этими волнами, определяются по формулам:

$$\varphi_0(r, z) = \frac{A_0}{\beta_1} J_0(\beta_1 r) e^{i\gamma z}, \quad u_z^0 = \frac{i\gamma A_0}{\beta_1} J_0(\beta_1 r) e^{i\gamma z}, \\ u_r^0 = -A_0 J_0(\beta_1 r) e^{i\gamma z}. \quad (2)$$

В третьем случае распространяются поперечные цилиндрические волны, для которых аналогичные формулы имеют вид:

$$\psi_0(r, z) = \frac{B_0}{\beta_2^2} J_0(\beta_2 r) e^{i\gamma z}, \quad u_z^0 = B_0 J_0(\beta_2 r) e^{i\gamma z}, \\ u_r^0 = -\frac{i\gamma B_0}{\beta_2} J_1(\beta_2 r) e^{i\gamma z}. \quad (3)$$

В формулах (1) – (3) и дальше множитель $e^{-i\omega t}$, который определяет зависимость от времени опущенный. Так же в этих формулах приняты обозначения:

$$\kappa_k = \frac{\omega}{c_k}, \quad \beta_k = \sqrt{\kappa_k^2 - \gamma^2}, \quad k=1, 2,$$

$$\tilde{n}_1^2 = \frac{\lambda_1 + 2\mu_1}{\rho_1}, \quad \tilde{n}_2^2 = \frac{\mu_1}{\rho_1},$$

где: ρ_1 - плотность матрицы, а λ_1, μ_1 - постоянные Ламе материала матрицы; c_1, c_2 - скорости распространения упругих волн в теле.

Малая толщина включения позволяет сформулировать условия взаимодействия между ним и матрицей относительно его срединной плоскости. При этом считается, что перемещения любой точки включения совпадают с перемещением соответствующей ей точки срединной плоскости. Тогда при полном сцеплении на срединной плоскости включения будут разрывными нормальное и касательное напряжения, для скачков которых вводятся обозначения:

$$\langle \sigma_z^1 \rangle = \sigma_z^1(r, +0) - \sigma_z^1(r, -0) = \chi_1(r),$$

$$\langle \tau_{rz}^1 \rangle = \tau_{rz}^1(r, +0) - \tau_{rz}^1(r, -0) = \chi_2(r). \quad (4)$$

Кроме того, для перемещения выполняются равенства:

$$u_z(r, 0) = w_0(r), \quad u_r(r, 0) = u_0(r) - \frac{h}{2} w_0'(r)$$

$$0 \leq r < a. \quad (5)$$

Здесь $w_0(r)$, $u_0(r)$ - изгиб и радиальное перемещение срединной плоскости включения. Во втором равенстве (5) учтено перемещение, вызванное поворотом сечения.

ИЗЛОЖЕНИЕ ОСНОВНОГО МАТЕРИАЛА

Вывод и преобразование системы интегральных уравнений.

Изгиб и радиальное перемещения срединной плоскости включения находятся путем решения следующих уравнений теории пластин [8]:

$$D \left(\frac{\partial^2}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \right) w_0 - m\omega^2 w_0 = \chi_1(r), \quad 0 \leq r \leq a;$$

$$\frac{d}{dr} \left(\frac{1}{r} \frac{d}{dr} u \right) + q_2^2 u = -\frac{\chi_2(r)}{D_0 h}, \quad (6)$$

$$\text{где: } D = \frac{E_0 h^3}{12(1-\nu_0^2)}, \quad D_0 = \frac{E_0}{1-\nu_0^2} \quad \text{— изгибная и}$$

сдвиговая жесткости, $m = h\rho_0$ - масса единицы площади включения, а ρ_0, ν_0, E_0 - плотность, коэффициент Пуассона и модуль упругости материала включения.

Граничные условия для уравнений (6) формулируются в допущении, что действием со

стороны матрицы на край включения можно пренебречь, и на нём осуществлены условия свободного края. Тогда должны выполняться равенства:

$$N_r(a) = 0, \quad M(a) = 0, \quad Q(a) = 0, \quad (7)$$

где $N_r(a)$, $Q(a)$, $M(a)$ - нормальная и поперечная силы, изгибный момент на краю включения.

Из равенств (7) следует выполнение на краю включения условий:

$$\left(\frac{\partial^2 w_0}{\partial r^2} + \frac{\nu_0}{r} \frac{\partial w_0}{\partial r} \right) \Bigg|_{r=a} = 0,$$

$$\frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{\partial^2 w_0}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial w_0}{\partial r} \right) \Bigg|_{r=a} = 0, \quad 0 \leq r < a. \quad (9)$$

Кроме этого функция $w_0(r)$ должна быть ограниченной когда $r \rightarrow 0$, и $u_0(a) = 0$.

Для решения сформулированных одномерных краевых задач (6), (7), (9) сначала строятся функции Грина, которые определяются формулами:

$$G_1(\eta, r) = g_1(\eta, r) - \frac{1}{q_{01}} (J_0(q_{01}\eta)G_1(r) + I_0(q_{01}\eta)G_2(r)),$$

$$G_2(\eta, r) = g_2(\eta, r) + BJ_1(q_2\eta)J_1(q_2r). \quad (10)$$

В формуле (10) $g_1(\eta, r)$, $g_2(\eta, r)$ - фундаментальные функции, которые равны:

$$g_1(\eta, r) = \frac{1}{2q_1} (g_1^-(\eta, r) + g_1^+(\eta, r)),$$

$$g_1^\pm(\eta, r) = \int_0^\infty \frac{\lambda J_0(\lambda r) J_0(\lambda \eta)}{\lambda^2 \pm q_1^2} d\eta,$$

$$g_2(\eta, r) = \int_0^\infty \frac{\lambda J_1(\lambda r) J_1(\lambda \eta)}{\lambda^2 - q_2^2} d\lambda.$$

Для других функций, которые входят в (10) имеют место равенства:

$$G_1(r) = \frac{1}{2\Delta(q_{01})} \left(A_1(q_{01})J_0(q_1r) + \frac{I_0(q_1r)}{q_{01}} \right),$$

$$G_2(r) = \frac{1}{2\Delta(q_{01})} \left(A_2(q_{01})J_0(q_1r) + \frac{I_0(q_1r)}{q_{01}} \right),$$

$$A_1(q_{01}) = I_1(q_{01})a_2(q_{01}) + \frac{\pi i}{2} h_1(q_{01})H_1^{(1)}(q_{01}),$$

$$A_2(q_{01}) = a_1(q_{01})K_1(q_{01}) - J_1(q_{01})h_2(q_{01}),$$

$$\Delta(q_{01}) = a_1(q_{01})I_1(q_{01}) + J_1(q_{01})h_1(q_{01}),$$

$$a_1(q_{01}) = J_0(q_{01}) - (1-\nu_0) \frac{J_1(q_{01})}{q_{01}},$$

$$a_2(q_{01}) = \frac{\pi i}{2} (H_0^{(1)}(q_{01}) - (1-\nu_0) \frac{H_1^{(1)}(q_{01})}{q_{01}}),$$

$$\begin{aligned} h_1(q_{01}) &= I_0(q_{01}) - (1 - \nu_0) \frac{I_1(q_{01})}{q_{01}}, & \int_0^a \eta \frac{\chi_2(\eta)}{\mu_1} F_{42}(\eta, r) d\eta &= - \int_0^a \eta \frac{\chi_2(\eta)}{Dh} G_2(\eta, r) d\eta - \\ h_2(q_{01}) &= K_0(q_{01}) + (1 - \nu_0) \frac{K_1(q_{01})}{q_{01}}, & - \frac{h}{2} \int_0^a \eta \frac{\chi_1(\eta)}{D} \frac{\partial}{\partial r} G_1(\eta, r) d\eta &- p_2(r), \\ q_1^4 &= \frac{m\omega^2}{D}; \quad q_{01} = qa, & & 0 \leq r < a. \end{aligned} \quad (14)$$

где: $p_1(r) = -u_z^0(r, \pm 0)$, $p_2(r) = -u_r^0(r, \pm 0)$.

$$B = \frac{i\pi}{2} \frac{(q_{02} H_0^{(1)}(q_{02}) - (1 - \nu_0) H_1^{(1)}(q_{02}))}{q_{02} J_0(q_{02}) - (1 - \nu_0) J_1(q_{02})}, \quad q_0 = aq_2.$$

С помощью функций Грина решение граничных задач (6), (7), (9). представляются в виде:

$$\begin{aligned} w_0(r) &= \int_0^a \frac{\chi_1(\eta)}{D} G_1(\eta, r) d\eta, \quad 0 \leq r < a, \\ u_0(r) &= -\frac{1}{D_0 h} \int_0^a \eta \chi_2(\eta) G_2(\eta, r) d\eta. \end{aligned} \quad (11)$$

Таким образом, радиальное и изгибное перемещения срединной плоскости включения определяются формулами (11).

Для определения перемещения в матрице представим их в виде:

$$u_z = u_z^0 + u_z^1, \quad u_r = u_r^0 + u_r^1. \quad (12)$$

В этом представлении u_z^0, u_r^0 - находятся по формулам (1.1), (1.2), (1.3), а слагаемые u_z^1, u_r^1 это перемещения, которые вызванные волнами, отраженными от включения. Далее они для осесимметричных гармонических колебаний представляются разрывным решением уравнений Ламе [9]:

$$\begin{aligned} u_z^1 &= \int_0^a \eta \frac{\chi_1(\eta)}{\mu_1} g_{31}(\eta, r, z) d\eta + \int_0^a \eta \frac{\chi_2(\eta)}{\mu_1} g_{32}(\eta, r, z) d\eta, \\ u_r^1 &= \int_0^a \eta \frac{\chi_1(\eta)}{\mu_1} g_{41}(\eta, r, z) d\eta + \int_0^a \eta \frac{\chi_2(\eta)}{\mu_1} g_{42}(\eta, r, z) d\eta. \\ g_{31}(\eta, r, h \pm 0) &= -\frac{1}{2\mu_1 \kappa_2^2} \int_0^\infty \frac{S(\lambda)}{q_2(\lambda)} \lambda J_0(\lambda \eta) J_0(\lambda r) d\lambda = F_{31}(\eta, r), \\ g_{42}(\eta, r, h \pm 0) &= -\frac{1}{2\mu_1 \kappa_2^2} \int_0^\infty \frac{S(\lambda)}{q_1(\lambda)} \lambda J_1(\lambda \eta) J_1(\lambda r) d\lambda = F_{42}(\eta, r), \\ g_{32}(\eta, r, h \pm 0) &= g_{41}(\eta, r, h \pm 0) = 0, \\ S(\lambda) &= \lambda^2 - q_1(\lambda) q_2(\lambda), \\ q_1(\lambda) &= \sqrt{\lambda^2 - \kappa_1^2}, \quad q_2(\lambda) = \sqrt{\lambda^2 - \kappa_2^2}. \end{aligned} \quad (13)$$

Таким образом формулы (11), (13) позволяют находить перемещение во включении и матрице при условии что известны скачки напряжений (1.4)

Последние определяются из системы интегральных уравнений, которые получаются из (1.5) после подстановки в нее (13), (11). Эта система имеет следующий вид:

$$\int_0^a \eta \frac{\chi_1(\eta)}{\mu_1} F_{31}(\eta, r) d\eta = \int_0^a \eta \frac{\chi_1(\eta)}{D} G_1(\eta, r) d\eta - p_1(r),$$

С целью приведения системы (14) к виду удобному для численного решения над ней необходимо проделать преобразования аналогичные изложенным в [10]. Для дальнейшего решения задачи вводятся в рассмотрение функции:

$$T_1(\lambda) = \int_0^a \eta \chi_1(\eta) J_0(\lambda \eta) d\eta; T_2(\lambda) = \int_0^a \eta \chi_2(\eta) J_1(\lambda \eta) d\eta. \quad (15)$$

На первое и второе уравнение полученной системы производится действие операторами:

$$\begin{aligned} D_1[f] &= \frac{d}{dx} \int_0^x \frac{y dy}{\sqrt{x^2 - y^2}} \int_y^x f(r) dr, \\ D_2[f] &= \frac{d}{dx} \int_0^x \frac{r f(r)}{\sqrt{x^2 - y^2}} dr. \end{aligned}$$

В полученные после этого уравнения подставляется представление $T_k(\lambda)$ косинус - интегралами Фурье:

$$T_1(\lambda) = \frac{2}{\pi} \int_0^a \varphi_1(\tau) \cos \lambda \tau d\tau,$$

$$T_2(\lambda) = \frac{2}{\pi} \int_0^a \varphi_2(\tau) \sin \lambda \tau d\tau. \quad (16)$$

Функции $\varphi_k(\tau)$ связаны с реальными скачками напряжений по формулам:

$$\begin{aligned} \chi_1(\eta) &= \frac{2}{\pi} \int_\eta^a \varphi_1(\tau) \frac{d}{d\tau} \left(\frac{1}{\sqrt{\tau^2 - \eta^2}} \right) d\tau, \\ \chi_2(\eta) &= -\frac{2}{\pi} \int_\eta^a \varphi_2(\tau) \frac{d}{d\tau} \left(\frac{1}{\sqrt{\tau^2 - \eta^2}} \right) d\tau, \\ \varphi_1(\tau) &= \int_\tau^a \frac{\eta \chi_1(\eta)}{\sqrt{\eta^2 - \tau^2}} d\eta; \quad \varphi_2(\tau) = \int_\tau^a \frac{\tau \chi_2(\eta)}{\sqrt{\eta^2 - \tau^2}} d\eta, \\ & 0 \leq \tau < a, \end{aligned}$$

$$\varphi_1(\tau) \equiv 0; \quad \varphi_2(\tau) \equiv 0, \quad \tau > a. \quad (17)$$

В результате вышеуказанных действий над системой (14) найдено, что функции $\varphi_k(\tau)$, ($k = 1, 2$) являются решениями следующей системы интегральных уравнений:

$$\begin{aligned} \frac{1+\xi^2}{4} g_1(\zeta) + \frac{1}{2\pi} \int_{-1}^1 g_1(y) [Q_3(y-\zeta) + W_1(y, \zeta)] dy = f_1(\zeta) \\ \frac{1+\xi^2}{4} g_2(\zeta) + \frac{1}{2\pi} \int_{-1}^1 g_1(y) W_3(y, \zeta) dy + \\ + \frac{1}{2\pi} \int_{-1}^1 g_2(y) \left[-\frac{2m_0}{\varepsilon} \ln|y-\zeta| + Q_4(y-\zeta) + W_2(y, \zeta) \right] d\zeta = f_2(\zeta), \\ -1 < \zeta < 1. \end{aligned} \quad (18)$$

При выводе уравнений (18) также были введены обозначения:

$$\begin{aligned} \tau = ay, \quad x = a\zeta, \quad \varphi_k(ay) = \mu_1 a g_k(y), \quad (k = 1, 2) \\ \kappa_0 = a\kappa_2, \quad \frac{\gamma}{\kappa_2} = d_k, \quad \xi = \frac{\kappa_1}{\kappa_2}, \quad (k = 1, 2). \end{aligned} \quad (19)$$

Функции $Q_k(y-\zeta)$, $k = 3, 4$ находятся согласно формул:

$$\begin{aligned} Q_k = Q_{k1}(p) + iQ_{k2}(p) \quad k = 3, 4; \\ Q_{31}(p) = \frac{\pi\kappa_0}{2} \operatorname{sign}(p) (A_2(\kappa_0 p) - \xi^3 A_2(\kappa_0 p) - \xi^3 J_1(\kappa_0 p)), \\ Q_{41}(p) = \frac{\pi\kappa_0}{2} \operatorname{sign}(p) (\xi^3 A_2(\xi\kappa_0 p) - A_2(\kappa_0 p) - J_1(\kappa_0 p)), \\ Q_{32}(p) = \kappa_0 (2S_1(\kappa_0 p) - 2\xi^3 S_1(\xi\kappa_0 p) + \xi^3 S_2(\xi\kappa_0 p)), \\ ; \\ Q_{42}(p) = \kappa_0 (2\xi^3 S_1(\xi\kappa_0 p) - 2S_1(\kappa_0 p) + S_2(\kappa_0 p)), \\ A_1(x) = J_0(x) - \frac{J_1(x)}{x}; \quad A_2(x) = J_1(x) - \frac{2J_1(x)}{x^2} + \frac{J_0(x)}{x}, \\ S_1(x) = \sum_{m=0}^{\infty} a_m x^{2m}; \quad S_2(x) = \sum_{m=0}^{\infty} b_m x^{2m}, \\ a_0 = \frac{1}{3}; \quad b_0 = 1; \quad a_m = \frac{(-1)^m (m+1)}{(2m-1)!! (2m+1)!!}, \\ b_m = \frac{(-1)^m}{(2m-1)!! (2m+1)!!}; \quad m = 1, 2, \dots \end{aligned} \quad (20)$$

Функции: $W_k(y, \zeta)$, $k = 1, 2, 3$ являются результатом действия на функции Грина (10) и их производные дифференциальными операторами D_1, D_2 и вычисления соответствующих интегралов, введения обозначений (19) и исключения из результата разрывной составляющей. Эти функции соответственно равны:

$$W_2(y, \zeta) = \frac{2m_0}{\varepsilon} (D(z) - B \cos q_{02} z),$$

$$D(z) = (\ln|z| - ci(q_{02}|z|)) +$$

$$+ 2 \sin^2 \frac{q_{02}|z|}{2} ci(q_{02}|z|) - \sin(q_{02}|z|) si(q_{02}|z|).$$

$$W_1(z) = \frac{\xi_0}{q_{01}^2 \varepsilon^2} (D_0^+(z) - D_0^-(z)),$$

$$W_3(z) = \frac{\xi_0}{2\varepsilon^2 q_{01}} (A^+(q_{01}z) + A^-(q_{01}z)),$$

$$\begin{aligned} A^-(q_{01}z) = -\operatorname{sign}(z) (\sin(q_{01}|z|) ci(q_{01}|z|) - \\ - \cos(q_{01}|z|) si(q_{01}|z|)), \end{aligned}$$

$$A^+(q_{01}z) = -\operatorname{sign}(z) \times$$

$$\begin{aligned} \times \left((C + \ln q_{01}|z|) shq_{01}|z| - \frac{1}{2} (e^{+q_{01}|z|} S_3(-q_{01}|z|) - e^{-q_{01}|z|} S_3(-q_{01}|z|)) \right) \\ D_0^-(q_{01}z) = -\cos q_{01}|z| ci(q_{01}|z|) - \sin q_{01}|z| si(q_{01}|z|), \\ D_0^+(q_{01}z) = (1 - chq_{01}|z|) \ln|z| - (C + \ln q_{01}|z|) chq_{01}|z| - \\ - \frac{1}{2} (e^{-q_{01}|z|} S_3(q_{01}|z|) + e^{-q_{01}|z|} S_3(-q_{01}|z|)), \end{aligned}$$

$$S_3(q_0|z|) = \sum_{k=1}^{\infty} \frac{(q_0|z|)^k}{k \cdot k!}; \quad \xi_0 = \frac{6(1-\nu_0^2)}{(1+\nu_1)} e_0; \quad e_0 = \frac{E_1}{E_0}.$$

В правых частях уравнения (18) при действии на включение нормальной гармонической силы следует считать:

$$f_1(\zeta) \equiv 0; \quad f_2(\zeta) \equiv 0.$$

При взаимодействии с включением плоской продольной волны:

$$f_1(\zeta) = i\alpha; \quad f_2(\zeta) = 0.$$

Если с включением взаимодействует цилиндрическая волна расширения-сжатия, то

$$f_1(\zeta) = \frac{id_1 \alpha}{b_1} \cos(\xi \kappa_0 b_1 \zeta); \quad f_2(\zeta) = -\alpha \sin(\xi \kappa_0 b_1 \zeta),$$

а если цилиндрическая волна поперечного сдвига, то

$$f_1(\zeta) = \beta \cos(\kappa_0 b_2 \zeta); \quad f_2(\zeta) = \frac{\beta d_2}{b_2} \sin(\kappa_0 b_2 \zeta).$$

Приближенное решение системы интегральных уравнений.

Для построения приближенного решения системы уравнений (18) производится замена его системой алгебраических уравнений при помощи квадратурной формулы Гаусса и специальной квадратурной формулой для интеграла с логарифмической особенностью [11]:

$$\int_{-1}^1 \ln|y - y_k| g(y) dy = \sum_{m=1}^n B_{km} g_m, \quad g_m = g(y_m), \quad (21)$$

$$B_{km} = \frac{2n+1}{2n} \times$$

$$\times \left((1-y_k) \ln(1-y_k) + (1+y_k) \ln(1+y_k) - 2 + \sum_{j=1}^{n-1} \frac{P_j(y_m)}{2j+1} (Q_{j+1}(y_k) - Q_{j-1}(y_k)) \right),$$

где: y_k , $k = 1, 2, \dots, m$ - корни многочлена Лежандра:

$$P_j(x) - \text{многочлен Лежандра,}$$

$$Q_j(x) - \text{присоединение функции Лежандра.}$$

В результате этого из (18) получена система линейных алгебраических уравнений:

$$\frac{1+\xi^2}{4}g_{1j} + \frac{1}{2\pi}\sum_{m=1}^n A_m g_{1m} [Q_3(\acute{o}_m - \acute{o}_k) + W_1(\acute{o}_m - \acute{o}_k)] = f_1(\acute{o}_k),$$

$$\frac{1+\xi^2}{4}g_{2j} + \frac{1}{2\pi}\sum_{m=1}^n A_m g_{1m} W_3(\acute{o}_m - \acute{o}_k) + \frac{1}{2\pi}\sum_{m=1}^n A_m g_{2m} \times$$

$$\times \left[-\frac{2m_0}{\varepsilon} B_{km} + Q_4(\acute{o}_m - \acute{o}_k) + W_2(\acute{o}_m - \acute{o}_k) \right] = f_2(\acute{o}_k). \quad (22)$$

После решения системы (22) неизвестные функции $g_k(\acute{o})$ приближаются интерполяционным многочленом :

$$g_k(y) = \sum_{m=1}^n g_k(y_m) \frac{P_n(y)}{(y-y_m)P'_n(y_m)}, \quad k = 1, 2. \quad (23)$$

Концентрация напряжений в матрице вблизи включения оценивается с помощью безразмерных коэффициентов интенсивности напряжений (КИН) N_1 и N_2 , приближенное значение которых определяется формулой:

$$K_j = \lim_{r \rightarrow a-0} \sqrt{a-r} \chi_j(r),$$

$$K_j = \sqrt{2a} \mu_1 N_j, \quad N_j = \frac{g_j(1)}{\pi} = \sum_{m=1}^n \frac{g_j(y_m)}{(1-y_m)P'_n(y_m)},$$

$$(j = 1, 2). \quad (24)$$

Численный анализ концентрации напряжения.

С помощью формул (24) выполнено численное исследование почастотной зависимости безразмерных значений КИН, результаты этих исследований показаны в виде графиков. Чтобы выяснить влияние на значение КИН именно жесткости включения, сначала считалось, что включение и матрица имеют одинаковую плотность и коэффициент Пуассона ($\bar{\rho} = 1, \nu_0 = \nu_1 = 0,25$). Результаты этих исследований, показаны на рис.1 – рис.3. Кривые на этих рисунках отвечают указанному значению отношения модулей упругости матрицы и включения.

На рис. 1 показана зависимость $|N_1|$ от безразмерного волнового числа для случая, когда на включение действует плоская продольная волна. Кривая, построенная, для отношения модулей упругости $e_0 = 10^{-5}$ целиком совпадает с соответствующей кривой для абсолютно жесткого включения. С уменьшением жесткости включения сначала убывает и уровень концентрации напряжений возле него. Потом зависимость КИН от волнового числа приобретает сложный вид с большим количеством максимумов, в которых значения КИН могут превышать те, что отвечают абсолютно жесткому включению.

Что касается поведения $|N_2|$, то его значения в этом случае близки к нулю. Это свидетельствует о том, что в условии (1.5) другим слагаемым, которое учитывает поворот сечения включения в случае действия плоской продольной волны можно пренебречь.

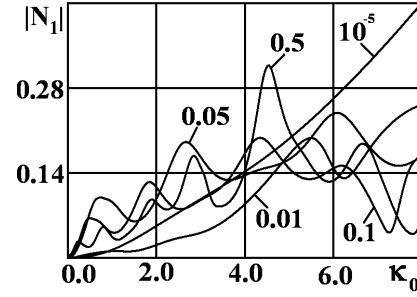


Рис.1. Зависимость $|N_1|$ от безразмерного

волнового числа при действии на включение плоской продольной волны

Fig.1. The dependence $|N_1|$ of the dimensionless wave number when exposed to the inclusion of a plane longitudinal wave

Графики на рис.2 иллюстрируют зависимость $|N_1|$ от волнового числа при действии на включение продольной цилиндрической волны. При расчетах считалось, что волновая постоянная определенная в (19) $d_1 = 0,9$. Кривая построенная при $e_0 = 10^{-5}$ совпадает с соответствующей кривой для абсолютно жесткого включения. При убывании жесткости включения поведение этого коэффициента аналогично предыдущему случаю. Но для упругих включений значительного превышения значений $|N_1|$, которые соответствуют, абсолютно жесткому включению не наблюдается. Коэффициент интенсивности напряжений $|N_2|$ для данного случая ($d_1 = 0,9$) при тех же значениях волновых чисел, что и для $|N_1|$ меньше и $|N_2|$ для упругого включения не превышает его значения для включения абсолютно жесткого.

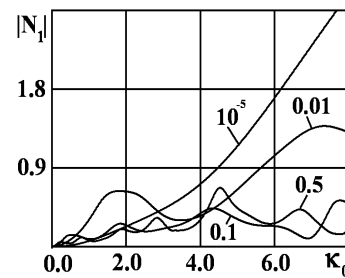


Рис.2. Зависимость $|N_1|$ от волнового числа при

действии на включение продольной цилиндрической волны

Fig.2. The dependence $|N_1|$ on the wave number by the action of the inclusion of longitudinal cylindrical wave

На рис.3 показан график зависимости $|N_2|$ от волнового числа при действии на включение цилиндрической волной сдвига. Считалось, что волновая постоянная $d_2 = 0,9$. Кривая, построенная

для $e_0 = 10^{-3}$ совпадает с кривой, которая соответствует абсолютно жесткому включению. При уменьшении жесткости включения сначала наблюдается уменьшение значения КИН, но для $e_0 > 0,1$ монотонное убывание значений КИН нарушается. Зависимость КИН от волнового числа стаёт более сложной. При действии цилиндрической волной сдвига, превышение значения КИН для упругого включения наблюдается в области высоких частот ($\kappa_0 > 8$) его значений для абсолютно жестких.

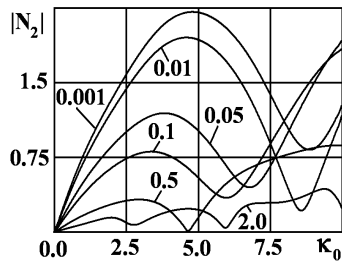


Рис.3. Зависимость $|N_2|$ от волнового числа при действии на включение цилиндрической волной сдвига

Fig. 3. The dependence $|N_2|$ on the wave number by the action to include a cylindrical wave shift

Что касается поведения $|N_1|$, то для упомянутого случая его значения меньше $|N_2|$ при тех же значениях волновых чисел. С уменьшением жесткости включения уменьшаются и значения $|N_1|$ возле него, но осложняется вид зависимости КИН от волнового числа.

С целью выяснения возможности рассмотрения включений большой жесткости, при реальных расчетах на прочность было проведено вычисление КИН для некоторых реальных материалов. Результаты этих расчетов приведены на рис.4.

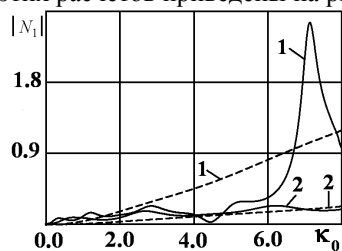


Рис.4. Зависимости коэффициентов интенсивности напряжений для некоторых реальных материалов

Fig. 4. Dependencies stress intensity factors for some real materials

Сплошные кривые построены при учете упругости включения, пунктирные в предположении, что включение является абсолютно жестким. Включение считалось стальным, а для матрицы допускали два вида материалов. Кривые 1 отвечают случаю, когда материал матрицы бетон, кривые 2 построенные в предположении, что материал матрицы свинец. Кривые на рис.4 показывают

зависимость $|N_1|$ от безразмерного волнового числа при действии на включение плоской продольной волной. Можно видеть, что учет упругости включения существенно влияет как на значение КИН так и на вид его зависимости от волнового числа. Сравнение кривых 1 и 2, которые отвечают близким значениям модулей упругости, ($e_0 = 0,071, e_0 = 0,08$) показывают, что концентрация напряжений возле включения существенно зависит и от отношения других физических постоянных – плотности и коэффициента Пуассона. При взаимодействии с плоской продольной волной наблюдаются волновые числа, при которых КИН имеет максимум и в котором его значения значительно превышают, те, что отвечают абсолютно жесткому.

ВЫВОДЫ

Таким образом, анализ численных расчетов показывает, что при росте жесткости включения значение КИН стремится, к тому, которую соответствует абсолютно жесткому. Но совпадение наблюдается при отношении модулей упругости порядка $10^{-4} - 10^{-5}$, которое не может быть реализовано для большинства материалов, применяющихся в деталях машин и сооружениях. Поэтому для точных расчетов на прочность необходимо учитывать упругие свойства включения.

Учет поворота сечения при изгибе включения, практически не влияет на значение КИН возле него при формулировке граничных условий на включении. Это дает возможность исследовать независимо концентрацию напряжений при изгибе и растяжении включения.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Михаськів В.В., Хай О.М. 1993.** Теорії прочності упругих тел з плоскими жорсткими включеннями в полі устоявихся динамічних навантаж. // *Машинознавство*. №3, 17-22. (Україна).
2. **Михаськів В.В., Калиняк О.І. 2005.** Нестационарні возмущення трьохмерної упругої матриці з жорстким дисковим включенням // *Фізико-хімічна механіка матеріалів*. 41, № 2. 7-15. (Україна).
3. **Datta S.K. 1970.** The diffraction of a plane compressional elastic wave by a rigid circular disk // *Quarterly of applied mathematics*. V.XXVIII, №1, 1-14.
4. **Kit H.S., Kunets Ya. I., Yemets V.F. 1999.** Elastodynamics scattering from a thinwalled inclusions of low rigidity// *Int. J. of Engineering Science*, v. 37. 331-343.
5. **Кот Г.С., Кунець Я.І., Михаськов В.В. 2003.** Динамічна концентрація напружень в неограниченному тілі з тонким упругим дискообразним включенням // *Доп. НАН України*. № 8. 41-44. (Україна).
6. **Кит Г.С., Кунець Я.І., Михаськів В.В. 2004.** Взаємодія стаціонарної хвилі з тонким дискообразним включенням малої жорсткості в

- упругом теле // Известия РАН. Механика твердого тела. № 5. 82–89.
7. **Гринченко В.Т., Мелешко В.В. 1981.** Гармонические колебания и волны в упругих телах. К.: Наук. думка,–283.
 8. **Перцев А.К., Платонов Э.Г. 1987.** Динамика оболочек и пластин. Л.: Судостроение. 316.
 9. **Попов Г.Я. 1999.** Построение разрывных решений дифференциальных уравнений теории упругости для слоистой среды с межфазными дефектами // Доклада РАН, т.364. №6. 759-763.
 10. **Александров В.М., Сметанин Б.И., Соболев Б.В. 1993.** Тонкие концентраторы напряжения в упругих телах. Г. :Наука, 224 .
 11. **Назарчук З.Т. 1989.** Численное исследование дифракции волн на цилиндрических структурах. К.: Наук. думка. 256.
 12. **Лехницкий С.Г. 1954.** Распределение напряжений в анизотропной пластинке с эллиптическим упругим ядром (плоская задача). Инженерный сборник, т. 19, 83-106.
 13. **Лехницкий С.Г. 1977.** Теория упругости анизотропного тела. М.: Наука. 416.
 14. **Лехницкий С.Г., Солдатов В.В. 1961.** Влияние положения эллиптического отверстия на концентрацию напряжений в растягиваемой анизотропной пластинке. Изв. АН СССР. Отд-ние техн. наук. Механика и машиностроение, №1. С. 3-8.
 15. **Любчак В.А., Фильптинский Л.А. 1978.** Вторая краевая задача для упругой анизотропной среды, ослабленной криволинейными разрезами. Изв. АН СССР. Механика твердого тела, № 5. 98-102.
 16. **Мартьянович Т.Л. 1979.** К обоснованию решения плоской задачи теории упругости для анизотропной пластинки с криволинейным отверстием. Изв. АН СССР. Механика твердого тела, № 6. 146-151.
 17. **Мартьянович Т.Л. 1978.** Точное решение второй основной задачи для анизотропной пластинки с криволинейным отверстием. В кн.: Математические методы и физико-механические поля. Вып. 7. 32-38.
 18. **Мартьянович Т.Л. 1977.** Точное решение задачи об изгибе анизотропной пластинки с отверстием. Журнал прикл. мех. и техн. физ. № 5, 168-177.
 19. **Пелех Б.Л. 1965.** К определению коэффициентов концентрации при изгибе плит с отверстиями. Прикл. механика, №7. 139-143.
 20. **Пелех Б.Л., Лазько В.А. 1982.** Слоистые анизотропные пластины и оболочки с концентраторами напряжений. Киев: Наук, думка. 295.

symmetry passes through the center of the inclusion). Inclusion is assumed fully adhered to the matrix. The method of solution is based on the representation of the displacement of the reflected wave discontinuous solution of the equations of Lamé. This makes it possible after the implementation of the boundary conditions reduce the initial problem to a system of integral equations for voltage sags in the middle plane of the inclusions. After a series of transformations of this system of equations to a system of Fredholm integral equations of the second kind. The solution of this system is numerically collocation method. With the dependence of the solution found near a busy state of the switching frequency of the waves and the ratio of the elastic constants of the matrix and inclusions.

Key words: stress concentration, a circular elastic inclusion of axially symmetric wave.

**INTERACTION OF HARMONIC WAVES
WITH A THIN ELASTIC CIRCULAR INCLUSION
IN CONDITIONS CLUTCH FULL MATRIX**

Summary. The article describes the solution of the problem of determining the concentration of stresses near a thin elastic inclusion in the form of a circular disk, which is unlimited elastic body (matrix). On inclusion are axially symmetric harmonic elastic waves (the axis of

ИССЛЕДОВАНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ДИЗЕЛЬ-ГАЗОТУРБИННОЙ УСТАНОВКИ С ТЕРМОХИМИЧЕСКОЙ РЕГЕНЕРАЦИЕЙ ТЕПЛА

Александр Чередниченко

Национальный университет кораблестроения имени адмирала Макарова

Пр. Героев Сталинграда, 9, Николаев, Украина.

E-mail: cherednichenko.aleksandr65@gmail.com

Oleksandr Cherednichenko

Admiral Makarov National University of Shipbuilding

Heroiv Stalingrada Ave., 9, Nikolaev, Ukraine. E-mail: cherednichenko.aleksandr65@gmail.com

Аннотация. Основной целью исследования является математический анализ взаимосвязей термодинамических параметров газотурбинной установки с термохимической регенерации теплоты и характеристик двигателя внутреннего сгорания, который работает на продуктах конверсии. При математическом моделировании процессов эффективность конверсии оценивалась увеличением теплоты сгорания. Затраты тепла отходящих газов, необходимые для осуществления конверсии топлива определены тепловым балансом термохимического реактора. В качестве критерия эффективности установки принят удельный расход топлива. Проведен анализ температурных потенциалов сбросного тепла разных тепловых двигателей. Проанализирована схема комбинированной дизель-газотурбинной установки с термохимической регенерацией тепла отходящих газов путем паровой конверсии этанола и определена ее эффективность. Приведены результаты исследования методами математического моделирования показателей энергоэффективности установки. Результаты исследований могут быть использованы при проектировании энергетических установок стационарных и мобильных объектов. Установлено, что для располагаемого температурного диапазона отходящих газов современных серийных газотурбинных двигателей схема установки наиболее эффективна для этанола.

Ключевые слова: газотурбинный двигатель, термохимическая регенерация, конверсия топлива, альтернативные топлива, показатели эффективности.

ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМЫ

За последующие 30 лет (2010–2040 годы) потребности человечества в энергии по прогнозам специалистов увеличатся более чем в полтора раза [1]. Основной источник энергии – углеводородное органическое топливо, добыча которого все усложняется при всевозрастающих энергозатратах [2].

Согласно закону Эйнштейна полная энергия тела (энергия покоя) для любого энергоносителя составляет $9 \cdot 10^{10}$ МДж/кг. Так как энергия в топливе содержится в виде, непригодном для ее непосредственного использования, то при существующем уровне техники и технологий возможно весьма незначительное использование полной энергии. Например, при сжигании в качестве топлива метана с удельной низшей

располагаемой теплотой сгорания 50 МДж/кг удается извлечь не более $9 \cdot 10^{-6}$ % полной энергии.

Одним из перспективных направлений, позволяющим улучшить не только показатели энергоэффективности, но и экологические характеристики энергоустановок на базе тепловых двигателей является термохимическая регенерация тепла (ТХР) [3–6]. При этом за счет сбросного тепла теплового двигателя происходит конверсия базового углеводородного топлива с теплотворной способностью H_U^B в синтез-газ, имеющий более высокую теплотворную способность H_U^K .

АНАЛИЗ ПОСЛЕДНИХ ИССЛЕДОВАНИЙ И ПУБЛИКАЦИЙ

Развернутый анализ публикаций, посвященных исследованиям процессов термохимической конверсии углеводородных топлив выполнен в работе [7]. Большое количество публикаций посвящено исследованию характеристик тепловых двигателей с термохимической регенерацией сбросного тепла [8–10].

Современные подходы к проектированию энергетического оборудования предусматривают повышения эффективности путем применения комбинированных установок [11, 12].

В связи с этим представляет интерес создание математической модели взаимосвязи термодинамических параметров тепловых двигателей комбинированной установки и теххимических показателей углеводородного топлива при его термохимической конверсии.

ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Цель данной работы – исследование методами математического моделирования показателей эффективности комбинированной дизель-газотурбинной установки с термохимической регенерацией тепла.

ИЗЛОЖЕНИЕ ОСНОВНОГО МАТЕРИАЛА

Эффективность установки с термохимической регенерацией тепла может быть исследована методами математического моделирования, при этом многовариантность схемных решений требует выявления взаимосвязей ее элементов методами системного анализа. Предлагаемый в данной работе подход, предпола-

гает упрощенную модель энергетической установки, в которой энергомодуль рассматривается обособленно от комплекса более крупных систем, элементом которых он является.

Технологические, технико-экономические, организационные связи этих систем могут быть заменены соответствующими количественными характеристиками или обобщенным описанием [13].

С точки зрения физико-химических процессов такая энергетическая установка представляет собой энерготехнологический комплекс. Согласно подходу, сформированному в работе [14], целесообразно рассмотреть четыре иерархических уровня: комплекс в целом, подсистем комплекса, группа оборудования подсистем, оборудование входящие в группы.

Энерготехнологический комплекс может быть представлен в виде совокупности подсистем:

- энергетической подсистемы, в которой химическая энергия топлива преобразуется в механическую, электрическую и тепловую энергию;

- подсистемы утилизации тепла, предназначенная для преобразования сбросной теплоты энергетической подсистемы в механическую, электрическую и тепловую виды энергии;

- технологической подсистемы конверсии базового углеводородного топлива.

Таким образом, основными факторами, которые влияют на эффективность энергетической установке с термохимической регенерацией являются:

- температурный потенциал потоков энергоносителей сбросного тепла главных двигателей и их расходы;

- зависимость прироста теплотворной способности продуктов конверсии от температуры реакции

$$\Delta H_U = H_U^K - H_U^B$$

Проведенное ранее автором исследование [15] позволило сопоставить тепловые потенциалы сбросного тепла таких перспективных к применению в энергокомплексах энергетических машин как среднеоборотный дизельный двигатель и газотурбинный двигатель (рис. 1).

Перспективность использования того или иного типа углеводородного топлива при термохимической регенерации может быть проанализирована по зависимости разницы теплотворной способности продуктов конверсии и исходного топлива от температуры реакции (рис. 2). Расчет выполнен с использованием констант равновесия основных реакций при давлении 0,1 МПа.

Анализ полученных результатов позволяет сделать вывод о достаточно высокой эффективности конверсия этанола, для располагаемого температурного диапазона отходящих газов современных серийных ГТД (до 450 °С) [16, 17].

Биоэтанол, достаточно широко используемый в мире как добавка к автобензинам является возобновляемым ресурсом, поэтому паровой риформинг этанола является перспективным выбором базового сырья [18–20].

Методами математического моделирования исследована схема энергокомплекса на базе газотурбинного двигателя UGT2500 (Украина) мощностью

2,8 МВт, отходящие газы которого поступали в термохимический реактор, где отдавали свое тепло для преобразования биотоплива в синтез газ. Была выбрана блочная схема, для отдельного моделирования газотурбинного двигателя и термохимического реактора (рис. 3, 4).

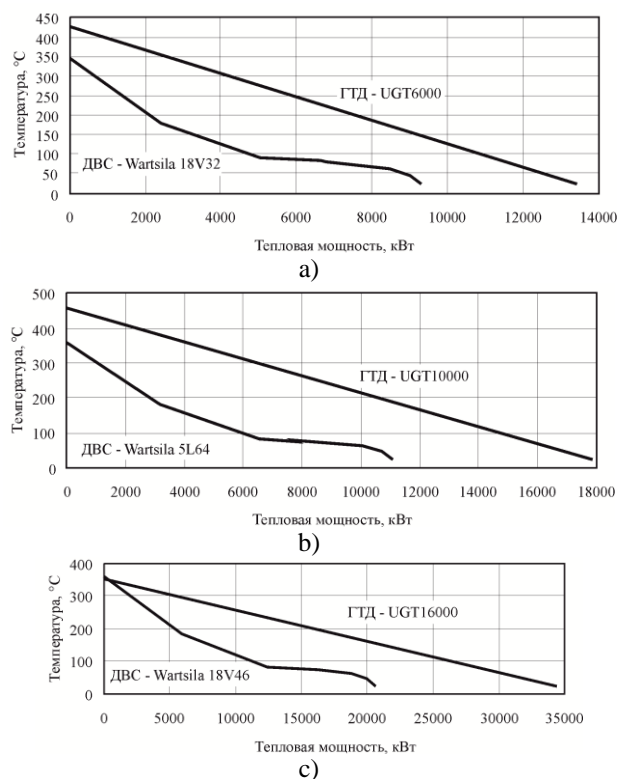


Рис. 1. Зависимость между температурой теплоносителей и тепловой мощностью сбросного тепла для ГТД и СОД:

a) мощность $\approx 6,5$ МВт; б) $\approx 10,5$ МВт; в) ≈ 16 МВт

Fig. 1. Parameters of temperature as a function of heat power of rejected heat from gas turbine engine and diesel engine:

a) power $\approx 6,5$ MW; б) $\approx 10,5$ MW; в) ≈ 16 MW

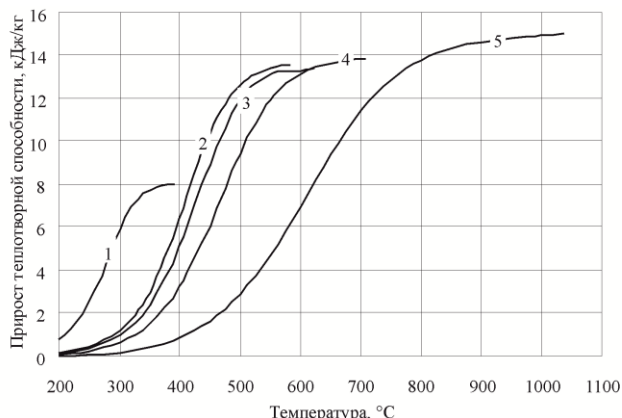


Рис. 2. Зависимость прироста теплотворной способности от температуры реакции паровой конверсии углеводородных топлив:

1 – этанол; 2 – бутан; 3 – пропан; 4- этан; 5- метан

Fig. 2. Parameters of excess fuel calorific value as a function of temperature reaction of steam reforming:

1 – ethanol; 2 – butane; 3 – propane; 4 – ethane; 5 – methane

ИССЛЕДОВАНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ДИЗЕЛЬ-ГАЗОТУРБИННОЙ УСТАНОВКИ С ТЕРМОХИМИЧЕСКОЙ РЕГЕНЕРАЦИЕЙ ТЕПЛА

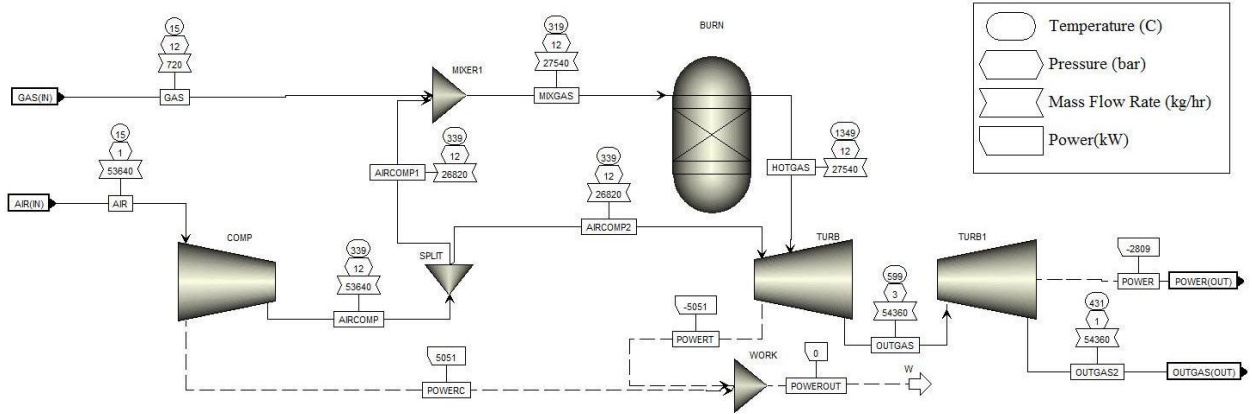


Рис. 3. Схема ГТД
Fig. 3. Scheme of the gas turbine engine

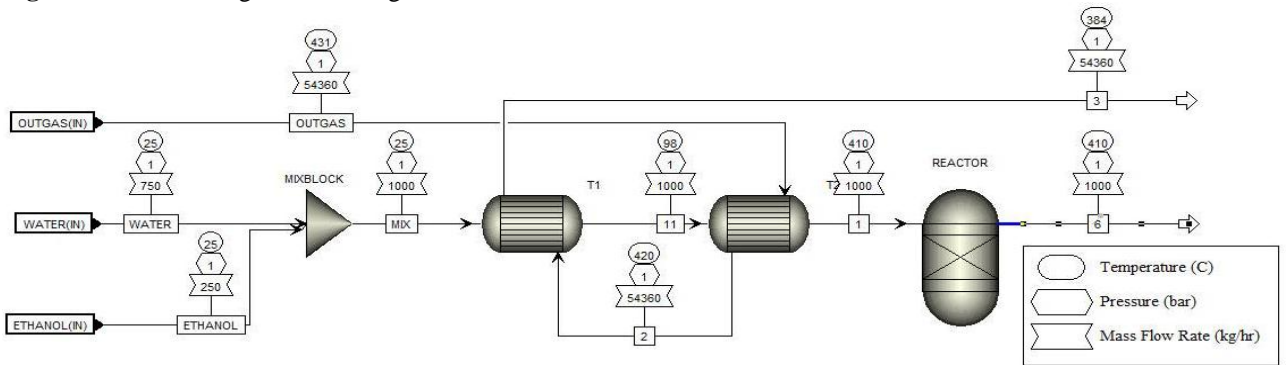


Рис. 4. Схема термохимического реактора
Fig. 4. Scheme of the thermochemical reactor

Подвод тепла к биоэтанолю осуществлялся в две стадии через два теплообменных аппарата. В первом (ТА1) совершалось преобразование жидкой фазы в газообразную, а во втором шел подогрев паровой смеси (ТА2). Исследовано две схемы подключения теплообменников подвода тепла к биоэтанолю (рис. 5).

В результате моделирования было определено, что для первой схемы (ТА1-ТА2) температура конверсии ограничена 365 °С, а для второй схемы (ТА2 – ТА1) температура в реакторе достигает 410°С.

Полученные результаты были использованы при анализе схемы комбинированной дизель-

газотурбинной установки (ДГТУ) с термохимической регенерацией тепла отходящих газов ГТД путем паровой конверсии биоэтанола.

Расчеты показывают, что теплового потенциала отходящих газов газотурбинного двигателя UGT 2500 достаточно, для получения объема синтез-газа необходимого для работы ДВС Wärtsilä 18V46. Отношение мощностей дизельного и газотурбинного двигателя $N_e^{ДВС} / N_e^{ГТД}$ при этом составляет ≈ 6 . Уменьшение удельного расхода топлива для ДВС Wärtsilä 18V46 составляет для биоэтанола 20 % .

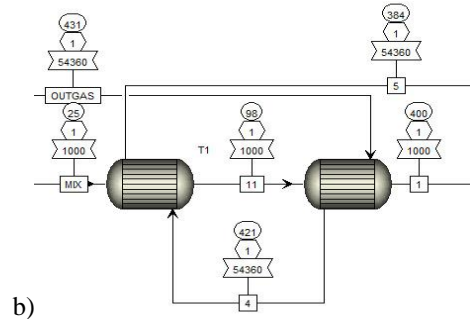
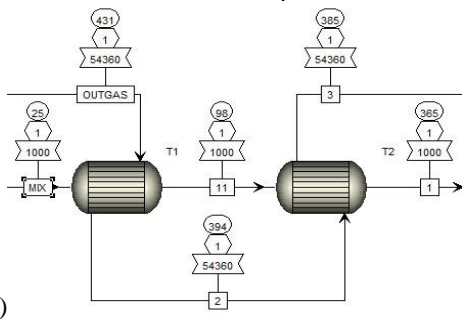


Рис. 5. Схема подключения теплообменников:
a) – ТА1 – ТА2; б) ТА2 – ТА1

Fig. 5. Connection diagram of heat-exchange equipment:
a) – ТА1 – ТА2; б) ТА2 – ТА1

ВЫВОДЫ

1. Потенциал сбросного тепла серийных газотурбинных двигателей достаточен для эффективной конверсии биоэтанола.

2. Потенциал сбросного тепла газотурбинного двигателя может обеспечивать эффективную конверсию биоэтанола при отношении мощностей ДВС и ГТД до 6.

3. При термохимической регенерации сбросного тепла газотурбинного двигателя возможно снижения расхода топлива ДВС до 20 %.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

- International energy outlook 2013. Режим доступа: [www.eia.gov/forecasts/ieo/pdf/0484\(2013\).pdf](http://www.eia.gov/forecasts/ieo/pdf/0484(2013).pdf).
- Брагинский О.Б. 2008.** Цены на нефть: история, прогноз, влияние на экономику. Российский Химический Журнал. т. LI, № 6, 25–36.
- Носач В.Г. 1989.** Энергия топлива. Киев: Наук. думка, 148.
- Верхивкер Г.П., Абу-Ельджадаиль Кахер, Кравченко В.П. 2003.** Химическая регенерация тепла в парогазовых установках. Труды ОПУ. №3, 7.
- Носач В.Г., Шрайбер А.А. 2009.** Повышение эффективности использования биогаза в тепло-энергетических установках с помощью термохимической регенерации. Промышленная тепло-техника. №2, 57–63.
- Кучеренко О.С. 2012.** Оценка эффективности применения термохимической регенерации в ГТУ. Авиационно-космическая техника и технология, №7(94), 76–80.
- Cherednichenko O., Oschip O. 2013.** Indicators of the gas turbine unit with the thermo-chemical heat regeneration. MOTROL – Motoryzacja i energetyka rolnictwa, Lublin. vol. 15, № 2, 165–170.
- Kesser K.F., Hoffman M.A., Baughn J.W. 1994.** Analysis of a Basic Chemically Recuperated Gas Turbine Power Plant. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power. vol. 116, 277–284.
- Carcasci C., Facchini B., Harvey S. 1998.** Design issues and performance of a chemically recuperated aeroderivative gas turbine. Proc Instn Mech Eng. Vol. 212, Part A, 314–329.
- Хрипач Н.А. 2006.** Термодинамический анализ рабочего цикла двигателя с термохимическим генерированием водородного топлива / Н.А. Хрипач, В.Ф. Каменев, В.М. Фомин, С.В. Алешин. International Scientific Journal for Alternative Energy and Ecology (ISJAEE). №4, 45–50.
- MAN Diesel & Turbo Power Plants Programme 2013/14. Режим доступа: www.mandieselturbo.com
- F. Haglind. 2008.** Energy Conversion and Management 49, 3468–3475.
- Попырин Л.С. 1978.** Математическое моделирование и оптимизация теплоэнергетических установок. М.: Энергия, 415.
- Ткач М.Р. 2005.** Моделирование эффективности газотурбинных энергетических установок с дополнительной камерой сгорания на базе альтернативных топлив для специализированных судов. Сб. научн. трудов УГМТУ. Николаев: УГМТУ. №2 (401), 62–70.
- Чердниченко А.К. 2014.** Оценка эффективности термохимической регенерации тепла в дизель-газотурбинной энергетической установке. Научный вестник ХДМА. Херсон: ХДМА. №2 (11). 89–96.
- Horlock H.J. 2003.** Advanced gas turbine cycles. Elsevier Inc., 203.
- Korobitsyn M.A. 1998.** New and Advanced Energy Conversion Technologies. Analysis of Cogeneration, Combined and Integrated Cycles. Enschede: Febodruk BV, 155
- Havrysh V. 2008.** An analysis of economic efficiency of bioethanol use as a motor fuel / V.Havrysh, V.Pilip // Motrol. Motoryzacja i energetyka rolnictwa. Lublin. Tom 10B. 2008, 44–53.
- Rass-Hansen J. 2008.** Steam reforming of technical bioethanol for hydrogen production / J.Rass-Hansen, R.Johansson, M.Moller, C.H.Christensen // International Journal of hydrogen energy. № 33, 4547–4554.
- Batista M.S. 2004.** High Efficiency Steam Reforming of Ethanol by Cobalt- Based Catalysts / M.S.Batista, R.K.S.Santos, E.M.Assaf, J.M.Assaf, E.A.Ticianelli. J. Power Sources, 134 (1), 27–32.

ANALYSIS OF EFFICIENCY OF DIESEL-GAS TURBINE POWER PLANT WITH THERMOCHEMICAL HEAT RECOVERY

Summary. This article discusses efficiency of thermochemical heat recovery of waste heat in energy complexes. Some results of research have been shown. The main aim of the research is the enlarged analysis of interrelations of thermodynamic properties of gas turbine plant with the thermochemical heat recovery and internal-combustion engine specification which operates on the conversion of fuel. At the mathematic simulation the efficiency of conversion was estimated with the magnification factor of the calorific value. The heat balance of the thermochemical reactor determined the heat input of exhaust gases. The specific fuel oil consumption was resolved as the efficiency criterion of the unit. The analysis of the temperature potentials of waste heat of the medium speed diesel engine and gas turbine engine is provided. A scheme of combined diesel-gas turbine power plant with the thermochemical heat recovery of exhaust gases with the steam conversion of hydrocarbon fuel is considered. The efficiency of this scheme in operation on different fuels is determined. The results of research may be used in the development of power plants of mobile and stationary facilities. It is determined that the ethanol and butane conversion is the most effective for the disposable temperature range of exhaust gases of modern commercial gas turbine engines.

Key words: conversion of fuel; gas turbine engine, ethanol, thermochemical regeneration, fuel calorific value, specific fuel oil consumption

ФОРМИРОВАНИЕ СИСТЕМ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ТРУБОПРОВОДОВ ГИДРОПРИВОДОВ ТЕХНИЧЕСКИХ ОБЪЕКТОВ

Сергей Пастушенко

*Черноморский государственный университет имени Петра Могилы
Ул. 68 Десантников, 10, Николаев, Украина. E-mail: Sergei.Pastushenko@gmail.com*

Sergei Pastushenko

*Petro Mohyla Black Sea State University
Troopers 68 Str., 10, Nikolaev, Ukraine. E-mail: Sergei.Pastushenko@gmail.com*

Аннотация. В статье приведен механизм формирования систем технологических трубопроводов гидроприводов технических объектов, который основывается на построении и анализе математических моделей гидравлических систем с использованием элементов теории графов. В контексте рассматриваемой проблемы, автором проведен анализ структурных компонентов гидравлических систем с точки зрения их энергетического влияния на функционирование системы. Обосновано использование манхэттенской метрики для выбора метода расчета расстояний трубопроводов между отдельными элементами технического устройства. Предложено зависимости для определения основных параметров пассивных компонентов гидравлической цепи. Освещены особенности структурного графа при решении задач анализа и оптимизации систем технологических трубопроводов гидроприводов технических объектов.

Предложено формировать математическую модель гидравлической цепи технической системы на основе независимых уравнений: вершин, циклов и полюсных уравнений пассивных компонентов цепи, с использованием структурного графа.

Рассмотрено пример реализации предлагаемой методики, для формирования принципиальной схемы гидропривода: построен и проанализирован структурный граф; на основании уравнений полной потери напора и массового расхода построен информационный граф и составлена соответствующая ему матрица смежности. Экономическую составляющую расчетов систем технологических трубопроводов гидроприводов технических объектов предложено основывать на оптимизации диаметра технологического трубопровода при заданном расходе жидкости. Изложены основные положения предлагаемого аппроксимационно-топологического метода оптимизации гидравлических цепей.

Ключевые слова: гидропривод, гидравлическая цепь, топология, структурный (информационный) граф, оптимизация.

ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМЫ

Одним из важнейших элементов технических объектов является система технологических трубопроводов (СТТ). От эффективности работы СТТ во многом зависят технико-экономические

показатели, а также уровни надежности и безопасности технического объекта.

Основные задачи конструкционной или монтажно-технической разработки технической системы следующие: выбор оптимального объемно-планировочного решения, т. е. компоновки всей системы и ее отдельных элементов; оптимальное размещение технологических операторов (элементов) установки в заданном объеме пространства; выбор конструкций и разработка трасс технологических трубопроводов. При этом должно быть обеспечено условие эффективного решения по выбранному критерию оптимизации.

Рациональная компоновка всех элементов данной технической установки должна обеспечивать [1]: полное соответствие условиям функционирования технической системы; максимальную безопасность производства и эксплуатации оборудования и установки в целом; удобство монтажа и ремонта; выполнение условия промышленной эстетики. Кроме того, необходимо сопоставлять экономию или, наоборот, дополнительные затраты как производственно-монтажные, так и эксплуатационные, которые присущи разным вариантам компоновки элементов установки и взаимосвязи между ними.

АНАЛИЗ ПОСЛЕДНИХ ИССЛЕДОВАНИЙ И ПУБЛИКАЦИЙ

Рациональное формирование гидравлических СТТ целесообразно основывать на методах теории графов. Для этого следует изобразить технологическую модель гидравлической цепи в виде структурного графа. Это позволяет представить систему уравнений математической модели анализируемой цепи в обобщенной упорядоченной форме.

Структурный граф (СТГ) [2–4] – это взвешенный ориентированный циклический граф, отображающий в данном случае структуру гидравлической цепи, а также особенности распределения расходов и давлений по элементам цепи [5]. Дуги структурного графа называют полюсным графом идеального компонента гидравлической цепи. Они отображают идеальные составляющие гидравлической цепи, а именно гидравлические сопротивления, емкости и индуктивности, источники расхода потоков и источники давлений. Все дуги графа, отображающие

источники расхода потоков и источники давлений, объединяются в структурном графе в одну общую, базовую вершину.

Вершины структурного графа отображают точки соединения отдельных компонентов гидравлической цепи между собой.

Дуги структурного графа определяются значениями двух переменных: последовательной, которой является расход потока Q , и параллельной, определяемой перепадом давления по концам дуги.

Вершины графа определяются узловым значением параллельной переменной, а именно давлением, замеренным относительно базовой вершины графа, в качестве которой выбирается атмосферное давление p_0 .

ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Для выполнения расчетов удобно пользоваться информационным графом (ИГ) — это ориентировочный граф, отображающий логико-информационные связи между уравнениями, входящими в систему уравнений математической модели исследуемого объекта. Вершины ИГ соответствуют уравнениям, а дуги — входным и выходным информационным переменным.

Вопросы технико-экономической оптимизации гидравлических цепей широко освещены в литературе, поэтому мы ограничимся ссылками на наиболее рекомендуемые источники [6–8].

Заслуживают внимания алгоритмы автоматизированного расчета с сосредоточенными параметрами, основанные на методе Ньютона-Рафсона (Н-Р-метод), разработанные В. В. Кафаровым и его школой [9–11]. Этому методу присуща линеаризация системы уравнений на каждом шаге вычислительного процесса, что позволяет использовать особенности топологической структуры гидравлической цепи, представленной в виде

структурного графа. Это существенно снижает размерность системы уравнений и, следовательно, общий объем вычислений с использованием компьютерной техники. Этот метод оптимизации обеспечивает ускоренную сходимость вычислительных процедур.

ИЗЛОЖЕНИЕ ОСНОВНОГО МАТЕРИАЛА

Решение задачи размещения оборудования и отдельных элементов технической системы связано с решением задач трассирования технологических трубопроводов. Предлагается (В.В. Кафаров) использовать следующую схему взаимосвязей между элементами технической системы (рис. 1).

Трубопроводы технических систем, соединяющие насосы с технологическими аппаратами и приборами, обладают гидравлическим сопротивлением. При течении жидкости (сжимаемой или капельной) по технологическим трубопроводам в них создается перепад давления, значение которого зависит от расхода жидкости Q , длины и трассировки трубопровода. Различают следующие компоненты гидравлической системы.

Гидравлические резистивные (пассивные) компоненты являются элементами гидравлической цепи, поглощающими кинетическую энергию при движении жидкости. К ним относятся элементы гидравлической цепи, вызывающие гидравлическое сопротивление: участки (прямолинейные и криволинейные) трубопроводов, трубопроводная арматура, элементы конструкций установки и т. д.

Гидравлические индуктивности — это элементы, для которых характерен инерционный эффект массы вещества, движущейся в гидравлической цепи.

Активные компоненты — это элементы, предназначенные для создания потенциальной или кинетической энергии.

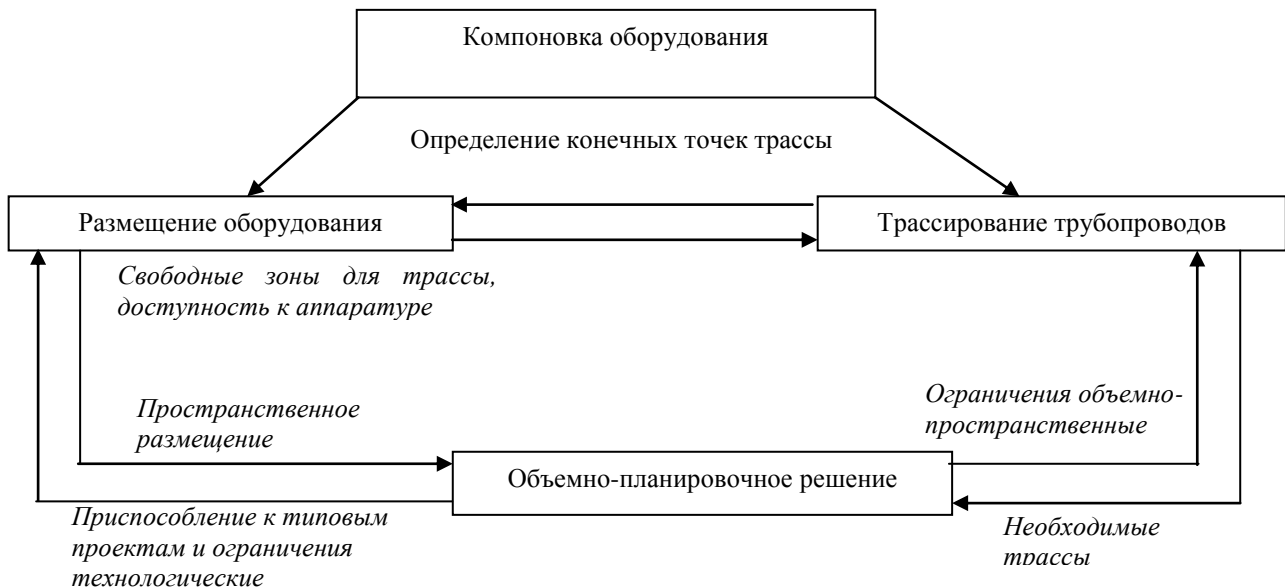


Рис. 1. Структура взаимосвязей при компоновке оборудования с учетом трассировки трубопроводов
Fig. 1. The structure of the link in the configuration of the equipment considering tracing of pipelines

ФОРМИРОВАНИЕ СИСТЕМ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ТРУБОПРОВОДОВ ГИДРОПРИВОДОВ ТЕХНИЧЕСКИХ ОБЪЕКТОВ

Источниками потенциальной энергии гидравлической цепи являются насосы [12]. Насосы, не обладающие потоком утечки, собственное сопротивление которых равно нулю или бесконечно велико (в зависимости от схемы компоновки), будем называть идеальными, их введение удобно для выполнения расчетов, так как они позволяют при заданном значении одного из параметров работы (напоре или производительности) получить значение другого параметра.

К идеальным насосам давления относят насосы, имеющие значительную высоту нагнетания (поршневые, шестеренчатые и т. д.), а также напорные баки, ресиверы и дроссели.

К источникам кинетической энергии относят элементы гидравлической цепи [13–14], которые обеспечивают заданные расходы технологических потоков при произвольных давлениях в аппаратах и емкостях. Источниками потока гидравлической цепи являются как идеальные насосы потока (насосы, имеющие высокую производительность, – центробежные насосы, вентиляторы), так и неидеальные насосы потока (устройства, которые обеспечивают отбор заданных расходов жидкости, – теплопроводы с клапанами-регуляторами расхода).

При математической формулировке задачи для определения наиболее целесообразной компоновки элементов технического устройства необходимо выбрать метод расчета расстояний между этими элементами, связанными при помощи технологических трубопроводов. Для этой цели могут быть использованы евклидова или манхэттенская метрики. В первом случае расстояние между объектами определяется как кратчайший отрезок между началом и концом соответствующей трассы трубопровода. Однако, расстояние между объектами более целесообразно определять по манхэттенской метрике, согласно которой длина участка трубопровода, связывающего объекты, определяется по сторонам параллелепипеда, построенного на начальной и конечной точках трубопровода, т.е. по соотношению:

$$L_{ij} = |X_{si} - X_{sj}| + |Y_{si} - Y_{sj}| + |Z_{si} - Z_{sj}|, \quad (1)$$

где: $X_{si}, Y_{si}, Z_{si}, X_{sj}, Y_{sj}, Z_{sj}$ – координаты трубопровода, связывающего i -й и j -й аппараты, $|Z_{si} - Z_{sj}|$ – абсолютная величина координат начальной и конечной точек трубопровода.

Для анализируемой гидравлической цепи примем, что геометрические параметры технологического трубопровода, физические параметры жидкости и режимы течения известны. Следовательно могут быть определены коэффициенты сопротивления трения λ и коэффициенты местного сопротивления $\xi_{м.с.}$ для каждого участка трубопровода. В соответствии с постановкой задачи для каждой пассивной компоненты гидравлической цепи можно записать полусное уравнение:

$$p_i(s) = z_i [\lambda, \xi_{м.с.}, Q_i^{n-1}(s)] Q_i(s), \quad (2)$$

где: $p_i(s)$ – давление (перепад давлений), $z_i [\lambda, \xi_{м.с.}, Q_i^{n-1}(s)]$ – гидравлический импеданс, в частном случае гидравлическое сопротивление i -й пассивной компоненты гидравлической цепи, s – комплексная переменная преобразования Лапласа, n – константа, зависящая от числа Рейнольдса Re , i – номер компоненты гидравлической цепи, $Q_i(s)$ – расход жидкости.

Для гидравлических цепей технических систем, как правило, характерен квадратический закон гидравлического сопротивления [15], т. е. $n = 2$. В таком случае уравнение каждой пассивной компоненты гидравлической цепи имеет вид:

$$p_i(s) = z_i [\lambda, \xi_{м.с.}, Q_i^{n-1}(s)] Q_i(s) = r_i (\lambda, \xi_{м.с.}) |Q_i(s)| Q_i(s), \quad (3)$$

где: r_i – коэффициент гидравлического сопротивления i -й пассивной компоненты.

В отдельных случаях при расчете гидравлической цепи целесообразно использовать понятие гидравлической проводимости, равной $1/r$.

Укажем на ряд особенностей структурного графа при решении задач анализа и оптимизации систем технологических трубопроводов [16].

Исключая базовую вершину, каждая i -я вершина графа обладает собственной проводимостью $\xi = 1/r$. Две смежные вершины графа имеют взаимную проводимость. Собственная проводимость ξ_{ii} вершины i равна сумме проводимостей ветвей структурного графа, расположенных между данной и базовой вершинами, в тех случаях, когда все остальные вершины графа объединены с базовой вершиной.

Полюсные уравнения идеальных компонентов-источников, отображаемых активными дугами структурного графа, – это заданные функции. Для источников давлений $p_j^0 = p_j^0(t)$, для источников расходов: $Q_j^0 = Q_j^0(t)$, как было указано, p_j^0 и Q_j^0 – заданные функции.

Математическая модель гидравлических цепей отражает расходы потоков и давлений. Указанные уравнения двух типов соответствуют уравнениям вершин и уравнениям циклов.

В каждой i -й вершине структурного графа гидравлической цепи для расходов потоков справедливо уравнение баланса расходов, или уравнение вершин, которое записывается так:

$$\sum_{j=1}^k S_{ij} Q_j(t) = 0, \quad (4)$$

где: $Q_j(t)$ – расход потока, соответствующий j -й ветви графа, S_{ij} – элемент матрицы инцидентий структурного графа.

Уравнение баланса давлений для i -го цикла СТГ гидравлической цепи, или уравнение циклов (контуров), имеет вид:

$$\sum_{j=1}^l k_{ij} p_j(t) = 0, \quad (5)$$

где: $p_j(t)$ – давление, соответствующее j -й ветви графа, k_{ij} – элемент матрицы циклов структурного графа.

Заметим, что уравнения вершин и контуров структурного графа отображают взаимосвязь между переменными компонентами гидравлической цепи, обусловленную ее структурой.

Если на некотором i -м участке трубопровода, входящем в гидравлическую цепь, существует активный напор H_i^0 , то перепад давления p_i на этом участке определяется уравнением:

$$p_i = p_i^0 + r_i |Q_i| Q_i, \quad (6)$$

где: p_i – давление (перепад давления), Па, p_i^0 – источник давления, Па, $r_i = r_i(\lambda_i, \xi_{м.с. i})$ – коэффициент гидравлического сопротивления участка, Q_i – массовый расход потока, кг/с.

В итоге укажем, что математическая модель гидравлической цепи технической системы, составленная с использованием структурного графа, состоит из трех независимых уравнений: вершин (4), уравнений циклов (5) структурного графа и полюсных уравнений пассивных компонентов цепи (2).

В качестве приложения предлагаемой методики построения структурных графов гидравлических цепей, рассмотрим схему гидропривода (рис. 2).

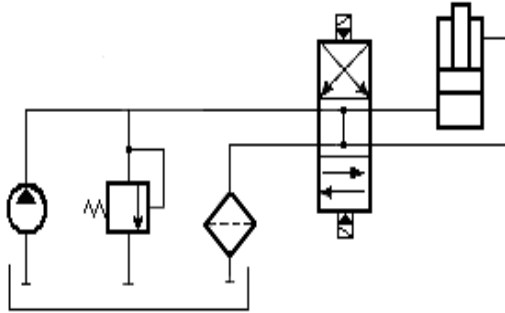


Рис. 2. Принципиальная схема гидропривода
Fig. 2. Schematic diagram of the hydraulic drive

Структурный граф дает полное представление о компонентах (гидравлических сопротивлениях, емкости, источниках давлений и расходов потоков жидкости), а также о взаимосвязи между отдельными компонентами.

Основными уравнениями для гидравлического расчета технологических трубопроводов являются уравнение потери напора ΔH и уравнение расхода потока Q .

Пусть трубопровод состоит из n участков труб с коэффициентами трения $\lambda_1, \lambda_2, \dots, \lambda_n$, длинами L_1, L_2, \dots, L_n , диаметрами D_1, D_2, \dots, D_n и площадями поперечных сечений S_1, S_2, \dots, S_n . Пусть также в рассматриваемом трубопроводе имеется m местных сопротивлений с коэффициентами $\xi_1, \xi_2, \dots, \xi_m$. Кроме того, будем считать, что по этому трубопроводу жидкость поднимается на высоту h .

Для упрощения расчетных формул выразим все скорости v_i через одну, а именно v_1 . Такое

Для анализа методами теории графов выделим гидравлическую цепь (рис. 3).

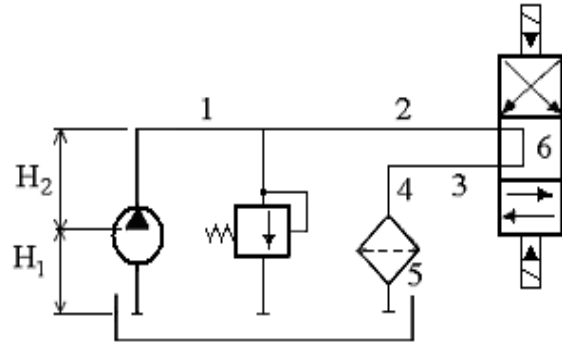


Рис. 3. Подсистема гидропривода, схема которого изображена на рис. 2

Fig. 3. Subsystem of a hydraulic drive, diagram of which shown in fig. 2

Построим структурный граф этой гидравлической цепи (рис. 4).

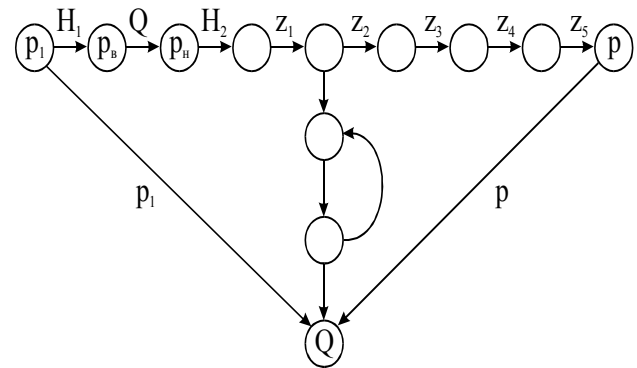


Рис. 4. Структурный граф, соответствующий гидравлической цепи, приведенной на рис. 3

Fig. 4. Structural graph, corresponding to the hydraulic circuit given in fig. 3

представление скорости вытекает из уравнения неразрывности:

$$v_1 S_1 = v_2 S_2 = \dots = v_n S_n.$$

Тогда полная потеря напора при стационарном течении определяется соотношением:

$$f_1 \rightarrow \Delta H = h + \frac{v_1^2}{2g} \left[\sum_{i=1}^n \frac{\lambda_i L_i}{D_i} \left(\frac{S_1}{S_2} \right)^2 + \sum_{k=1}^m \xi_k \left(\frac{S_1}{S_2} \right)^2 \right]. \quad (7)$$

Уравнение для массового расхода имеет вид:

$$f_2 \rightarrow Q = \left(S_1 / \sqrt{\xi_{сис\tau}} \sqrt{2g/\Delta H - h} \right). \quad (8)$$

В формулах (7) и (8) кроме указанных выше, приняты следующие обозначения: g – ускорение свободного падения; $\xi_{сис\tau}$ – определяется из выражения в квадратных скобках в уравнении (7).

На основе уравнений (7) и (8) построим информационный граф и соответствующую ему матрицу смежности (рис. 5).

ФОРМИРОВАНИЕ СИСТЕМ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ТРУБОПРОВОДОВ
ГИДРОПРИВОДОВ ТЕХНИЧЕСКИХ ОБЪЕКТОВ

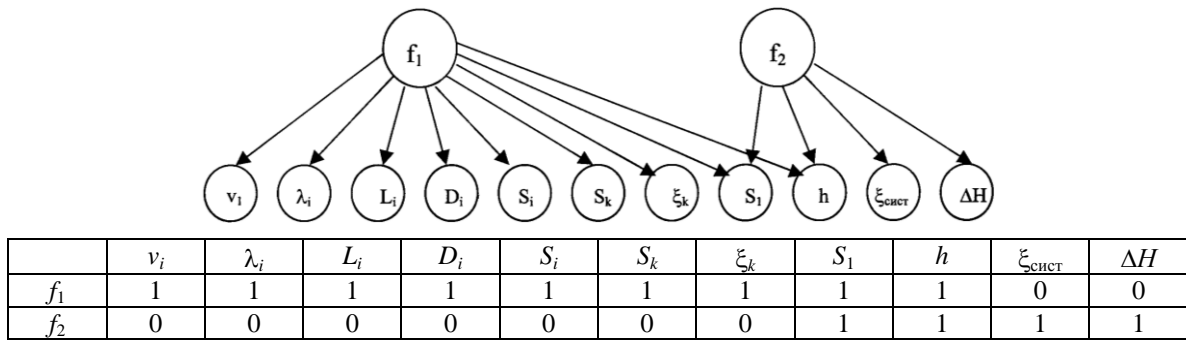


Рис. 5. Информационный граф и матрица смежности, построенные для уравнений (7) и (8)
Fig. 5. Information graph and adjacency matrix constructed for the equations (7) and (8)

Кроме технических расчетов необходимо выполнить и расчет экономический [17–18]. В этом случае задача сводится к определению оптимального диаметра технологического трубопровода при заданном расходе жидкости. Чем меньше диаметр трубопровода, тем меньше его стоимость. Вместе с тем, следует учитывать, что с уменьшением диаметра трубопровода при том же расходе жидкости увеличивается ее скорость, а следовательно, растут потери напора. Оптимальным надо считать тот диаметр, при котором сумма затрат средств на перекачивание жидкости и на амортизацию насоса и трубопроводов будет наименьшей. Для этого задаются несколькими значениями скорости движения жидкости и определяют значения соответствующих диаметров. Выполнив сравнительный анализ различных вариантов, принимают наилучший из них.

Основываясь на материале работы [9], изложим основные положения аппроксимационно-топологического метода оптимизации

$$\Pi_i = \Pi_{0_i} + \left. \frac{\partial \Pi_i^T}{\partial \mathbf{M}} \right|_{\mathbf{M}=\mathbf{M}_0} (\mathbf{M} - \mathbf{M}_0) + (\mathbf{M} - \mathbf{M}_0)^T \left[\left. \frac{\partial^2 \Pi_i}{\partial \mathbf{M} \partial \mathbf{M}} \right|_{\mathbf{M}=\mathbf{M}_0} \right] (\mathbf{M} - \mathbf{M}_0), \quad (10)$$

где: Π_i – переменная состояния на i -м участке новой гидравлической цепи (расход или перепад давления), \mathbf{M} – вектор варьируемых параметров источников, $\left[\frac{\partial^2 \Pi_i}{\partial \mathbf{M} \partial \mathbf{M}} \right]$ – матрица Гессе, $\left[\frac{\partial \Pi_i}{\partial \mathbf{M}} \right]$ – вектор-градиент переменной Π_i по варьируемым параметрам, индекс 0 относится к исходной гидравлической цепи.

Для определения переменных состояний (расход или давление) новой гидравлической цепи следует в уравнение (10) подставить её значения параметров соответствующих варьируемых источников.

ВЫВОДЫ

Автором предложены следующие методы анализа и оптимизации гидравлических цепей:

1. Метод расчета систем уравнений математических моделей гидравлических цепей с

гидравлических цепей. Для решения задачи оптимизации принимается следующее:

– для рассматриваемой гидравлической цепи, в которой перемещается поток жидкости, полюсные уравнения пассивных компонентов могут быть сформулированы в виде уравнения (3);

– топологические модели, представленные в виде структурных графов исходной и новой гидравлических цепей изоморфны [19];

– для рассматриваемых вариантов задаются конечные диапазоны изменения расходов и давлений по всем участкам гидравлической цепи:

$$Q_{\min} \leq Q \leq Q_{\max}; P_{\min} \leq p \leq P_{\max}. \quad (9)$$

При этом принимается, что во всем диапазоне варьирования значений давления направление движения технологических потоков не изменяется. Такое требование обусловлено условиями функционирования технологических процессов данной технической системы.

Для построения экстраполяционных формул используется метод аппроксимации, основанный на рядах Тейлора [20]:

учетом топологических особенностей цепи с использованием метода Ньютона–Рафсона.

2. Структурно-оптимизационный метод расчета систем уравнений математических моделей гидравлической цепи с учетом её топологических особенностей.

3. Метод переменной метрики для расчета системы уравнений математической модели гидравлической цепи. Метод представляет собой модификацию метода Ньютона–Рафсона.

Каждый из приведенных методических подходов имеет свои особенности и преимущества по объему вычислений, сходимости итерационного расчета, топологической структуре графа.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Пастушенко С.И., Яхно О.М. 2004. Повышение эффективности использования энергии в

- гидравлических механизмах сельскохозяйственных машин. Промышленная гидравлика и пневматика. №1(3), 92-98.
2. **Оре О. 1968.** Теория графов. М.: Наука, 352.
 3. **Басакер Р., Саати Т. 1974.** Конечные графы и сети. М.: Наука, 368.
 4. **Харари Ф. 1973.** Теория графов. М.: Мир, 300.
 5. **Кафаров В.В., Мешалкин В.П. 1991.** Анализ и синтез химико-технических систем. М.: Химия, 432.
 6. **Пшеничный Б.Н. 1962.** Расчет энергетических сетей на электронных вычислительных машинах. ЖВМ и МФ. Т. 2, № 5. 942–947.
 7. **Койда Н.У. 1965.** Теоретические предпосылки общего технико-экономического расчета гидравлических сетей на цифровых автоматических машинах. Известия вузов. Строительство и архитектура. № 5, 102–106.
 8. **Салыга В.И., Зайцев И.Д. 1979.** Автоматизация проектирования непрерывных производств. Аппаратурно-технологические компоновки. Киев: Техника, 160.
 9. **Кафаров В.В., Мешалкин В.П. 1984.** Современные методы автоматизированного конструкционного проектирования промышленных объектов с большим количеством трубопроводов. Дополнение к книге: Леймет Л. Методы проектирования. М.: Мир, 313–331.
 10. **Кафаров В.В., Мешалкин В.П., Каплинский В.Я. 1981.** Аппроксимационно-топологический метод анализа гидравлических цепей химико-технологических систем. Доклады АН СССР. Т. 258, № 2. 424–428.
 11. **Кафаров В.В., Мешалкин В.П., Каплинский В.Я. 1981.** Структурно-аппроксимационный метод расчета стационарных режимов гидравлических цепей химико-технологических систем. Доклады АН СССР. Т. 258, № 5. 1162–1166.
 12. **Дашенко А., Николенко И., 2008.** Повышение энергетической эффективности силовых агрегатов гидравлических систем. MOTROL Commission of Motorization and Power industry in Agriculture Polish Academy of Sciences Branch in Lublin V. 10 A, 30–39.
 13. **Андренко П., Панамарева О. 2012.** Исследование волновых процессов в гидроагрегате питания гидросистем. MOTROL Commission of Motorization and Power industry in Agriculture Polish Academy of Sciences Branch in Lublin. V. 14. 3–9.
 14. **Husak O., Yevtushenko A., Panchenko V., Fedotova N., 2009.** Design of the essentially type of axial pump. MOTROL Commission of Motorization and Power industry in Agriculture Polish Academy of Sciences Branch in Lublin. V. 11A, 11–19.
 15. **Идельчик И.Е. 1975.** Справочник по гидравлическим сопротивлениям. М.: Машиностроение. 559.
 16. **Пастушенко С.И. 2010.** Оптимальное проектирование структурных схем гидропривода сельскохозяйственной техники методами теории графов. Труды Таврийской государственной агротехнической академии. Вип. 10, Т. 7. Мелітополь, 262 – 274.
 17. **Пастушенко С.И. 2010.** Особенности метода теории графов для анализа систем гидроприводов сельскохозяйственных машин. MOTROL Commission of Motorization and Power industry in Agriculture Polish Academy of Sciences Branch in Lublin. V. 12A, 37 – 43.
 18. **Черкашенко М.В. 2001.** Автоматизация проектирования систем гидро- и пневмоприводов с дискретным управлением. Харьков: НТУ “ХПИ”, 182.
 19. **Кафаров В.В., Мешалкин В.П., Сиваев С.Б. 1986.** Метод синтеза оптимальных химико-технологических систем. Доклады АН СССР. № 3, 689–693.
 20. **Никольский С.М. 1983.** Курс математического анализа. Т. 1. М.: Наука, 431.

FORMATION OF TECHNOLOGICAL PIPELINES HYDRODRIVE TECHNICAL OBJECTS

Summary. The paper presents a mechanism of formation of the technological pipeline systems of hydraulic drives in engineering objects, which is based on the creating and analysis of of hydraulic model systems using elements of graph theory. In the context of this problems, the analysis of structural components of the hydraulic systems was made from the point of view of their energy influence on the system functioning. The usage of Manhattan metrics was explained for choosing a method of calculation of distances between the individual elements of pipelines technical device. Is suggested dependence for determining the basic parameters of passive components of the hydraulic circuit. Covered the structural features of the graph at solving the problems of the analysis and optimization of industrial pipelines hydraulic drives of engineering objects.

It is proposed to form a mathematical model of the technical systems hydraulic circuit based on independent equations: vertices, cycles and polar equations of passive circuit components, with usage of structural graph.

Considered the example of the implementation for the proposed methodology for the formation of the concept hydraulic drive: constructed and analyzed the structure graph; on the basis of equations of a total loss pressure and mass flow of information graph is built and compiled the corresponding matrix adjacency. The economic component calculation systems of technological pipelines of hydraulic drives of technical facilities are proposed to be based on the optimization of the diameter of technological pipeline by a predetermined flow rate. Sets out the main provisions of the proposed approximating topological optimization method of hydraulic circuits.

Key words: hydraulic drive, hydraulic circuit, topology, structural (informational) graph, optimization.

РАСЧЕТ КАРКАСОВ ПЕРЕМЕННОГО СЕЧЕНИЯ С ГИБКОЙ СТЕНКОЙ

Вячеслав Шебанин, Владимир Богза, Сергей Богданов, Иван Хилько

Николаевский национальный аграрный университет

Ул. Парижской коммуны 9, Николаев, Украина. E-mail: rector@mnaeu.edu.ua

Viacheslav Shebanin, Vladymyr Bogza, Sergei Bogdanov, Ivan Hilko

Nikolaev National Agrarian University

St. Paryzka Komuna, 9, Nikolaev, Ukraine. E-mail: rector@mnaeu.edu.ua

Аннотация. В работе показаны основные подходы к методике расчетов прочности, надежности и устойчивости элементов стального каркаса металлических конструкций. Работа гибкой стенки характеризуется практическим отсутствием стадии докритического сопротивления. В реальных конструкциях деформация стенки от начала нагрузки возникает не по плоскостной схеме, а за счет перераспределения изгибов, изменение их значений и направления. Процесс перераспределения обусловлен как характером исходных изгибов, так и переменной гибкостью стенки, что приводит к неопределенному его развитию до такого состояния, когда под действием преобладающего усилия характер деформаций составляет соответственно сжатие или сдвигу. В зависимости от соответствия какого-либо участка или сечения для предельного состояния каркаса в целом может приниматься своя величина с целью обеспечения требуемого уровня надежности конструкции. Окончательное корректирование размеров должно учитывать конструктивные требования, предъявляемые к каркасу здания (наклон покрытия, методы крепления ограждающих конструкций и т.п.), что приводит к отступлению от условия равнопрочности и тем более к равнопредельности всех сечений, но обеспечивает наиболее рациональное к ним приближение.

Ключевые слова: Гибкая стенка, стальной каркас, площадь сечения каркаса, длина сечения каркаса, запас прочности, надежность стальной конструкции, устойчивость металлического каркаса.

ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМЫ

Результаты испытаний, разработанного стального каркаса с гибкой стенкой и поясами из холодногнутых профилей приведены в [1]. В этой работе рассмотрены основные подходы к расчетной оценке прочности и устойчивости элементов стального каркаса.

АНАЛИЗ ПОСЛЕДНИХ ИССЛЕДОВАНИЙ И ПУБЛИКАЦИЙ

В [2] регламентирован расчет только разрезных балок с гибкой стенкой и плоскими листовыми поясами. Теоретическая основа этих регламентаций приведена в работах Б.М.Броуде, А.А.Евстратова, В.В.Бирюлева и других. Принципиальные подходы и рекомендации этих работ использовались при

разработке рассматриваемого стального каркаса и первичной оценки его несущей способности. Однако вследствие конструктивных особенностей каркаса основным критерием для разработки расчетных положений являются результаты натурных испытаний рамы прогибом 30 м, составленной из универсальных элементов длиной 3 м.

ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Испытания показали [1], что основные усилия сжатия N и изгиб M , воспринимаются поясами элементов с примыкающей к ним части стенки сечения. Работа гибкой стенки характеризуется практическим отсутствием стадии докритического сопротивления. В реальных конструкциях при толщине стенки $t_m \leq 4$ мм глубина изгибов сопоставима с толщиной и достигает $4t_m$, вследствие чего деформация стенки от начала нагрузки возникает не по плоскостной схеме, а за счет перераспределения изгибов, изменение их значений и направления. Процесс перераспределения обусловлен как характером исходных изгибов, так и переменной гибкостью стенки, что приводит к неопределенному его развитию до такого состояния, когда под действием преобладающего усилия характер деформаций составляет соответственно сжатие или сдвигу. Поставим задачу: на элементы конструкции каркаса действует нагрузка, которая представляет собой случайную функцию времени, вероятностные характеристики которой известны. Требуется определить размеры переменного сечения конструкции исходя из заданной надежности. А так же необходимо рассчитать значение коэффициента запаса прочности k при переменных сечениях поясов, значение коэффициента K необходимого для определения размеров переменного сечения стального каркаса и выдать рекомендации для определения надежности стальной конструкции в целом. Под мерой надежности H будем понимать вероятность того, что не разу за срок службы T максимальное напряжение S не превысит несущей способности стальной конструкции R .

ИЗЛОЖЕНИЕ ОСНОВНОГО МАТЕРИАЛА

На участках каркаса, где имеет место довольно большая поперечная сила Q , независимо от величин

N и M , деформирование стенки происходит под влиянием сдвига с образованием упругих диагональных складок. Такой тип смещенной деформации вызывает у стенки дополнительные нормальные растягивающие напряжения [4]:

$$\sigma_{\alpha} = 2Q/t_{\omega}h_{\omega} \sin 2\alpha, \quad (1)$$

где: α – угол наклона диагональной складки к плоскости, которая воспринимает поперечную нагрузку. В этих условиях определение до критической составляющей поперечной силы, которая обусловлена соотношением, $t \leq t_{cr}$, а также определение критических t_{cr} и Q_{cr} не имеет смысла. Наиболее напряженной, что подтверждают измерения при испытании, есть часть стенки, которая примыкает к поясам. Она получает влияние трех составляющих мембранных напряжений, $\sigma_N, \sigma_M, \sigma_Q$ и касательного τ . Прочность этих участков предлагается проверять на уровне примыкания поясов условием:

$$\sigma_{i\delta\delta a} = \sqrt{\sigma_{N+M}^2 + \sigma_Q^2 - \sigma_{N+M} + 3\tau^2} \leq R_{yn}. \quad (2)$$

При определении, σ_N и σ_M в геометрических характеристиках каждого сечения должны учитываться своя редуцированная высота стенки согласно рекомендациям [2], а при определении σ_Q и τ должна учитываться полная высота стенки.

Уравнение:

$$\sigma_{i\delta\delta a} = R_{yn}. \quad (3)$$

Предлагается рассматривать как предельное состояние соответствующего сечения элемента каркаса. Меньшее из нагрузок, при которых достигается условие (3) в одном из сечений, предлагается считать предельным по прочности нагрузкой для каркаса в целом. Одновременно должна быть проверена прочность поясов как самостоятельных элементов. Пояса работают как внецентрово сжатые или растянутые стержни под действием продольной силы:

$$N_f = 0.5N \pm M / (h_0 - v_f), \quad (4)$$

и местного изгибающего момента:

$$M_f = N_f v_f. \quad (5)$$

Который возникает вследствие прогиба (сближения) поясов при вспучивании стенки. Величину v_f предлагается определять как смещение опоры балки прогибом, который равен высоте сечения h в середине сечения, ось которого изогнута по синусоиде (сечение через две складки сдвига) с амплитудой $4t_{\omega}$.

Расчетная длина пояса в плоскости стенки:

$$l_{ef} = 0.7l_x, \quad (6)$$

где: l_x – длина сечения, расстояние между элементами жесткости, которые создают опоры поясам. При проверке поясов на срез следует учитывать прирост Q_f за счет проекции усилия N_f в направлении Q_f . Проверка устойчивости сжатого пояса в обеих плоскостях выполняется с учетом деформированной схемы по предельному условию взаимодействия:

$$[N/N_u + M/M_u(1 - N/N_{cr})] \leq 1, \quad (7)$$

где: $N = N_f$ и $M = M_f$ – наибольшие расчетные усилия в поясе проверяемого сечения элемента каркаса:

$$N_u = R_{ywf} A_f, \quad (8)$$

$$M_u = R_{ywf} W_{fpt}, \quad (9)$$

где: A_f – площадь сжатого пояса с частью стенки, которая равна $0.5h_{ored}$; где W_{fpt} – пластический момент инерции этой плоскости; $N_{cr} = N_{fcr}$ – наименьшая для сечения пояса критическая эйлерова сила центрального сжатия. Рассмотрим элементы стальной конструкции, максимальное напряжение S в которых линейно зависят от нагрузки q :

$$S = Kq, \quad (10)$$

где: коэффициент K связан простыми зависимостями с размерами поперечных сечений элемента стальной конструкции. Предположим, что характер действия нагрузки $q(t)$, которая представляет собой случайную функцию, таков, что силами инерции при определении напряжений можно пренебречь. Подставив в уравнение:

$$H = P_0 = \exp\left[-\int_0^T \int_0^{\infty} S f(R, S/t) dS dt\right], \quad (11)$$

уравнение (10), получим выражение для определения коэффициента K . Зная его значение легко найти размеры, поперечного сечения каркаса.

Если $S(t)$ – нормальный стационарный процесс, для $V(R/T)$ имеем:

$$V(R/T) = \frac{T\sigma_s}{2\pi\sqrt{\sigma_s^2 + \sigma_R^2}} \exp\left[-\frac{(m_R - m_s)^2}{2(\sigma_s^2 + \sigma_R^2)}\right]. \quad (12)$$

Отсюда для надежности получим

$$H = \exp\left\{\frac{T\sigma_s}{2\pi\sqrt{\sigma_s^2 + \sigma_R^2}} \exp\left[-\frac{(m_R - m_s)^2}{2(\sigma_s^2 + \sigma_R^2)}\right]\right\}, \quad (13)$$

где: σ_s^2 – дисперсия напряжений в каркасе переменного сечения; σ_R^2 – дисперсия несущей способности стальной конструкции; m_s – математическое ожидание напряжений; m_R – математическое ожидание несущей способности стальной конструкции; T – срок службы стальной конструкции.

Для многих реальных физических процессов корреляционная функция нагрузки может быть аппроксимирована формулой:

$$K_q(\tau) = \sigma^2 e^{-\alpha|\tau|} (\cos \beta\tau + \frac{\alpha}{\beta} \sin \beta|\tau|). \quad (14)$$

Константы α и β подбираются так, что бы экспериментальная кривая $K_q(\tau)$ совпадала с теоретической кривой, построенной по формуле 14. Для этого случая имеем:

$$\sigma_s^2 = K_s(0) = -\frac{d^2}{d\tau^2} K_s(t)|_{\tau=0} = \sigma_s^2(\alpha^2 + \beta^2). \quad (15)$$

С учетом этого запишем выражение для надежности:

$$H = \exp \left\{ -\frac{T\sqrt{\alpha^2 + \beta^2} K \sigma_q}{2\pi\sqrt{K^2\sigma_q^2 + \sigma_R^2}} \exp \left[-\frac{(m_R - Km_q)^2}{2(K^2\sigma_q^2 + \sigma_R^2)} \right] \right\}, \quad (16)$$

из которого можно определить искомый коэффициент K , необходимый для определения размеров поперечного сечения стального каркаса.

В общем случае уравнение (16) удобно решать графически, для чего перепишем его в виде:

$$-\frac{(m_R - Km_q)^2}{2(K^2\sigma_q^2 + \sigma_R^2)} = -\ln \frac{2\pi\sqrt{K^2\sigma_q^2 + \sigma_R^2}}{T\sqrt{\alpha^2 + \beta^2} K \sigma_q}. \quad (17)$$

Для случая $\sigma_R = 0$, выбросы, за которые запрещены уравнение (15) удается разрешить относительно K :

$$K = \frac{m_R}{m_q + \sigma_q \sqrt{2A}}, \quad (18)$$

где:

$$A = -\ln \frac{2\pi(-\ln H)}{T\sqrt{\alpha^2 + \beta^2}}. \quad (19)$$

В том случае, когда уровень выбросы за который запрещены, является случайным с законом распределения Релея, по этому для $V(R/T)$ имеем:

$$V(R/T) = \frac{T}{2\pi} \frac{\sigma_x \alpha}{\sigma_x^2 + \alpha^2}, \quad (20)$$

отсюда по уравнению (11) определим надежность стальной конструкции:

$$H = \exp \left\{ -\frac{T}{2\pi} \frac{\sigma_s \alpha}{\sigma_s^2 + \alpha^2} \right\}. \quad (21)$$

Подставим: $\sigma_s = K\sigma_q$; $\sigma_s = K\sigma_q\sqrt{\alpha^2 + \beta^2}$,

Тогда:

$$H = \exp \left\{ -\frac{TK\sigma_q\sqrt{\alpha^2 + \beta^2}}{2\pi(K^2\sigma_q^2 + \alpha^2)} \right\}. \quad (23)$$

Решая относительно K , получим:

$$K^2 - \frac{\alpha\sqrt{\alpha^2 + \beta^2}}{2\pi\sigma_q(-\ln H)} K + \frac{\alpha^2}{\sigma_q^2} = 0. \quad (24)$$

Обозначив: $\frac{T\sqrt{\alpha^2 + \beta^2}}{2\pi(-\ln H)} = B$, получим окончательно значение коэффициента K :

$$K_{1,2} = \frac{\alpha}{\sigma_q} \left(\frac{B}{2} \pm \sqrt{\frac{B^2}{4} - 1} \right).$$

(25)

Согласно разработанных в этих нормах рекомендаций, в условиях (7) следует принимать: N и M – расчетные усилия в каждом сечении проверяемого элемента; N_{cr} – эйлерова сила центрального сжатия для элементов постоянной длины и сечения, наименьшего в данном элементе, с учетом геометрических характеристик сечения в плоскости изгиба от M ; N_u – предельная сила центрального сжатия для такого стержня; M_u – предельный изгибающий момент для балки приведенной длины постоянного сечения, наибольшего у проверяемого элемента. Коэффициенты приведенной длины являются статическими величинами, определенными численно и эмпирически как зависимости от угла сужения элементов, плоскости его изгиба, типа усилий и вида потери устойчивости – упруго или упруго-пластического. Так для элемента переменного сечения относительно главной оси ее сечения коэффициент определится:

$$g_{pi} = 1 / (1.85g_d + 1), \quad (10)$$

где:

$$g_d \arctg[(h_{\max} - h_{\min}) / 2L](180 / \pi). \quad (11)$$

При необходимости обеспечения пространственной устойчивости $N_u = N_{cr \min}$ и $M_u = M_{cr}$ критическому изгибно-крутящему моменту. Однако у большинства каркасов зданий пространственные потери устойчивости исключены конструктивно, то есть $l \leq l_{cr}$ В этом случае:

$$N_u = R_{yf} A_{red}, \quad (12)$$

а

$$M_u 2l_{red} (R_{yn} - N / A_{red}) / h.$$

(13)

Согласно [4] имеем:

$$l_{cr} = (60 - 40m) i_{\min} \nu(235 / R_{yf}) \text{ при } -1 < m < 0.5,$$

и $l_{cr} = 40 i_{\min} \nu(235 / R_{yf})$ при $m > 0.5$,

где: $m = M_{\min} / M_{\max}$ на закрепленном сечении; i_{\min} – радиус инерции относительно оси наименьшей жесткости сечения, который имеет наиболее полную плоскость.

ВЫВОДЫ

Для создания экономичного каркаса необходимо стремиться к равнопрочности его сечений. Если задаться значением коэффициента запаса прочности k и выразить l_{red} через h_{ω} (при постоянных сечениях поясов), то возможно определить по (13) необходимую высоту h_{ω} в

сечениях с $Q=0$ при $M_u = kM$. При $Q_u = kQ$ и $\sigma_\alpha = R_{yn}$ (1) может быть определена h_0 в сечениях с $M=0$. Промежуточные сечения, как показали расчеты, автоматически не обеспечивают тот же запас прочности и могут вообще не удовлетворять условиям предельного состояния. Поэтому они должны проверяться по (2) и (7), высота сечения должна корректироваться только в сторону увеличения. В зависимости от соответствия какого-либо участка или сечения для предельного состояния каркаса в целом может приниматься своя величина k с целью обеспечения требуемого уровня надежности конструкции. Окончательное корректирование размеров должно учитывать конструктивные требования, предъявляемые к каркасу здания (наклон покрытия, методы крепления ограждающих конструкций и т.п.), что приводит к отступлению от условия равнопрочности и тем более к равнопредельности всех сечений, но обеспечивает наиболее рациональное к ним приближение. Значение коэффициента необходимого для определения размеров переменного сечения каркаса (25) является также основным условием обеспечения устойчивости колонн и ригелей каркаса, как сжатых изогнутых элементов переменного сечения.

Отечественные нормативные документы не дают рекомендаций по расчету устойчивости таких элементов. За рубежом этому вопросу посвящено много работ, результаты которых изложены в их нормативных документах.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

- Naturni vuprobuvannia stalevoi ramy prohynom 30 m.
- DBN V.2.6-163:2010. Stalevi konstruksii. Osnovy proektuvannia.
- Commission of the European Communities. Industrial process building and civil engineering Eurocod N3. Common unified rules for steel structures. Brusseli – Luxemburg, 1984.
- Bakiev M. 1978.** K voprosu o nagruzkah, dejstvujushhij na konstrukcii pokrytija. / M. Bakiev, I. Kuznezov, R. Safin. Mezhevuzovskij sbornik. Vyp. 2, Kazan. 28- 31.
- Baranenko V. 2002.** Genetichni algoritmi v optimalnomu proektuvanni konstrukcij. Ogljad. / V.O. Baranenko. // Pridniprovska DABIA Visnik akademii, № 10. 4-9.
- Bogza V. 1998.** Principy sozdaniya konstruktivnyh form stalnyh karkasov oblegchennogo tipa iz universalnyh elementov. /V. G. Bogza // Metallicheskie konstrukcii, №1. 61-64
- Bogza V. 2005.** Novi tipi silskogospodarskih sporud / V. Bogza, S. Bogdanov Sovremennye stroitelnye konstrukcii iz metalla i drevesiny: Sbornik nauch. tr. - Odessa, ООО «Vneshreklamaservis». 4.2. 4-8.
- Vinogradov A. 1973.** Problema optimalnogo proektirovaniya v stroitelnoj mehanike. /A. I. Vinogradov. Harkov, 167.
- Gemmerling A. 1974.** Optimalnoe proektirovanie metalo konstrukcij. / A. Gemmerling // Stroifelnaja mehanika i raschet sooruzhenij, №4. 10-13
- Gnitko O. 1976.** Rozrahnok nadijnosti stalevih statichno nevznachenih konstrukcij. Zbirnik naukovih prac (galuzeve masini- nobuduvannja, budivnictvo) / O. Gnitko; Vip. 1 Polt. derzh.tehn. un-t im. Jurija Kondratjuka; - Poltava.: PDTU im. Jurija Kondratjuka, 1998.
- Goldenshtejn Ju. B. 2002.** Racionalnoe ochertanie arochnyh konstrukcij pri podvizhnoj nagruzke. / J. Goldenshtejn, M. Solomeshh // Izvestie vuzov, №6. 44-50.
- Zaripov I. 2005.** Legkie metallicheskie konstrukcii angarov iz gnutyh profilej prokata. / I. ZaripovSovremennye problem sovershenstvovaniya i razvitija metallicheskih, derevjannyh, plastmassovyh konstrukcij v stroitelstve i na transporter Sbornik nauchnyh trudov. - Samara.: ООО «SamLJuKS», 370.
- Kunickij L. 1965.** Zakonomemosti vesa i optimalnaja komponovka sploshnyh izgi- baemyh metallicheskih jelementov. / L. Kunickij // Izvestija vuzov. Stroitelstvo i arhitektura. №5. 33-45.
- Ishhenko I. I. 1979.** Legkie metallicheskie konstrukcii odno- jetaznyh proizvodstvennyh zdaniy. - Sprav. posobie pod. red. M.: Stro- izdat. 200.
- Lukjanenko. 2002** Sovremennye problemy stroitelstva. - Doneck: ООО «Lebed», 80- 86.
- Nabokov I. 2002.** Raschet i osobennosti konstruirovaniya stvolov dvutavrovych balok sostavnogo sechenija s maksimalnymi gabaritami / I. Nabokov, E. Lukjanenko // Sovremennye problemy stroitelstva. - Doneck: ООО «Lebed», 80-86.
- Panovko J. 1984.** K voprosu o vybore podema svodov. / J. Panovko. - Sbornik trudov MADI, 129-133.
- Patent Rossijskoj federacii № 20676 96 ot 10.10.96. 6A 16 B 7/20. Razyemnoe soedinenie. / Bogza V.
- Perelmutter A. 1995.** Ob ocenke zhivuchesti nesushhij konstrukcij. Metallicheskie konstrukcii. Raboty shkoly professora N. Streleckogo / A. Perelmutter. M.: MGSU.
- Permjakov V. 2004.** Stijkist ram iz viko- ristannjam dvotavriv zi zminnim pererizom / V. Permjakov, S. Bilik Sb. dokl. VIII Ukr. Nauchno-tehn. konf. 41. K. : «Stal», 498- 503.
- Permjakov V. 2005.** Sovershenstvovanie rascheta na ustojchivost i prochnost dvutavrov s peremennoj vysotoj stenki kak jelementov stalnyh karkasov zdaniy universalnogo naznachenija / V. Permjakov, S. Bilyk. Sovremennye problemy sovershenstvovaniya i razvitija metallicheskih, derevjannyh, plastmassovyh konstrukcij v stroitelstve i na transporte: Sbornik nauchnyh trudov. Samara: ООО « SamLJuKS», 370.
- Pichugin S. 1997.** Ocinka nadijnosti statichno nevznachenih konstrukcij/ S. Pichugin, O. Gnitko // Problemi teorii i praktiki zalizobetonu. — Poltava.
- Pichugin S. 1994.** Metod rascheta nadezhnosti metallicheskih konstrukcij. XL Konferencija Naukova Komitetu Inzynierii Ladoveh I Wodneh Pan I

Komitetu Nauki PZITB. Warszawa: Rzeszow Krynica.

23. **Rudnev V. 1990.** O racionalnoj forme splosnoj uprugoj arki v svjazi s sovremennymi metodami vozvedenija. / V. Rudnev. Trudy MIITa Vyp. 15.
24. **Filin A. 1973.** Ob otyskanii optimalnoj osi trehshamimij sistemy pri rabote ee na neskolkih variantah nagruzki. / A. P. Filin, E. S. Filalaeva. Kazan.: Izd. KGU, 210-219.
25. **Viacheslav Shebanin, Vladimir Bogza, Sergei Bogdanov, Ivan Hilko 2013.** Chislovoj metod opredeleniya napryazhonnogo-deformirovannogo sostoyaniya i kriticheskijh nagruzok poteri ustojchivosti arok. / MOTROL Vol 15, No 2 / Lublin - Rzeszow 2013. 129-132.

CALCULATION CAGE AC SECTION WITH A FLEXIBLE WALL

Summary. The paper shows the main approaches to the calculation methods for durability, reliability and stability of the elements of the steel frame of metal structures. Work flexible wall characterized by practical absence of the subcritical stage of resistance. In real structures deformation of the wall from the beginning of the load does not occur on the planar circuit, but at the expense of redistribution of bends, changing their values and direction. The process of redistribution is due to both the nature of the original curves and variable flexible wall, which leads to uncertainty in its development to the point when under the influence of the dominant forces of the nature of the deformation, respectively compression or shear. Depending upon the compliance of a section or sections for the limiting condition of the frame in its whole can be taken to ensure that the magnitude of the required level of reliability of the design. The final adjustment must take into account the size of the design requirements for the frame of the building (the slope of the coating methods of fastening enclosing constructions, etc.), which leads to a deviation from the conditions of equal strength and especially to ravnopredelnosti all sections, but provides the most rational approach to them.

Key words: Flexible wall, a steel frame, the cross-sectional area of the frame, the length of the frame section, robustness, stability of columns and beams of the frame.

ПРОЧНОСТЬ СТЕРЖНЕВЫХ ЭЛЕМЕНТОВ СТАЛЬНЫХ КОНСТРУКЦИЙ В ОБЛАСТИ ОГРАНИЧЕННЫХ ПЛАСТИЧЕСКИХ ДЕФОРМАЦИЙ ПРИ ПОВТОРНО-ПЕРЕМЕННОМ НАГРУЖЕНИИ

Елена Цепурит¹, Николай Веремеенко²

¹*Николаевский национальный аграрный университет,
Ул. Парижской Коммуны, 9, Николаев, Украина, e-mail: helena_cepurit@mail.ru*

²*Международный классический университет «Украина-Юг»,
Ул. Котельная, 2, Николаев, Украина, e-mail: oksv_nik@mail.ru*

Elena Cepurit¹, Nikolaj Veremeenko²

¹*Nkolaev National Agrarian University,*

St. Paris Commune, 9, Nikolaev, Ukraine, e-mail: helena_cepurit@mail.ru

²*International classical University "Ukraine-South", e-mail: oksv_nik@mail.ru*

St. Kotelnaya, 2, Nikolaev, Ukraine,

Аннотация. Для проверки и усовершенствования методики расчета прочности стержневых элементов металлических конструкций при повторно-переменных погрузках в области ограниченных пластических деформаций с учетом деформированной схемы выполнены теоретические и экспериментальные исследования действительной работы стержней за пределом упругости с целью выяснения возможности повышения нагрузок, которые воспринимаются, и снижения затрат стали при использовании методики, которая предлагается.

С учетом теоремы об упругом характере разгрузки рассмотрены характерные случаи остаточного напряженно-деформированного состояния перереза при действии разных комбинаций внешних усилий и следующем. Для исследования прочности стержневых элементов использовалась методика учета физической и геометрической нелинейности и построение матриц жесткости моно и бистальных стержней с использованием метода переменных параметров, а также методы аппроксимации при нахождении аналитических зависимостей, которые характеризуют величину прогибов в соответствии с точкой приложения сосредоточенной силы. Практическая методика расчета прочности моно-и бистальных стержней реализует принцип сохранения традиционного вида формул, используемых в упругой стадии работы, с дополнением системой корректирующих коэффициентов, соответствующих взаимодействию различных комбинаций изгибающего момента и продольной силы.

Уменьшение жесткости некоторой части длины стержня, на которой развиваются пластические деформации, приводят к изменению реактивных усилий по концам стержня, а также при нагрузке в виде сосредоточенной силы, к общепринятым эпюрам изгибающих моментов в основной системе метода сил достаточно добавить эпюру изгибающих моментов от продольной силы. При этом – прогибы стержня при смещении его концов на единицу и, где – прогибы стержня в остальных указанных случаях. По разрабо-

танной методике и вычисляются коэффициенты для корректировки матрицы жесткости стержня с учетом физической и геометрической нелинейности. В качестве тестовой задачи были вычислены коэффициенты при очень малых значениях пластических деформаций, которые практически совпали с известными значениями для упругой работы материала. Скорректированные матрицы жесткости могут быть использованы для расчета стержневых систем методом перемещений как по недеформированной схеме, так и с учетом деформированной схемы при ограниченном развитии пластических деформаций.

Ключевые слова: деформированная схема, ограниченные пластические деформации.

ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМЫ

Важнейшими задачами в области строительства является достижение высокой экономичности сооружений и конструкций и в то же время обеспечение их надежности при эксплуатации. Одним из главных направлений для их решения является учет возможности снижения расхода металла в строительных конструкциях на стадии проектирования и совершенствование методов расчета инженерных сооружений по предельным состояниям. В связи с этим целью работы является теоретическое и экспериментальное обоснование расчета прочности сжато-согнутого и растянуто-согнутого стальных стержневых элементов строительных конструкций с учетом деформированной схемы по критерию ограниченных пластических деформаций, а также разработка для использования в практике проектирования методики расчета стержневых элементов конструкций при действии повторных нагрузок.

Объектом исследования является напряженно-деформированное (с учетом остаточных напряжений) состояние сечений стержневых элементов в области ограниченных пластических деформаций, а также прочность стержневых элементов при сложном сопротивлении и повторных нагрузках с учетом дефор-

мированной схемы. Предметом исследования выбрана работа сжато - и растянуто-согнутой стержневых элементов статически определенных и неопределенных систем (балочных и рамных конструкций) под воздействием повторных нагрузок.

В основу разработанных методов расчета на прочность стержневых элементов с учетом физической и геометрической нелинейности в области ограниченных пластических деформаций и повторных нагрузок положены экспериментальные методы, опробованные на специальной установке, предназначенной для испытания моделей элементов стальных конструкций, методы классической механики и итерационные методы.

АНАЛИЗ ПОСЛЕДНИХ ИССЛЕДОВАНИЙ И ПУБЛИКАЦИЙ

Анализу расчета конструкций по предельным состояниям посвящены работы ряда авторов.

Начало исследования повторной нагрузки стержневых элементов в области упруго-пластической работы было положено в трудах [1]. Разрабатывая теорию приспособления стальных конструкций за пределом упругости, М.Д. Жудин приводит методику определения теоретических значений деформаций стальных балок в упруго-пластической стадии, а также результаты экспериментального исследования деформаций и прогибов. Им было проведено испытание однопрогонных и двухпрогонных балок прямоугольного сечения на статическую нагрузку и повторную нагрузку с постоянной и переменной схемой нагружения. На основе теоретического и экспериментального исследования им сделан вывод о том, что повторная нагрузка не приводит статически неопределенную конструкцию к разрушению, если основная система остается неизменной, и напряжения в ней не превышают предел текучести.

Случай многократной нагрузки балок исследовался [2] для случая чистого изгиба и [3] для случая изгиба с поперечной силой, причем авторами сделан вывод о невозможности накопления остаточных деформаций при изгибе. Б.М. Броуде выдвинул гипотезу о замыкании пластического шарнира в стенке независимо от напряженного состояния поясов. Используя теорию малых упругих деформаций, он разложил деформации на упругую и пластичные составляющие.

Необходимо отметить, что при исследовании работы металлических конструкций по критерию ограниченных пластических деформаций, например, в [4, 5, 6, 7] и других трудах используется положение об одинаковом виде зависимости интенсивности напряжений-деформаций при изгибе и при получении этой зависимости из опытов на одноосное растягивание, то есть при равномерном поле напряжений.

Кроме линейной зависимости, связь между деформациями и напряжениями в пластичной зоне предоставляется в криволинейном виде [8, 9, 10], а именно: $\sigma = \sigma_e \left(\frac{\varepsilon}{\varepsilon_e} \right)^m$ где: σ и ε - значения напряжений и деформаций на нелинейных участках диаграмм, σ_e и ε_e - пределы пропорциональности для этих вели-

чин. Надаи А.[10] предоставляет показателю степени роль константы, которая равняется: $m = \frac{\varepsilon_B}{1 + \varepsilon_B} \approx \psi_B$, где:

ε_B и ψ_B - соответственно относительные удлинения и поперечное сужение, которые отвечают началу образования шеек на образцах, которые растягиваются.

В работе [11] выполнен анализ напряженно-деформированного состояния отдельных элементов линии электропередачи (проводов, тросов, металлоконструкций опор, фундаментов), и разработанная методика расчета опор на обтяжках по деформированной схеме. В проведенных исследованиях [12] учтено нелинейное изменение напряженно-деформированного состояния оболочки многопролетных покрытий мембранного типа, необходимый учет изменения напряженно-деформированного состояния оболочки осуществляется корректировкой результатов расчета традиционной расчетной схемы с помощью коэффициентов, сведенных в специальные таблицы. Предоставлено алгоритмы формирования матриц жесткости элементов, приведены методы обследования и выполнения экспериментальных исследований мембранных конструкций.

В работе [13] разработана методика определения напряжений от кручения при ограниченных пластических деформациях, предоставлены результаты эксперимента на неравно - полочному двутавре. Автором получен коэффициент:

$$k_n = \frac{\sigma_{теор}^y}{\sigma_{ym}} = 1,24, \quad (1)$$

который отображает отношения максимальных нормальных напряжений, которые были вычислены теоретически по упругой модели, к максимальным нормальным напряжениям по эксперименту с учетом упруго-пластической работы. Сделан вывод о том, что проверку прочности по эквивалентным напряжением в разных точках сечения следует проводить по условию: $\sqrt{(\sigma_x + \sigma_y)^2 + 3(\tau_{xy} + \tau_y)^2} \leq R_{y,c}^* k_n$,

где: при упругом расчете $k_n = 1$ для краевых точек поясов, при расчете с учетом упруго-пластической работы $k_n = 1,24$. Для повышения надежности в запас предлагается применить коэффициент, приведенный в СНиП п.14* и принять $k_n = 1,15$, что отвечает относительной деформации $\varepsilon = 0,0017$. Исследования докритической работы стальных стержней по деформированной схеме с предельным состоянием при достижении ограниченных пластических деформаций проводились [14,15,16]. Коллективом этих авторов под руководством [16] было спроектировано и создано оборудование для испытания разнообразных стальных конструкций на повторные нагрузки за пределом упругости. Предусмотрена возможность испытания, как отдельным подвижным грузом, так и разными системами связанных между собой грузов. На оборудовании проведены неоднократные испытания разнообразных балок и рам при различных уровнях нагрузки, начиная с площадки текучести [17].

Предлагается известную теорию пластичных шарниров, для которой является типичным выравнивание

ОГРАНИЧЕННЫХ ПЛАСТИЧЕСКИХ ДЕФОРМАЦИЙ ПРИ ПОВТОРНО-ПЕРЕМЕННОМ НАГРУЖЕНИИ

моментов, заменить методом контролируемой адаптации. Сущность контролируемой адаптации состоит в искусственном повышении предела текучести на некоторую величину, то есть в введении в упругий расчет коэффициента адаптации, который определяется, как отношение предельного изгибающего момента к упругому моменту и отвечает относительно удлинению 0,11. В работах рассмотрены деформации балок, которые подлежат изгибу, а также приведены примеры результатов экспериментальных исследований балок с разной формой сечений при переменных нагрузках.

В результате анализа работ, посвященных указанной тематике, сделан вывод о целесообразности дальнейшего исследования докритической работы сжато-согнутых стержней (стержневых систем) при повторной нагрузке с учетом деформированной схемы в области ограниченных пластических деформаций.

ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Для реализации цели, которая поставлена, необходимо решить следующие задачи:

1. Провести теоретическое исследование напряженно-деформированного состояния сечений стальных и бистальных стержней при повторной нагрузке при сложном сопротивлении и упруго-пластичной работе.

2. Разработать методику расчета прочности стержневых элементов металлических конструкций при повторных нагрузках в области ограниченных пластических деформаций с учетом деформированной схемы.

3. Выполнить экспериментальное исследование действительной работы стержней за границей упругости при повторной нагрузке для выяснения возможности повышения нагрузок, которые воспринимаются и снижения затрат стали при использовании методики, которая предлагается.

4. Разработать предложения по проектированию, а также составить программный продукт, который может быть использован в практике проектных организаций

ИЗЛОЖЕНИЕ ОСНОВНОГО МАТЕРИАЛА

При исследовании вопроса о приспособляемости элементов стержневых металлических конструкций, которые работают в области ограниченных пластических деформаций, рассматривалась задача определения напряженно-деформированного состояния сечений при повторной нагрузке различными комбинациями изгибающего момента и продольной силы.

Под повторной нагрузкой стержневых элементов конструкций, которые подлежат действию продольной и поперечной сил, будем понимать разгрузку и пропорциональное нагружение в одном направлении поперечной силой и изгибающим моментом.

Действительная диаграмма $\sigma - \varepsilon$ имеет криволинейную часть между пределом упругости и пределом текучести [18]. В случае учета деформированной схемы при расчете прочности сжато-согнутых и растянуто-согнутых стальных стержней нет необходимости делать в пластической зоне нелинейную аппроксима-

цию, поскольку идеализированная диаграмма Прандтля позволяет с достаточной степенью точности найти корректировочные коэффициенты к формулам упруго-пластичного расчета прочности, которые получены без учета деформированной схемы [19].

Следовательно, за диаграмму работы материала берется идеализированная диаграмма Прандтля, по которой зависимость напряжений от деформаций определяется как:

$$\sigma = \begin{cases} E\varepsilon & \text{при } 0 \leq \varepsilon \leq \varepsilon_T \\ \sigma_T & \text{при } \varepsilon_T \leq \varepsilon \leq \varepsilon_{\text{lim}} \end{cases}, \quad (2)$$

где:

$$\varepsilon_{\text{lim}} = \frac{\sigma_T}{E} + \varepsilon_{ip,\text{lim}},$$

σ_T - предел текучести, который равняется расчетному сопротивлению R_y :

$$\varepsilon_T = \frac{\sigma_T}{E}, \quad E = 2,06 \cdot 10^5 \text{ МПа}.$$

Величина пластической составляющей деформации $\varepsilon_{ip,\text{lim}}$ принята по следующему утверждению: пластические составляющие деформации не больше 0,002 не влияют заметно на ударную вязкость и не ухудшают свойства стали; незначительная величина $\varepsilon_{ip,\text{lim}}$ обеспечивает возможность приспособления конструкций при подвижных и переменных нагрузках.

Расчет ведется для конструкций третьей группы, для которой $\varepsilon_{ip,\text{lim}} = 0,2\%$, что включает в себя конструкции балок покрытия и перекрытия, ригелей и стоек фахверков, конструкции, которые держат технологическое оборудование, ригели и колонны эстакад и так далее (кроме конструкций, которые относятся к четвертой группе).

Если в асимметричном сечении зона текучести достигает центра тяжести сечения, то возможна неупругая разгрузка сечения, которая при переменном нагружении может привести к постепенному росту деформаций. Анализ асимметричных сечений показал, что ограничение деформаций величиной $\varepsilon_{ip,\text{lim}}$ обеспечивает упругую разгрузку сечения.

Рассматривались стальные и бистальные стержни, имеющие симметричные и асимметричные двутавровые сечения, в случае, когда на стержень совместно действуют продольная (сжимающая или растягивающая) сила и изгибающий момент, при этом продольная сила в пределах и за пределами упругости приложена в центре тяжести сечения. Для исследования вопроса о приспособляемости стержня при повторной нагрузке рассматривалась задача расчета напряженно-деформированного состояния каждого, в том числе наиболее нагруженного перереза стержня. Учитывалось, что при действии внешних усилий в сечениях, которые имеют после разгрузки остаточные напряжения и деформации, дополнительные пластические деформации возникают при других значениях внешних усилий. В соответствии со статичной теоремой Блейха сечение приспособится к повторной нагрузке,

если остаточные напряжения в сумме с напряжениями от внешней нагрузки за предположением неограниченно упругой работы материала не превышают границы текучести материала. Алгоритм определения предельных значений внешних усилий, к которым приспособится сечение при повторной нагрузке, включает решение обратной задачи, то есть нахождение значения предельного момента в наиболее нагруженном сечении по заданной предельной пластической деформации на первом этапе нагрузки комбинацией продольной силы и изгибающего момента, а также построение эпюры напряженно-деформированного состояния сечений, определение напряжений, которые отвечают полной разгрузке и эпюр остаточных напряжений и деформаций; построение эпюр напряженно-деформированного состояния, которое отвечает повторной нагрузке внешними усилиями.

Первым этапом является решение обратной задачи нахождения предельного значения изгибающего момента при приложении сосредоточенной силы и сжимающей (растягивающей) продольной силы к стержневому элементу конструкции по условию достижения в наиболее нагруженном сечении заданной величины предельной пластической деформации $\varepsilon_{ip,lim}$. Для симметричных сечений справедливы все результаты, которые получены для асимметричных сечений, поэтому отдельно симметричные сечения не рассматриваются. При действии одного изгиба без продольной силы в симметричных сечениях нейтральная линия располагается в середине высоты стенки и не смещается при развитии пластических деформаций, в асимметричных сечениях нейтральная линия не совпадает с центром тяжести и, кроме того, изменяет свое положение при разных величинах пластических деформаций. При одновременном действии изгибающего момента и продольной силы симметричные и асимметричные сечения при развитии текучести работают таким образом, что нейтральные линии у них, как правило, не совпадают с центрами тяжести перереза и смещаются при изменении величин действующих усилий.

При расчете в качестве исходных данных приняты геометрические размеры сечений: A_1, A_2, A_3, h , где: A_1, A_3 - площади поясных листов (не нарушая общности, будем считать, что $A_1 \geq A_3$), A_2 - площадь стенки, h - высота стенки сечения; R_W - величина расчетного сопротивления (в дальнейшем будем считать, что $\sigma_T = R_W$); значение предельной пластической деформации $\varepsilon_{ip,lim}$. Обратной задаче отвечают характерные случаи напряженно-деформированного состояния сечений, которые отличаются один от другого текучестью или упругой работой поясов и частей стенки около поясов сечения [20].

Для определенности будем считать, что на первом этапе нагружения заданная величина пластической деформации достигается в верхних волокнах наиболее нагруженного сечения и вызвана действием сжимающей продольной силы N и изгибающим моментом M_1 .

Используя уравнение:

$$M = \int_A \sigma_x y dx,$$

которое дает величину внутренних моментов, можно найти величину предельного изгибающего момента, которая определяется из эпюры напряжений по формуле:

$$M_{lim} = \left| -A_1 R_W h - \alpha_1 A_2 R_W \left(1 - \frac{\alpha_1}{2} \right) h - \right. \\ \left. - \frac{1}{2} (1 - \alpha - \alpha_1) A_2 R_W \left(\alpha + \frac{2}{3} (1 - \alpha - \alpha_1) \right) h + \right. \\ \left. + \frac{1}{2} \alpha A_2 \sigma_H \frac{1}{3} \alpha h \right| + N h_H \quad (3)$$

где: h - высота сечения, R_W - предел текучести материала сечения:

$$h_H = (A_1 h + A_2 h / 2) / (A_1 + A_2 + A_3) -$$

расстояние от нижней полки до центра тяжести сечения, N - сжимающая продольная сила, приложенная в центре тяжести сечения, α - относительное расстояние от меньшей полки до нейтральной линии, α_1 - относительная длина распространения пластичности в сечении.

В соответствии с геометрическими характеристиками:

$$\alpha_1 = (1 - \alpha) (1 - R_W / \sigma_{lim}^f),$$

$$\sigma_H = \alpha \sigma_{lim}^f / (1 - \alpha),$$

$$\sigma_{lim}^f = R_W + E \varepsilon_{ip,lim}.$$

Для нахождения относительного расстояния нейтральной линии от меньшей полки используется условие равновесия внешних и внутренних усилий:

$$N = \int_A \sigma_x dA,$$

которая в данном случае приобретает вид:

$$-A_1 R_W - \alpha_1 A_2 R_W - R_W (\alpha - \alpha_1) A_2 / 2 + \\ + \sigma_H (1 - \alpha) A_2 / 2 + \sigma_H A_3 = N$$

или, учитывая формулы для нахождения: α_1 та σ_H ,

$$-A_1 R_W - (1 - \alpha) \left(1 - \frac{R_W}{\sigma_{lim}^f} \right) A_2 R_W - \frac{R_W^2 A_2}{2 \sigma_{lim}^f} (1 - \alpha) + \\ + \frac{\alpha}{2(1 - \alpha)} \sigma_{lim}^f \alpha A_2 + \frac{\alpha}{1 - \alpha} \sigma_{lim}^f A_3 = N$$

Отсюда получаем квадратное уравнение относительно α вида:

$$a(1 - \alpha)^2 + b(1 - \alpha) + c = 0,$$

где:

$$a = R_W^2 A_2 / (2 \sigma_{lim}^f) + A_2 \sigma_{lim}^f / 2 - A_2 R_W,$$

$$b = -(A_1 R_W + A_2 \sigma_{lim}^f + A_3 \sigma_{lim}^f + N),$$

$$c = A_3 \sigma_{lim}^f + A_2 \sigma_{lim}^f / 2.$$

Рассмотрим случай полной разгрузки сечения.

При нахождении эпюры остаточных напряжений как суммарной для эпюры первой нагрузки и эпюры разгрузки учитывается упругий характер процесса разгрузки, следовательно, остаточные напряжения в верхних волокнах стенки наиболее нагруженного перереза определяются по формуле:

$$\sigma_B^o = -R_W + (M_{lim} / W_x^B - N / A), \quad (4)$$

в нижних волокнах стенки сечения по формуле:

$$\sigma_H^o = \sigma_H + (-M_{lim} / W_x^B - N / A), \quad (5)$$

для точек сечения остаточные напряжения:

$$\sigma_i^o = \sigma_i^l + \sigma_i^2, \quad (6)$$

где: σ_i^l - напряжения в точках сечения, вызванные нагружением,
 σ_i^2 - упругой разгрузкой сечения.

Следовательно, остаточные напряжения в точках, которые расположены на расстоянии $h\alpha_1$ от верхней полки и на расстоянии $h\alpha_2$ от нижней полки равняются соответственно:

$$\sigma_{\alpha_1}^o = -R_W + \sigma_B^p (1 - \alpha_p - \alpha_1),$$

$$\sigma_{\alpha_2}^o = R_W + \sigma_H^p (\alpha_p - \alpha_2) / \alpha_p,$$

где: σ_B^p и σ_H^p - напряжение верхней и нижней частей стенки, α_p - положение нейтральной линии по эпюре полной разгрузки сечения.

При разгрузке только продольной силы остаточные напряжения в верхней части сечения стержня определяются как:

$$\sigma_B^o = R_W - \frac{N}{A},$$

и при упругой разгрузке нижней части сечения:

$$\sigma_H^o = \sigma_H - \frac{N}{A}.$$

При приложении на втором этапе нагружения заданной сжимающей (растягивающей) продольной силы N_2 и изгибающего момента M_2 для приспособляемости сечения необходимо, чтобы соответственно статической теореме суммарные напряжения в волокнах сечения не превышали разницу между расчетным сопротивлением и остаточными напряжениями. Поскольку в остаточной эпюре максимальные значения напряжений достигаются в точках перегиба, при приложении повторных усилий напряжения в этих точках могут превышать предел текучести, следовательно, проверке на выполнение условий статической теоремы о приспособляемости подлежат верхние и нижние волокна перереза, а также точки x_1 и x_2 , соответствующие наибольшим напряжениям в стенке сечения. Согласно этому для определения предельных значений изгибающего момента и продольной силы на втором этапе нагрузки используется итерационный алгоритм, который последовательно применяется для значений продольной силы: $N_2 = 0; \pm 0,1; \pm 0,2; \dots; \pm 0,9N_{2lim}$, где: N_{2lim} - предельная продольная сила, которая может быть приложена на втором этапе нагружения без нарушения условий приспособляемости сечения. Значение для сжимаю-

щей продольной силы складывает в случае односторонней текучести на первом этапе нагрузки:

$$N_{2lim}^S = (A_1 + A_2 + A_3)(-R_W - \sigma_{x_1}^o),$$

для растягивающей:

$$N_{2lim}^R = (A_1 + A_2 + A_3) \min(R_W - \sigma_B^o, R_W - \sigma_H^o),$$

и в случае двусторонней текучести на первом этапе нагрузки для сжимающей продольной силы.

$$N_{2lim}^S = (A_1 + A_2 + A_3) \min(-R_W - \sigma_{x_1}^o, -R_W - \sigma_H^o),$$

для растягивающей продольной силы:

$$N_{2lim}^R = (A_1 + A_2 + A_3) \min(R_W - \sigma_{x_2}^o, R_W - \sigma_B^o).$$

Максимальное значение предельного изгибающего момента, к которому приспособится сечение при заданном значении продольной силы, находится по итерационному алгоритму. На первом шаге приближенное значение момента, который ищется, берется по условию равенства суммарных напряжений в верхних волокнах сечения пределу текучести R_W , а именно:

$$M_2 = (-R_W - \sigma_B^o + N_2 / A) W_B.$$

По найденному изгибающему моменту M_2 находятся суммарные напряжения в точке x_1

$$\sigma_{x_1}^{sum} = \sigma_{x_1}^o \frac{M_2}{W_B} \cdot \frac{\alpha_N - \alpha_1}{\alpha_N}, \quad (7)$$

$$\text{где: } \alpha_N = \frac{|\sigma_B^{(2)}|}{|\sigma_B^{(2)} + \sigma_H^{(2)}|}. \quad (8)$$

и в случае превышения в этой точке предела текучести уменьшенное значение момента определяется методом деления пополам, то есть имеет место уменьшение изгибающего момента на величину $M_2 / 2^K$, где K - номер шага итерационного процесса при:

$$|\sigma_{x_1}^{SUM}| > R_W$$

или увеличение на величину $M_2 / 2^K$

$$\text{при: } |\sigma_{x_1}^{SUM}| < R_W.$$

Итерационный процесс прекращается при достижении заданной точности:

$$|\sigma_{x_1}^{SUM} - R_W| \leq \Delta.$$

Следующим этапом является проверка условия приспособляемости в точке x_2 для случая двусторонней текучести и в нижней части стенки перереза, причем в случае превышения границы текучести в точке x_2 корректировка значения M_2 проводится аналогично. В результате при условии:

$$\sigma_i^{SUM} = \sigma_i^o + \sigma_i^{(2)}, \quad (9)$$

где: $\sigma_i^{(2)}$ - напряжение от второй нагрузки в i -й точке сечения, может быть построена эпюра суммарных напряжений. Поскольку предельная пластическая деформация по условиям первой нагрузки достигается только в верхней части стенки сечения, целесообразным является допущение возможности распространения текучести в середину сечения. При этом для определения предельного изгибающего момента, который соответствует заданной продольной силе на втором этапе нагрузки, строится эпюра суммарных напряжений. Причем при превышении в критической

точке x_1 предела текучести, область пластической работы распространяется в направлении центра сечения, что сопровождается перемещением точки x_1 , положение которой определяется по итерационному алгоритму, который включает проверку условия равенства внутреннего момента моменту от внешней нагрузки. В результате область взаимодействия продольной силы и изгибающего момента увеличивается в сравнении с более строгим ограничением, которое устанавливается за статической теоремой Блейха.

В результате может быть определена область взаимодействия изгибающего момента и продольной силы, которые обеспечивают приспособляемость сечения на втором этапе нагружения. При сравнении остаточной эпюры, полученной на первом этапе нагрузки и разгрузки сечения предельным изгибающим моментом при заданных значениях продольной силы с эпюрами, полученными на последующих этапах нагружения, сделан вывод о том, что на четвертом и следующих шагах для такого вида усилий остаточная эпюра и значение предельного изгибающего момента практически не изменяются. На основе расчетов для других видов нагрузки также получены результаты, которые показывают на формирование неизменного поля самоуравновешенных остаточных напряжений, то есть область взаимодействия изгибающего момента и продольной силы, которое обеспечивает приспособляемость сечений, остается дальше неизменной для всех дальнейших циклов нагрузки. Для построения областей взаимодействия проводились расчеты в области ограниченных пластических деформаций стального сечения по следующим исходным данным: $A_1 = 100\text{см}^2$, $A_2 = 100\text{см}^2$, $A_3 = 100\text{см}^2$, $h = 100\text{см}$, $E = 2100000\text{кГ} / \text{см}^2$, $R_w = 2350\text{кГ} / \text{см}^2$. Заданные значения продольной силы составляли $N = 0; \pm 0,1; \pm 0,2; \dots; \pm 0,9N_{lim}$ при $N_{lim} = AR_w = 705000\text{кГ}$. Для приведенных данных при $|N| < 0,2N_{lim}$ эпюра напряженно-деформированного состояния при первой нагрузке отвечает случаю двусторонней текучести, при $0,2N_{lim} < |N| < 0,7N_{lim}$ - односторонней текучести, причем верхняя часть сечения работает на сжатие, нижняя - на растяжение, при $|N| > 0,7N_{lim}$ сечение работает на сжатие.

В таблице 1 приведено значение предельного изгибающего момента при заданных исходных данных и изменении продольной силы.

Таблица 1. Значение предельного изгибающего момента при заданных исходных данных и изменении продольной силы

Table 1. The value of the bending moment at the given input data and the change of the longitudinal force

$ N / N_{lim}$	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8
M_{lim} ($\text{кН} \cdot \text{м}$)	28,4	26,1	23,1	19,9	16,8	13,6	10,2	6,9

Как случай односторонней текучести рассмотрим работу сечения при первой нагрузке силой $N = -0,1N_{lim}$ и следующей разгрузке и повторном приложении внешних усилий. Значение предельного изгибающего момента достигает $M_{lim} = 2842033\text{кГсм}$, нейтральная линия смещена относительно середины стенки в направлении нижней полки, причем относительное расстояние от нижней полки к нейтральной линии составляет $\alpha = 0,35$. Напряжения, которые образуются при упругой разгрузке сечения, составили в верхних волокнах стенки сечения $\sigma_B^p = 2670\text{кГ} / \text{см}^2$, в нижних волокнах стенки сечения $\sigma_H^p = -2201\text{кГ} / \text{см}^2$. Остаточные напряжения имеют значения в верхней части сечения $\sigma_B^o = 321\text{кГ} / \text{см}^2$, в нижней части сечения $\sigma_H^o = 148\text{кГ} / \text{см}^2$, в точках перегиба эпюры остаточных напряжений $\sigma_{\alpha_1}^o = -1709\text{кГ} / \text{см}^2$, $\sigma_{\alpha_2}^o = 718\text{кГ} / \text{см}^2$. Как случай наличия односторонней текучести, когда верхняя часть сечения работает на сжатие, нижняя часть - на растяжение возьмем работу стержня с аналогичными параметрами при $N = -0,4N_{lim}$. Предельное значение изгибающего момента составляет $M_{lim} = 22346138\text{кГсм}$, действительные напряжения в нижней части сечения $\sigma_H = 1637\text{кГ} / \text{см}^2$. После полной разгрузки остаточные напряжения в верхней части стенки составили $\sigma_B^o = 301\text{кГ} / \text{см}^2$, в нижней - $\sigma_H^o = 340\text{кГ} / \text{см}^2$, в точке перегиба эпюры остаточных напряжений $\sigma_{\alpha_1}^o = -1714\text{кГ} / \text{см}^2$.

Односторонняя текучесть с работой всего сечения на сжатие достигается при значении $N = -0,8N_{lim}$. Предельный изгибающий момент равен $M_{lim} = 7813346\text{кГсм}$, расчетные значения остаточных напряжений составили $\sigma_B^o = 124\text{кГ} / \text{см}^2$, $\sigma_H^o = 184\text{кГ} / \text{см}^2$, $\sigma_{\alpha_1}^o = -791\text{кГ} / \text{см}^2$.

Как наиболее характерный случай рассмотрим построение области взаимодействий изгибающего момента и продольной силы при второй нагрузке для случая нагрузки на первом этапе продольной силой $N = -0,4N_{lim}$ и указанным предельным изгибающим моментом. При использовании вышеприведенной методики было получено значение принимаемого без нарушения условия не превышения суммарными напряжениями расчетного сопротивления материала изгибающего момента, указанные в таблице 2.

Область взаимодействия продольной силы N и изгибающего момента M , которые обеспечивают приспособляемость сечения, строится согласно неравенствам:

$N_{lim}^s \leq N \leq N_{lim}^R$, $0 \leq M \leq M_{lim}$, где N_{lim}^s , N_{lim}^R , предельная сжимающая и предельная растягивающая продольные силы, M_{lim} - предельный изгибающий момент.

При проведении экспериментальных испытаний необходимо было получить следующие характеристики

1. Величины пластических деформаций в наиболее нагруженных волокнах образцов и стенки их рота при повторной нагрузке.
2. Распределение деформаций в наиболее нагруженных перерезах стержней.
3. Величины упруго-пластичных перемещений стержней, которые испытываются.

Таблица 2. Значение принимаемого без нарушения условия непревышения суммарными напряжениями расчетного сопротивления материала изгибающего момента

Table 2. Value taken without infringing the terms of exceedance of the total voltage resistance of the material calculated bending moment

$ N / N_{lim}$	-0,4	-0,3	-0,2	-0,1	0,0	0,1	0,2
M_{lim} (кН · м)	19,9	22,7	25,4	26,2	27,4	26,3	25,2
N / N_{lim}	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9
M_{lim} (кН · м)	23,4	22,1	20,1	18,9	8,63	5,97	3,21

Перемещения (прогибы) моделей стальных стержней измерялись в двух направлениях прогибомерами типа 6ПАО с ценой деления 0,01мм. Величины деформаций в наиболее нагруженных волокнах образцов измерялись специально сконструированными индикаторными тензометрами, которые позволяют прикреплять их в разных местах образца. Для указанных тензометров применялись индикаторы с ценой деления 0,002мм и ходом штока 2мм, что на базе тензометра 20мм и соотношения плеча движимого ножа относительно точки его вращения, равному 1: 10, позволяет измерять без перестановки прибора деформации до 1,2. Тарировка индикаторных тензометров выполнялось на равностойкой балке и на специально приспособленному оптиметре. Индикаторными тензометрами измерялись деформации в краевых волокнах полок стержней двутаврового сечения, которое испытывалось [16].

В соответствии с целями, которые были поставлены перед экспериментальным исследованием, были спроектированы и изготовлены 28 моделей стержней длиной 900 мм.

Проведенные исследования показали, что теоретические и экспериментальные линии в упруго-пластической области незначительно отличаются в сторону запаса прочности.

ВЫВОДЫ

Анализ теоретических и экспериментальных исследований по разработанной методике расчета прочности моно- и бистальных стержней при повторном нагружении с учетом физической и геометрической нелинейности показал, что при расчете прочности сжато (растянуто) - согнутых стержней по критерию предельных пластических деформаций необходимо учет влияния остаточных напряжений и деформированной схемы. При растягивании с изгибом и растягивании учет деформированной схемы при повторной нагрузке приводит к экономии стали, а при

сжатии с изгибом и сжатии к увеличению надежности.

Усовершенствованная практическая методика расчета прочности стержней при их продольно-поперечном изгибе по деформированной схеме в области ограниченных пластических деформаций применяется в виде проверки условных суммарных напряжений с учетом повторных нагрузок.

Теоретические исследования прочности моно- и бистальных стержней с учетом остаточного напряженно-деформированного состояния сечений показали приспособляемость стержневых элементов конструкций на каждом этапе повторной нагрузки в области ограниченных пластических деформаций.

Экспериментальные исследования работы стержней при повторных нагрузках за границей упругости на специальном оборудовании подтвердили полученные результаты и предположения, какие было положено в основу метода расчета.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Жудин П.Д. 1936.** Пластические деформации в стальных конструкциях. Ч.2. Стали без площадки текучести. Исследование работы сечения. К.: Изд-во АН УССР, 7-23.
2. **Ржаницын А.Р. 1954.** Расчет сооружений с учетом пластических свойств материала. М.: Госстройиздат, 287.
3. **Броуде Б.М. 1950.** Прельные состояния стальных балок. М.: Госстройиздат, 186.
4. **Богза В.Г., Веремеенко Н.А., Чернов Н.Л., Шебанин В.С. 1986.** Испытания прочности сжато-изогнутых стальных стержней с учетом развития ограниченных пластических деформаций. – Известия вузов. Строительство и архитектура. 1986. №11, 10-13.
5. **Чернов Н.Л., Стрелецкий Н.Н., Любаров Б.И. 1984.** Расчеты стальных конструкций на прочность по критериям ограниченных пластических деформаций. Известия вузов. Строительство и архитектура. №7, 1-9.
6. **Шебанин В.С. 1981.** Изгиб стальных и биетальных балок с осевой силой при ограниченных пластических деформациях. Теория и практика ремонта и модернизации судов. М., 73-77.
7. **Шебанин В.С., Веремеенко Н.А. 1986.** Прочность стальных стержней при изгибе с продольной силой при учете деформированной схемы и ограничении пластических деформаций. Известия вузов. Строительство и архитектура. №4, 13-17.
8. **Шалин В.Н. 1971.** Расчеты упрочнения изделий при их пластической деформаций. М.: Машиностроение, 7-41.
9. **Безухов Н.И. 1968.** Основы теории упругости, пластичности и ползучести. М.: Высшая школа, 512.
10. **Надан А. 1954.** Пластичность и разрушение твердых тел. М.: Изд-во иностр. лит. Т. 1, 647
11. **Шевченко Е.В., 2001.** Оптимальное проектирование конструкций опор высоковольтных линий электропередачи: Автореф. дисс. д-ра техн. наук: 05.23.01. Одеса, 34.

12. **Горохов Е.В., В.П. Мушанов, В.Н. Васильев, А.А.Ягмур. 1991.** Обследование и испытание несущих конструкций зданий и сооружений. К., УМКВО, 156.
13. **Соловьев А.В. 1998.** Стесненное кручение стальных балок при развитии ограниченных пластических деформаций: Автореф. дисс. канд. техн. наук: 05. 23. 01. Самара, 23.
14. **Бурковский И.Д., Веремеенко Н.А., Лутченко С.А., Чернов Н.Л., Шебанин В.С. 1987.** Методика расчета прочности стальных стержней с учетом деформированной схемы. Информационный листок о научно-техническом достижении. №87. 1256. М.: ВИМИ, 34-46.
15. **Шебанин В.С. 1993.** Прочность изгибаемых стальных стержневых конструкций при учете физической и геометрической нелинейности в области ограниченных пластических деформаций. Докторская диссертация. Одесса, 452.
16. **Чернов Н.Л. 1985.** Расчет стальных изгибаемых конструкций способом последовательного возобновления ограниченных пластических деформаций. Известия вузов. Строительство и архитектура, 1985, № 9, 17–21.
17. **Шебанин В.С., Богза В.Г., Хилько И.И. 2000.** Математическая модель расчета прогибов стержней в области ограниченных пластических деформаций при сложном сопротивлении. Украинская ассоциация по металлическим конструкциям. Металлоконструкции. Том 1. № 1, 45-48. (Украина).
18. **Vyacheslav Shebanin, Nikolaj Veremeenko, Ivan Khilko. 2008.** Методика определения прогибов и разграничения области расчета на прочность и жесткость стержней при изгибе с продольной силой с учетом деформированной схемы в области ограниченных пластических деформаций. Motrol. 10B, 230-245.
19. **Шебанін В.С., Богза В.Г., Цепуріт О.В. 1999.** Теоретико-экспериментальное исследование робо-ты бистальных стержней симметричного сечения при повторно-переменных нагрузках за пределом упругости Металлические конструкции. Т. 2. № 1, 1999. 39-43. (Украина).
20. **Вячеслав Шебанин, Владимир Богза, Сергей Богданов. 2012.** Расчет вероятности отказов конструктивного элемента сборно-разборных легких металлических конструкций. Motrol. 14-№ 2, 164-167.

DURABILITY OF CORED ELEMENTS OF STEEL CONSTRUCTIONS IN AREA OF LIMIT FLOWAGES AT THE REPEATED VARIABLE LADENING

Summary. For verification and improvement of methodology of calculation of durability of the cored elements of metallic constructions at the repeatedly-variable loading in area of limit flowages taking into account the deformed chart experimental researches of actual work of bars are executed after a border a resiliency with the aim of finding out of possibility increases of loading, that is

perceived and decline of expense permanent at the use methodologies, that is offered.

Taking into account a theorem about resilient unloading character is considered characteristic cases of the remaining tensely-deformed state of cut at the action of different combinations of external efforts and following. For research of durability of the cored elements methodology of taking into account of physical and geometrical non-linearity and construction of matrices of inflexibility of bars was used with the use of in-out parameters, and also methods of approximation at being of analytical dependences that characterize the size of bending in accordance with the point of appendix of the concentrated force. Practical methodology of calculation of durability of bars will realize principle of maintenance of traditional type of the formulas used in the resilient stage of work, with addition the system of coefficients corresponding to cooperation of different combinations of flexion moment and central force Reduction of inflexibility of some part long bar, plastic develop on that, cause the change of reactive efforts on the ends of bar, and also at loading as force, to the generally accepted epures of moments in the basic system of method of forces it is enough to add the epure of flexion moments from central force. Thus are bending of bar at displacement of his ends on unit and, where are bending of bar in other indicated cases. On methodology coefficients are calculated for adjustment of matrix of inflexibility of bar taking into account physical and geometrical non-linearity. In test problem coefficients were calculated at the very small values of plastic, that practically coincided with known for resilient work of material. matrix of inflexibility can used for the calculation of the cored systems by the method both on the undeformed chart and taking into account the deformed chart at.

Key words: shem of deformation, limited plastic deformation.

МЕТОДИКА И РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЙ РАЗМЕРНО – МАССОВЫХ ХАРАКТЕРИСТИК СЕМЕННЫХ ПЛОДОВ БАХЧЕВЫХ КУЛЬТУР (АРБУЗ, ДЫНЯ)

*Елена Горбенко, Наталья Горбенко, Наталья Ким
Николаевский национальный аграрный университет
ул. Крилова 17-а, Николаев, Украина. E-mail: gorbenkoelena@rambler.ru*

*Elena Gorbenko, Natalya Gorbenko, Natalya Kim
Nikolaev State Agrarian University
st. Krilova, 17-a, Nikolaev, Ukraine. E-mail: gorbenkoelena@rambler.ru*

Аннотация. В статье приведена методика и результаты исследований размерно-массовых характеристик семенных плодов бахчевых культур: арбуз, дыня.

В процессе воздействия рабочих органов на обрабатываемый материал, применительно к технологическим операциям выделения семян, преследуются две цели: изменение в нужном направлении первоначального состояния семенных плодов и максимальное сохранение первоначального состояния, содержащихся в плодах семян, как основное условие получения высококачественного семенного материала на данном этапе.

Применительно к машинам и поточным линиям для выделения семян, обрабатываемым материалом служат семенные плоды и свежесыщенные семена.

Основные физико-механические и технологические свойства семенных плодов это - форма, размеры, масса, удельное сопротивление раздавливанию, содержание сырых семян.

Если физико-механические свойства плодов в стадии технической зрелости изучены достаточно полно, то семенная продукция в стадии биологической зрелости, часто непригодная для использования в пищевых целях, практически не изучена.

Изучение данного вопроса и является целью настоящих исследований.

Исследование размерно-массовых характеристик семенников баштанных культур арбуза (сорт «Огонек» улучшенный) и дыни (сорт «Колхозница 593») позволяет сделать вывод о том, что для них характерна шаровидная форма. Средний диаметр арбуза составляет 18,7 мм., средний диаметр дыни – 20,5 мм. Масса плода арбуза находится в пределах от 5,6 до 1,6 кг, дыни – от 1,3 до 0,5 кг.

Полученные размерно-массовые характеристики свидетельствуют о том, что для измельчения семенников этих культур, получения технологической массы и выделения семян можно использовать идентичное оборудование.

Ключевые слова: бахчевые культуры, семенники, арбуз, дыня, размерно-массовые характеристики, семенные плоды.

ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМЫ

Технологический процесс выделения и доработки семян на современных семявыделительных

машинах складывается из ряда последовательных операций, в процессе которых рабочие органы машин и установок воздействуют на семенные плоды и на семена.

В процессе воздействия рабочих органов на обрабатываемый материал, применительно к технологическим операциям выделения семян, преследуются две цели: изменение в нужном направлении первоначального состояния семенных плодов и максимальное сохранение первоначального состояния, содержащихся в плодах семян, как основное условие получения высококачественного семенного материала на данном этапе.

В обоих случаях качественная сторона ожидаемого изменения или сохранения состояния в полной мере определяется геометрическими и режимными параметрами рабочих органов, а также физическими и технологическими свойствами исходного перерабатываемого материала [1-5].

Применительно к машинам и поточным линиям для выделения семян, обрабатываемым материалом служат семенные плоды и свежесыщенные семена [6; 7].

АНАЛИЗ ПОСЛЕДНИХ ИССЛЕДОВАНИЙ И ПУБЛИКАЦИЙ

Основные физико-механические и технологические свойства семенных плодов это - форма, размеры, масса, удельное сопротивление раздавливанию, содержание сырых семян. Для семян - форма, размеры, абсолютная и объемная масса, плотность свежесыщенных семян, сопротивление оболочки проколу, влажность. Семенники сочноплодных овощебахчевых культур характеризуются разнообразием форм и размеров [8]. По форме они подразделяются на круглые (томаты, арбуз, тыква), овальные (томаты, дыня), цилиндрические (кабачок, огурец), округло-сплюснутые (тыква).

В литературных источниках отсутствуют такие важные показатели как размерно-массовые характеристики составных частей измельченной массы, полученной после дробления, коэффициенты трения мезги, корки и свежесыщенных семян, не изучена динамика изменчивости механико-технологических параметров семян во времени по мере их обезвоживания [9]. На сегодняшний день в литературе отсутствуют такие показатели как

зависимость деформации семян от приложенного статического усилия, стойкость семян к восприятию ударных нагрузок, коэффициенты восстановления семян при ударе; для плодов вытянутой формы - зависимость их длины от поперечного размера и т.д.

Если физико-механические свойства плодов в стадии технической зрелости изучены достаточно полно [10-13], то семенная продукция в стадии биологической зрелости, часто непригодная для использования в пищевых целях, практически не изучена.

Изучение данного вопроса и является целью настоящих исследований.

ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Так как целью настоящей работы является оптимизация кинематических режимов сепаратора семян бахчевых культур, наибольший интерес для изучения представляет масса, получаемая после измельчающего устройства. В общем случае она состоит из семян, измельченной корки, мезги и сока.

Поэтому в процессе экспериментальных исследований механико-технологических свойств, нами изучалось три вида объектов: семенные плоды, масса после измельчающего устройства, свежесделанные семена.

ИЗЛОЖЕНИЕ ОСНОВНОГО МАТЕРИАЛА

На первом этапе проводились исследования размерно-массовых характеристик семенных плодов бахчевых культур: арбуза (сорт «Огонек» улучшенный) и дыни (сорт «Колхозница 593»).

Эти сорта районированы в Украине, в частности, в Николаевской, Одесской и Херсонской областях.

Арбуз сорта «Огонек» - сорт улучшенный, скороспелый, крупноплодный [14-16]. Плоды шаровидные, черно-зеленые с тонкой коркой. Вес от 1.6 до 6 кг. Мякоть карминово-красная с содержанием сахара 7 - 11%. Семена мелкие темно-коричневые. Семян в плодах содержится, чаще всего, 400-500 штук.

Дыня сорта «Колхозница 593» - среднеспелый плод шаровидной формы, небольшого размера (средний вес около 0,75кг), желто-оранжевого, зеленого цвета [17-18]. Корка твердая, мякоть белая, иногда зеленоватая с содержанием сахара 11%. Семена белого или кремового оттенка, яйцевидной формы, поверхность матовая или блестящая. Семена содержат около 27-30% масла.

Семенники овощебахчевых культур отличаются разнообразием форм и размеров, что имеет большое значение для процесса измельчения и последующего – сепарации [19-22]. Нами исследовались размерно-массовые характеристики арбуза (сорт «Огонек» улучшенный, дыни «Колхозница 593». Для семенников арбуза «Огонек» и дыни «Колхозница» характерна шаровидная форма, поэтому в данном случае производились замеры диаметра плодов. Замеры производились штангенциркулем ШЦ-1 с ценой деления 0,05. Данные замеров приведены в таблицах 1-2.

Таблица 1. Размерные характеристики семенных плодов дыни, сорт «Колхозница 593»

Table 1. Dimensional characteristics of seed fruit melon cultivar «Kolkhoznitsa 593»

№ класса	Границы классов	Среднее значение по классу, $X_{k,ср}$	Относительная частота, P_k	$X_{k,ср} \cdot P_k$	Дисперсия по классу, S_k
1	14,60-15,38	14.99	0.03	0.4497	0.420661
2	15,38-16,16	15.77	0.04	0.6308	0.351554
3	16,16-16,94	16.55	0.05	0.8275	0.238624
4	16,94-17,72	17.33	0.12	2.0796	0.236748
5	17,72-18,50	18.11	0.14	2.5354	0.054618
6	18,50-19,28	18.89	0.23	4.3447	0.005554
7	19,28-20,06	19.67	0.19	3.7373	0.166245
8	20,06-20,84	20.45	0.16	3.272	0.470816
9	20,84-21,62	21.25	0.03	0.6375	0.189817
10	21,62-22,40	22.01	0.01	0.2201	0.107282

где:

$$\sum_{k=1}^N P_k = 1.00; X_a = 18.7346; S = 2.241919,$$

$$X_{\min} = 14.6\text{см}; X_{\max} = 22.4\text{см}; \sigma = 1.497304, \\ \nu = 7.992185\%; \rho = 0.799218\%.$$

Таблица 2. Размерные характеристики семенных плодов арбуза, сорт «Огонек» улучшенный

Table 2. Dimensional characteristics of seed fruit watermelon cultivar «Ogonyok»

№ класса	Границы классов	Среднее значение по классу, $X_{k,ср}$	Относительная частота, P_k	$X_{k,ср} \cdot P_k$	Дисперсия по классу, S_k
1	18,5-18,9	18.7	0.01	0.187	0.032544
2	18,9-19,3	19.1	0.04	0.764	0.078849
3	19,3-19,7	19.5	0.07	1.365	0.070561
4	19,7-20,1	19.9	0.13	2.587	0.047426
5	20,1-20,5	20.3	0.19	3.857	0.007907
6	20,5-20,9	20.7	0.28	5.796	0.010756
7	20,9-21,3	21.1	0.22	4.642	0.078148
8	21,3-21,7	21.5	0.03	0.645	0.02976
9	21,7-22,1	21.9	0.02	0.438	0.038976
10	22,1-22,5	22.3	0.01	0.223	0.032256

где:

$$\sum_{k=1}^N P_k = 1.00; X_a = 20.504; S = 0.427184,$$

$$X_{\min} = 18.5\text{см}; X_{\max} = 22.5\text{см}; \sigma = 0.653593, \\ \nu = 3.187637\%; \rho = 0.318764\%.$$

Масса плодов определялась путем взвешивания их на весах ВНЦ-10. Результаты замеров после статистической обработки представлены в табл. 3-4.

Таблица 3. Масса семенных плодов дыни, сорт «Колхозница 593»

Table 3. Weight of seed melon fruit, cultivar «Kolkhoznitsa 593»

№ класса	Границы классов	Среднее значение по классу, $X_{k,ср}$	Относительная частота, P_k	$X_{k,ср} \cdot P_k$	Дисперсия по классу, S_k
2	0,58-0,66	0.62	0.03	0.0186	0.002016
3	0,66-0,74	0.70	0.1	0.07	0.003211
4	0,74-0,82	0.78	0.15	0.117	0.001476
5	0,82-0,90	0.86	0.19	0.1634	7E-05
6	0,90-0,98	0.94	0.23	0.2162	0.00085
7	0,98-1,06	1.02	0.14	0.1428	0.002775
8	1,06-1,14	1.10	0.08	0.088	0.0039
9	1,14-1,22	1.18	0.02	0.0236	0.00181
10	1,22-1,30	1.26	0.01	0.0126	0.00145

где:

$$\sum_{k=1}^N P_k = 1.00; X_a = 0.8792; S = 0.023311,$$

$$X_{\min} = 0.5\text{кг}; X_{\max} = 1.3\text{кг}; \sigma = 0.152681,$$

$$\nu = 17.36585\%; \rho = 1,736585\%.$$

Таблица 4. Масса семенных плодов арбуза, сорт «Огонек» улучшенный

Table 4. Weight of seed watermelon fruit, cultivar «Ogonyok»

№ класса	Границы классов	Среднее значение по классу, $X_{k,ср}$	Относительная частота, P_k	$X_{k,ср} \cdot P_k$	Дисперсия по классу, S_k
2	2,0-2,4	2.2	0.05	0.11	0.085021
3	2,4-2,8	2.6	0.07	0.182	0.057205
4	2,8-3,2	3.0	0.14	0.42	0.035562
5	3,2-3,6	3.4	0.28	0.952	0.003028
6	3,6-4,0	3.8	0.17	0.646	0.014895
7	4,0-4,4	4.2	0.12	0.504	0.05813
8	4,4-4,8	4.6	0.09	0.414	0.108109
9	4,8-5,2	5.0	0.03	0.15	0.06714
10	5,2-5,6	5.4	0.01	0.054	0.035948

где:

$$\sum_{k=1}^N P_k = 1.00; X_a = 3.504; S = 0.581184,$$

$$X_{\min} = 1.6\text{кг}; X_{\max} = 5.6\text{кг}; \sigma = 0.762354,$$

$$\nu = 21.75669\%; \rho = 2,175669\%.$$

Обобщенные статистические показатели экспериментальных данных по определению размерно-массовых характеристик плодов сведены в табл. 5

Таблица 5. Размерно-массовые характеристики семенных плодов бахчевых культур

Table 5. Size-mass characteristics of seed fruit melons

Культура	Значения размерно-массового параметра плода					
	Средний диаметр, мм			Масса плода, кг		
	min	max	ср	min	max	ср
Арбуз	18,5	22,5	18,7	1,6	5,6	3,5
Дыня	14,6	22,4	20,5	0,5	1,3	0,88

Характеризуя результаты, полученные при исследовании размерно-массовых характеристик семенных плодов арбуза (сорт «Огонек» улучшенный) и дыни (сорт «Колхозница 593») можно сделать следующие выводы.

ВЫВОДЫ

1. Анализ последних публикаций свидетельствуют о том, что физико-механические свойства плодов в стадии технической зрелости изучены достаточно полно, в отличие от семенной продукции в стадии биологической зрелости, которая требует дополнительных экспериментальных исследований.

2. Исследование размерно-массовых характеристик семенников баштанных культур арбуза «Огонек» и дыни «Колхозница» позволяет сделать вывод о том, что для них характерна шаровидная форма. Средний диаметр арбуза составляет 18,7 мм., средний диаметр дыни – 20,5 мм. Масса плода арбуза находится в пределах от 5,6 до 1,6 кг, дыни – от 1,3 до 0,5 кг.

Полученные размерно-массовые характеристики свидетельствуют о том, что для измельчения семенников этих культур, получения технологической массы и выделения семян можно использовать идентичное оборудование.

3. Конечной целью исследований является оптимизация кинематических режимов выделителя семян поэтому интерес для изучения представляет не только размерно-массовые характеристики семенников арбуза (сорт «Огонек» улучшенный) и дыни (сорт «Колхозница 593»), но и технологическая масса получаемая после измельчающего устройства.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Кленин Н.А. 1980. Сельскохозяйственные и мелиоративные машины / М.: Колос, 670.
2. Горячкин В.В. 1982. Собрания в 3-х томах / М.: Колос, 800.
3. Листопад Г.Е. 1986. Сельскохозяйственные и мелиоративные машины / Под общ. редакцией Листопада Г.Е. М.: Агропромиздат, 561.

4. Справочник конструктора сельскохозяйственных машин. Т.1,2,3,4. / М.: Колос, 1982.
5. **Летошнев. 1953.** Сельскохозяйственные машины / М.: ГИСХЛ, издание 3, 442-637.
6. **Анисимов И. Ф. 1987.** Машины и поточные линии для производства семян овощебахчевых культур / Кишинев: Штиинца, 292.
7. **Гольдшмидт О.В. 1998.** Анализ технического уровня линии выделения семян бахчевых культур и пути его повышения / Николаев: Вестник аграрной науки Причерноморья. Вип.3. 122 - 126. (Украина).
8. **Горбенко Е., Норинский А., Ким Н. 2013.** Анализ средств механизации получения семян бахчевых культур. / Motrol. Commission of motorization and energetics in agriculture. Vol.15, No.2, 191-196.
9. **Горбенко Е., Норинский А., Ким Н. 2014.** Анализ исследований процесса сепарации семян овощебахчевых культур. / Motrol. Commission of motorization and energetics in agriculture. Vol.16, No.2, 203-208.
10. **Дьяченко В.К. 1972.** Физико-химические свойства семян основных овощных культур. Республиканский межведомственный тематический научный сборник / К.: Урожай, вып. 13.18-24.
11. **Воронюк Б.А. 1970.** Физико-механические свойства растений, почв и удобрений / М.: Колос, 420.
12. **Заика П.М., Мазнев Г.Е. 1978.** Сепарация семян по комплексу физико-механических свойств / М.: Колос, 270.
13. **Горшков В.Н., Федоров В.А. 1973.** Исследование физико-механических свойств плодов и стеблей огурцов-семенников / Сб. Науч. трудов Саратовского СХИ. Вып.16. 21-34.
14. Лучшие сорта бахчевых культур: <<http://kurdyumov.ru/knigi/bahcha/bahcha06.php>>
15. **Голяна В.П. 1981.** Справочник по овощеводству и бахчеводству / Под ред. В.П. Голяна - Київ: Урожай, 295. (Украина).
16. **Брызгалов В.А. 1971.** Справочник по овощеводству / Под ред. В.А. Брызгалова. Л.: Колос, 472.
17. Miragro: <<http://miragro.com/sorta-dyni.html>>
18. **Ткаченко Р.А. 1972.** Справочник по семеноводству овощных и бахчевых культур / За ред. Р.А. Ткаченка. К.:Урожай, 204. (Украина).
19. **Лук'яненко Д.С., Павлюченко О.О. 1972.** Баштаництво / К.: Урожай, 204.
20. Овощеводство и бахчеводство : Республиканский межведомственный тематический научный сборник / К.: Урожай, вып. №36. 1991.
21. **Бондаренко. 1974.** Овощеводство и бахчеводство / За ред.. К.: Урожай, 123. (Украина).
22. **Раздорский В.Ф. 1955.** Архитектоника растений / М.: Советская наука, 302.

METHODS AND RESULTS SIZE-WEIGHT CHARACTERISTICS OF SEED OF THE FRUIT OF MELONS (WATERMELON MELON)

Summary. The article describes the method and results of investigations of size-mass characteristics of the seed of the fruit of melons: watermelon, cantaloupe.

During the exposure of workers to the material being processed, in relation to seed selection process operations, has two objectives: the change in the right direction of the original condition of the seed and the fruit maximum preservation of the original condition, contained in the fruits of the seeds as the main condition for obtaining high-quality seed at this stage.

With regard to the machines and flow lines to separate the seeds are processed material and seed of the fruit freshly seeds.

Basic physical and mechanical and technological properties of the fruit is a seed - the shape, size, weight, resistivity crush the contents of raw seeds.

If the physical and mechanical properties of the fruit at the stage of technical maturity studied adequately, the seed production stage in biological maturity, are often unsuitable for use in the food purposes, has not been studied.

The study of this issue is the purpose of the present study.

The study size-mass characteristics of the testes bashtan watermelon crops " Ogonyok " class superior and melons "Kolkhoznitsa 593" leads to the conclusion that they are characterized by a spherical shape. The average diameter of watermelon is 18.7 mm., The average diameter of melons - 20.5 mm. Melon fruit weight is in the range of from 5.6 to 1.6 kg, melon - from 1.3 to 0.5 kg.

The resulting size-mass characteristics indicate that the grinding testes these cultures produce process and mass selection seeds identical equipment may be used.

Key words: gourds, testes, watermelon, melon, size-mass characteristics, seed of the fruit.

УТИЛИЗАЦИЯ ТЕПЛА ДВИГАТЕЛЕЙ МОБИЛЬНЫХ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ СРЕДСТВ

Валерий Гавриш, Максим Шатохин, Василий Грубань

Николаевский национальный аграрный университет

ул. Крылова 17а, м. Николаев 54038, Украина E-mail: havryshvi@mnau.edu.ua

Valeriy Havrysh, Maxim Shatohin, Vasily Gruban

Nikolaev National Agrarian University

Krylova Street 17a, Nikolaev 54038, Ukraine E-mail: havryshvi@mnau.edu.ua

Аннотация. Рассмотрены направления повышения экономичности и улучшение экологических показателей двигателей внутреннего сгорания сельскохозяйственной техники путем утилизации тепла.

Показано, что работы по уменьшению тепловых потерь проводятся по двум основным направлениям: создание двигателей с более высоким эффективным КПД и разработка систем утилизации тепла двигателей. Последнее направление не требует модернизации двигателя.

Рассмотрены две основные схемы утилизации вторичных энергетических ресурсов: система обычной утилизации тепла, и система глубокой утилизации тепла.

Показано, что использование утилизационных систем по циклу Ренкина, позволяет уменьшить удельный расхода топлива на 11%.

Рассмотрены различные концепции, и исследования в указанном направлении, крупными фирмами, такими как: Scania, Ford, BMW, Cummins, Navistar Advanced Technology, Volvo, Iveco, Caterpillar, Cummins, Detroit Diesel, AVL PowerTrain Engineering, Cummins.

Предложено использование утилизационной холодильной машины для двигателя внутреннего сгорания и впрыска водяного пара в проточную часть турбины турбокомпрессора, что позволяет уменьшить количество элементов системы утилизации тепла и, соответственно, ее стоимости.

Выполнено сравнение различных схем утилизации тепла, и определены области их эффективного использования в сельскохозяйственной технике.

Определен потенциал увеличения мощности и уменьшения удельного расхода топлива при различных схемах утилизации тепла.

Предложена классификация систем утилизации теплоты мобильных энергетических средств.

Показано что наибольшую экономичность обеспечивает применения охлаждения циклового воздуха утилизационной холодильной машиной. А применение турбокомпаундных установок наиболее целесообразно для тракторов тягового класса 5 и более, и комбайнов при пропускной способности жатки 11 кг/с и более.

Ключевые слова: дизель, эффективность, мобильный энергетическое средство, утилизация.

ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМЫ

Современная сельскохозяйственная техника использует тепловые поршневые двигателя с КПД: дизельные – до 42...44%; бензиновые – до 27%. Таким образом, значительная часть энергии топлива теряется. Для Украины она эквивалентна примерно 875 тыс. тонн дизельного топлива и 292 тыс. тонн бензина.

На долю потерь тепла с отходящими газами и охлаждающей жидкостью приходится не менее 50% теплоты сгорания топлива. Поэтому здесь находятся значительные резервы улучшения экономичности двигателей. Работы по уменьшению тепловых потерь проводятся по двум основным направлениям: создание двигателей с более высоким эффективным КПД и разработка систем утилизации тепла существующих двигателей. Последнее направление не требует коренной модернизации двигателя.

АНАЛИЗ ПОСЛЕДНИХ ИССЛЕДОВАНИЙ И ПУБЛИКАЦИЙ

Вопросами утилизации тепла в мобильных энергетических средствах занимается ряд ведущих машиностроительных фирм (Scania, Ford, BMW, Cummins, Navistar Advanced Technology и т.п.) и научных центров университетов. Так, специалисты фирмы Navistar Advanced Technology рассматривают использование систем утилизации тепла как один из основных компонентов достижения амбициозной цели - КПД дизеля 50% [1].

Двигатели сельскохозяйственной техники имеют собственные характерные черты, существенно отличает их от других транспортных средств. Так, двигатели тракторов и комбайнов используются при коэффициенте загрузки 60...90%, а грузовых и пассажирских автомобилей – 17%. При выполнении технологических операций двигатель сельскохозяйственных энергетических средств работает на постоянной частоте вращения коленчатого вала.

Сегодня системы утилизации разрабатываются преимущественно для грузовых автомобилей, оборудованных мощными двигателями. Таким образом в настоящее время не существует отработанных схем-

ных решений и оборудования, которые можно было бы использовать в сельскохозяйственной технике для эффективной утилизации теплоты. Недостаточно проработаны теоретические аспекты данного направления повышения экономичности. В том числе отсутствует и классификация систем утилизации, что затрудняет анализ этого направления повышения экономичности.

ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Задачей работы является анализ систем утилизации тепла, их классификация и определение перспективных направлений применения на мобильных энергетических средствах сельскохозяйственного назначения.

ИЗЛОЖЕНИЕ ОСНОВНОГО МАТЕРИАЛА

Существуют две основные схемы утилизации вторичных энергетических ресурсов: обычная и глубокая. Долгие времена они разрабатывались преимущественно для судовых и стационарных энергетических установок.

Система обычной утилизации тепла (СОУТ) обеспечивает потребителей только тепловой энергией. Система глубокой утилизации тепла (СГУТ) служит для обеспечения потребителей тепловой и механической/электрической энергией. Преимущество СГУТ - более эффективная утилизация тепла, недостаток - сложность конструкции, высокая стоимость и эксплуатационные расходы. Она также более чувствительна к изменению режима работы двигателя [2].

Сегодня уже используются следующие способы утилизации тепла. В автомобилях используются тепловые аккумуляторы. Это позволяет существенно уменьшить расход топлива на подогрев двигателя, особенно в зимний период [3-5]. Распространены схемы, которые позволяют лишь частично утилизировать отработанную тепловую энергию - это обогрев салонов и подогрев топлива (в случае использования газообразного топлива или высоковязких компонентов) [6, 7].

Используют и более сложные инженерные решения. Так для утилизации тепла инженер Брюс Крауер предложил шести-тактный двигатель. Он применил впрыска воды в цилиндры двигателя после четвертого такта. Она подается под давлением до 15 МПа, испаряется и осуществляет рабочий такт. Это позволяет на 40% увеличить мощность двигателя, улучшить экономические и экологические показатели [8].

Считается, что перспективными являются утилизационные термоэлектрические генераторы (ТЭГ). Однако их широкое внедрение сдерживается сравнительно низким КПД (10-15%). Производимая электрическая энергия может быть использована для питания бортовой сети, тягового электродвигателя, подогрева топлива и др. Так, электрические подогреватели топлива имеют мощность до 0,28 кВт [9]. Сегодня реализуются несколько проектов интеграции ТЭГ на автомобилях. Это Ford Fusion 3.0-V6, BMW X6, Chevrolet Suburban, грузовые автомобили Renault Trucks и тому подобное. Разрабатывают типоразмерный ряд ТЭГ для автомобилей разного типа, Вт: для

дизельных легковых - 200...300; для бензиновых легковых - 500; для грузовых - 1000. Ожидается достижение удельной цены ТЭГ на уровне 0,3...1,3 USD/Вт [10].

Интересной может быть идея впрыска горячей воды. Так, например, фирма Alfa Power Systems BV разработала технологию SwirlFlash. Она базируется на простом и эффективном принципе. Вода с температурой от 150 до 250 °C впрыскивается под давлением от 10 до 15 МПа в воздушный поток перед турбокомпрессором. Она испаряется и охлаждает цикловой воздух.

Испытания на дизельном двигателе с номинальной мощностью 400 кВт показали следующее. По расходе воды 14 г/с (50,4 кг/ч) эмиссия NO_x уменьшилась на 30% без заметного уменьшения удельного расхода топлива. Указанная схема позволяет отказаться от охладителя надвучного воздуха без изменения показателей рабочего процесса. Для подогрева воды можно использовать охлаждающую жидкость и отработанные газы [11].

Проводится работа по использованию бустерных (силовых) турбин, так называемая турбокомпаундные системы. Они могут быть механическими и электрическими. В этом направлении работают фирмы Volvo [12], Iveco, Caterpillar, Cummins, Scania, Detroit Diesel и др. Использование механических турбокомпаундных систем позволило на режиме номинальной мощности достичь уменьшения удельного расхода топлива, % (в разрезе фирм): Caterpillar - 4,7 [13, 14]; Cummins - 6 [15]; Scania - 5 [14]. Минимальная номинальная мощность двигателей, оборудованных механической турбокомпаундной системой составляет 235 кВт (дизель марки DSC1121 фирмы Scania, удельный расход топлива - 195 г/(кВт·год)).

Проводились подобные работы и в отношении отечественного дизеля СМД-31 (6ЧН12/14). Использование силовой турбины ТС-12,5 позволяет на 10% повысить мощность и 3,5% (или 8 г/(кВт·год)) уменьшить удельный расход топлива.

Мощность силовой турбины зависит от номинальной мощности дизеля. Относительное ее значение построена на основании опытных данных фирмы Caterpillar Inc. приведена на рис. 1 [16]. Как видим, эта зависимость не линейная. Ее можно использовать для первоначального определения мощности силовой турбины.

Основным недостатком турбокомпаундных силовых установок является высокая сложность и стоимость специальной гидромеханической передачи. В связи с этим практический интерес вызывает использование силовой турбины для привода такого энергоемкого агрегата, вентилятор системы жидкостного охлаждения дизеля мощного мобильного энергетического средства. Возможность такого решения подтверждается тем, что на номинальной мощности дизеля с охлаждением надвучного воздуха (ОНД) на привод вентилятора системы жидкостного охлаждения расходуется до 7% его эффективной мощности. Это достаточно близко к мощности силовой турбины.

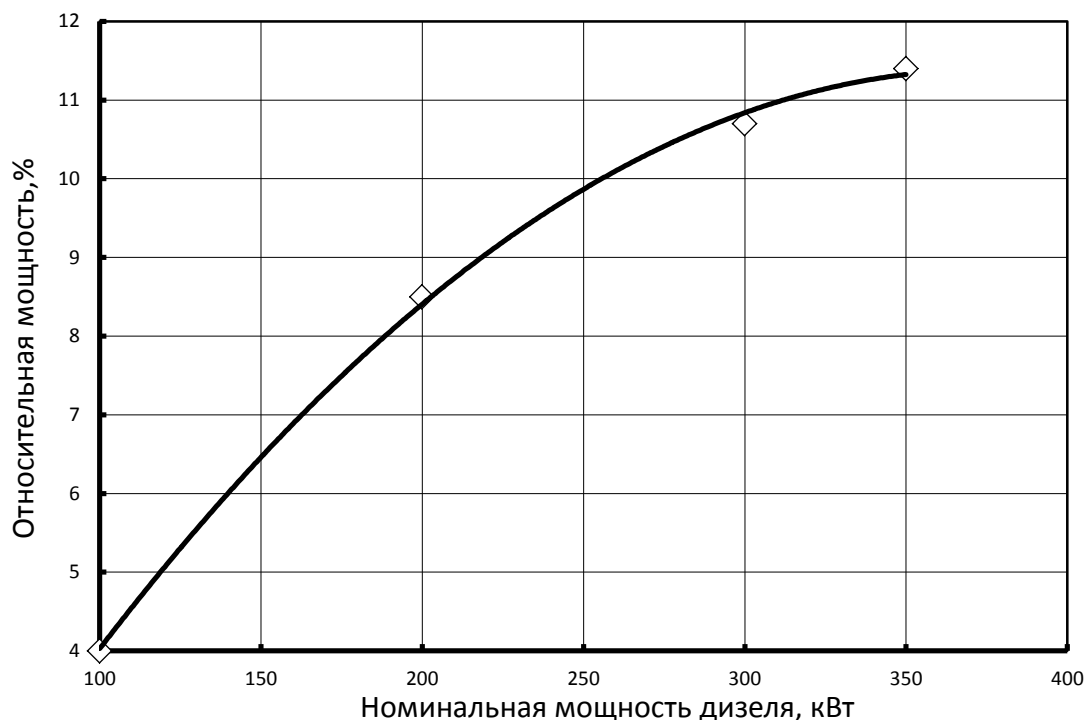


Рис. 1. Зависимость относительной мощности силовой турбины от номинальной мощности дизеля
Fig. 1. Dependence of relative turbines power from diesel power

Очевидно, что в данном случае использование специальной гидромеханической передачи не требуется.

Моделирование характеристик дизеля с ОНП типа 12ЧН13/14 номинальной мощностью 397 кВт установлено, что применение турбовентилятор для системы жидкостного охлаждения двигателя может обеспечить уменьшить удельный расход топлива на мощности от 45% до номинальной на 1,5% и 5,9%, соответственно, в сравнение с турбо-дизелем без силовой турбины. В диапазоне мощности двигателя от холостого хода до 45% целесообразно использовать вспомогательный электропривод вентилятора (мощностью около 0,8 кВт) с периодическим режимом работы [17].

Рассмотрим возможную сферу использования дизелей с силовой турбиной сельскохозяйственной техникой. Очевидно, что для двигателей с номинальной мощностью менее 100 кВт турбокомпаундная система малоэффективна (рис.1). Номинальная мощность дизелей тракторов стран СНГ составляет, кВт: ХТА-300 - 183,8; Беларус-3022ДВ - 222; К-710С - 236; К-704-4Р - 294. Таким образом, сегодня целесообразно использование турбокомпаундных двигателей на тракторах тягового класса не менее 5.

Моделирование утилизационных систем с использованием цикла Ренкина показывают, что возможно уменьшение удельного расхода топлива на 11%, в зависимости от типа рабочей жидкости [21].

Инженеры фирмы BMW испытали на легковом автомобиле схему с утилизационным паровым двигателем. Это позволило уменьшить удельный расход топлива на 15%. Указанная схема получила название Turbosteamer и ее первый экземпляр адаптировано под легковой автомобиль BMW 3 серии [20].

По комбайнам, следует отметить, что при пропускной способности жатки до 10 ... 11 кг/с, они имеют дизели с номинальной мощностью до 200 кВт. Более производительная техника оборудована и более мощными двигателями, кВт: ACROS-580 - 221; TORUM-740 - 294; GS-12 - 243. Для нее применения турбокомпаундных двигателей целесообразно.

Фирма Caterpillar разработала концепцию электрической турбокомпаундной системы (рис.2). Ожидается, что ее реализация позволит уменьшить удельный расход топлива на 5...10% [18].

Работы по разработке системы утилизации тепла путем применения цикла Ренкина начались еще в 70-х годах XX столетия. Они финансировались департаментом энергетики США и проводились фирмами Mack Trucks и Thermo Electron Corporation [19].

Сегодня исследования в указанном направлении проводит ряд фирм, среди которых AVL PowerTrain Engineering, Inc; BMW; Cummins; Navistar Advanced Technology и тому подобное.

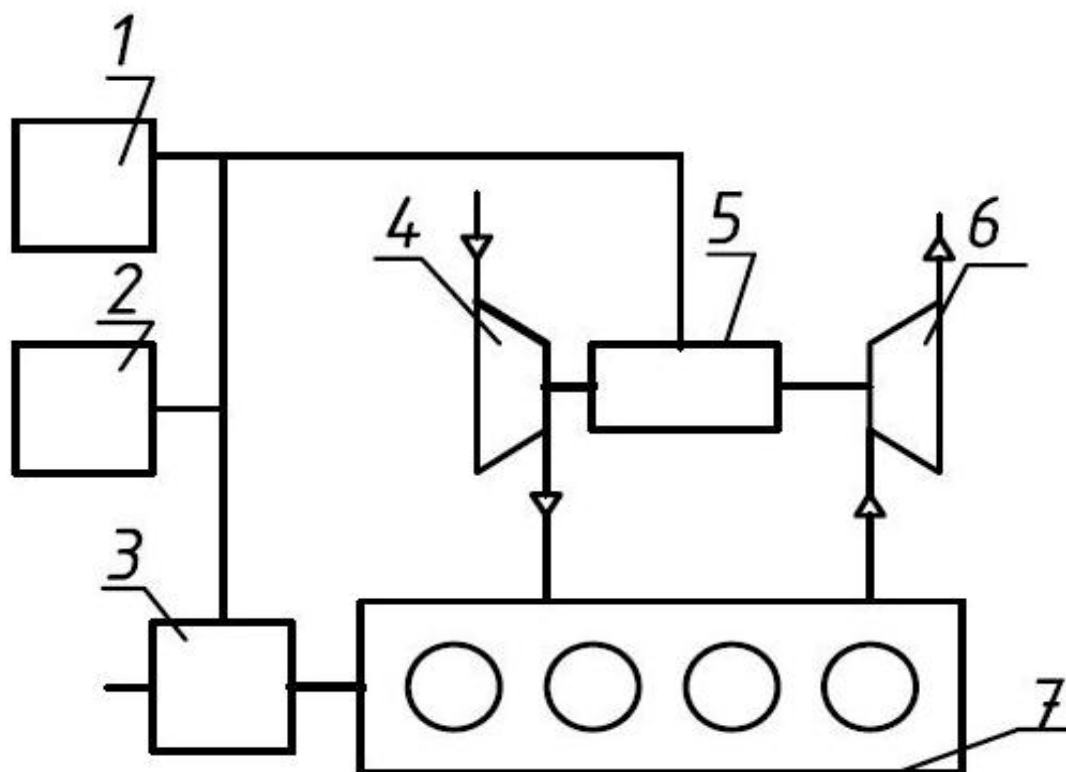


Рис. 2. Электрическая турбокомпаунд система:

1 - электрическая нагрузка; 2 - аккумуляторная батарея; 3 - электрический двигатель/генератор; 4 - компрессор; 5 - электрический генератор/двигатель; 6 - турбина; 7 - поршневой двигатель.

Fig. 2. Electrical turbocompaund system:

1 - electrical load; 2 - battery; 3 - an electric motor/generator; 4 - compressor; 5 - electric generator/motor; 6 - turbine; 7 - piston engine

В ГТД широко используется охлаждения впрыском воды в воздушный поток на входе в компрессор [22]. Снижение температуры происходит до температуры точки росы и в большинстве климатических условиях не превышает 10°C .

Большее снижение температуры обеспечивает охлаждение воздуха в рекуперативных теплообменниках. Холод, необходимый для охлаждения наружного воздуха можно получить в теплоиспользующей холодильной машине (ТХМ) за счет утилизации тепла отработанных газов. Согласно исследованиям, наиболее простым и надежным является эжекторная ТХМ, рабочим телом которой является жидкость с низкой температурой кипения [23]. Моделирование процесса показывает, что уменьшение температуры воздуха для ГТД (при температуре отработавших газов 450°C) составляет $4...60^{\circ}\text{C}$ [24].

Указанную технологию можно использовать и для двигателей сельскохозяйственной техники (рис.3). Расчеты, выполненные на основании стандартов [25] показывают, что летом, возможно увеличение мощности дизельных двигателей на $15...20\%$ и уменьшение удельного расхода топлива на величину до 14% .

Утилизационная холодильная машина может быть использована для охлаждения воздуха после

воздухоочистителя, повышение эффективности охладителя надувочного воздуха и ТЭГ. Очевидно, что данное устройство наиболее эффективен при относительно высоких температурах воздуха и может быть рекомендован для сельскохозяйственной техники, работающей при высоких температурах воздуха, например, комбайнов.

Для улучшения технико-экономических показателей ГТД используют впрыска пара в камеру сгорания [26]. Такая техника производится и в Украине [27]. Возможно применение этой схемы для двигателя внутреннего сгорания (рис.4). Водяной пар предлагается впрыскивать в турбину турбокомпрессора. Это позволяет уменьшить количество элементов системы утилизации тепла и, соответственно, ее стоимости.

Как внутреннюю утилизацию используют и рециркуляцию части отработанных газов. Она позволяет улучшить экономичность двигателя только на частичных нагрузках. Следует отметить, что данное решение применяется в основном для снижения уровня токсичности дизельных двигателей сельскохозяйственных мобильных энергетических средств [28, 29].

Потенциальное увеличение мощности и уменьшение удельного расхода топлива при различных схемах утилизации тепла приведены в табл. 1.

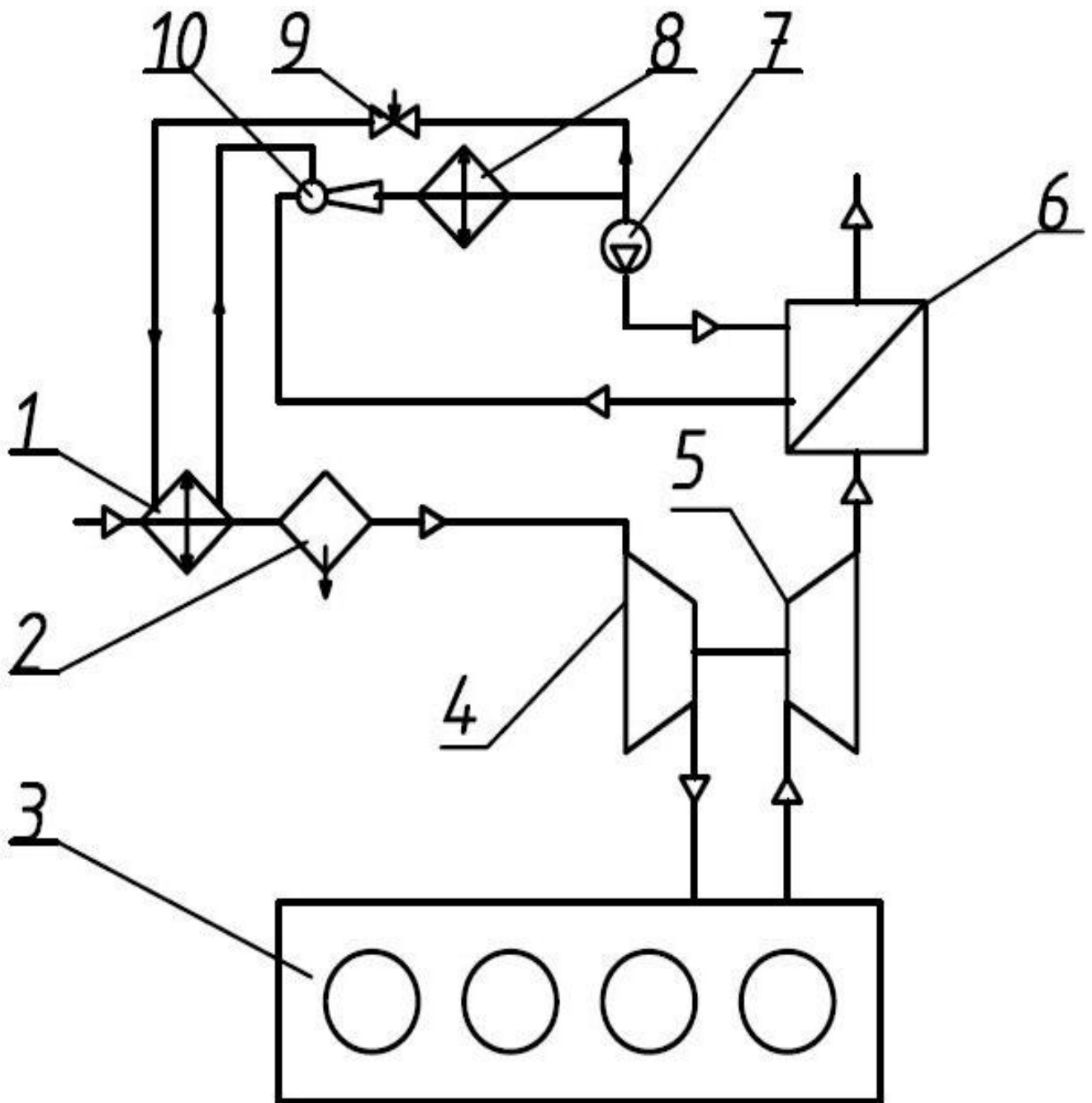


Рис. 3. Схема утилизации теплоты для охлаждения воздуха:

1 - воздухо охладитель; 2 - Конденсатоотводчик; 3 - двигатель; 4 - компрессор;
 5 - турбина; 6 - утилизационный котел; 7 - насос; 8 - конденсатор рабочей жидкости;
 9 - дроссельный клапан; 10 - эжектор.

Fig. 3. Heat recovery for air-cooling:

1 - air cooler; 2 - trap; 3 - engine; 4 - compressor; 5 - turbine;
 6 - heat recovery boiler; 7 - pump; 8 - capacitor;
 9 - throttle valve; 10 - ejector.

Таблица 1. Потенциальное изменение технических параметров двигателей при различных схемах утилизации тепла и возможное использование

Table 1. Potential changes of the technical parameters of the engines at various heat recovery schemes and the possible use

Система утилизации тепла	Увеличение мощности, %	Уменьшение удельного расхода топлива, %	Тип техники
Механический турбокомпаунд	*	4,8	Тракторы тягового класса не менее 5 и комбайны с пропускной способностью жатки более 11 кг/с
Электрический турбокомпаунд	*	6,9	
Цикл Ренкина на воде	5,4	6...9	Все виды техники
Цикл Ренкина на хладоне	11,4	9...11	
Впрыск водяной пары в ТК **	3,8	1,9	
Охлаждение циклового воздуха **	17	14,6	Комбайны
Термоэлектрический генератор	0,3	0,3	Все виды техники

Примечание: * Смотри рис. 1.

** По расчетам автора.

На основании вышеизложенного предлагается следующая система классификация систем утилизации теплоты.

I. По источнику вторичной теплоты: охлаждающая жидкость; моторное масло; нагреть детали двигателя; отработанные газы.

II. По типу энергетического ресурса, который может быть получена: горячая вода; пара; механическая энергия; электрическая энергия.

III. Использование полученных энергетических ресурсов: горячая вода (система отопления, система питания, в том числе подогрев топлива как жидкого, так и газообразного) впрыска на вход центробежного компрессора; тепловой аккумулятор; пара: паровая машина/турбина; впрыскивания в турбину турбокомпрессора; электрическая энергия (питание бортовой сети, питание тягового электродвигателя, подогрев топлива); механическая энергия (передача на колен-

чатый вал двигателя, вентилятор системы охлаждения).

IV. По типам циклов утилизационных систем: открыть (впрыск перегретой воды в компрессор, впрыска пара в турбину); закрыть (цикл Ренкина).

V. По типам рабочего тела в утилизационных циклах: вода; жидкости с низкой температурой кипения.

VI. По видам утилизации [30]: внешняя; внутренняя.

VII. По назначению системы утилизации: улучшение экологических показателей; улучшение экономических показателей двигателя; обеспечение потребностей внешних потребителей.

VIII. По тепловому потенциалу вторичного теплоносителя: высокотемпературный (отработанные газы); низкотемпературный (охлаждающая жидкость, надувная воздуха, моторное масло).

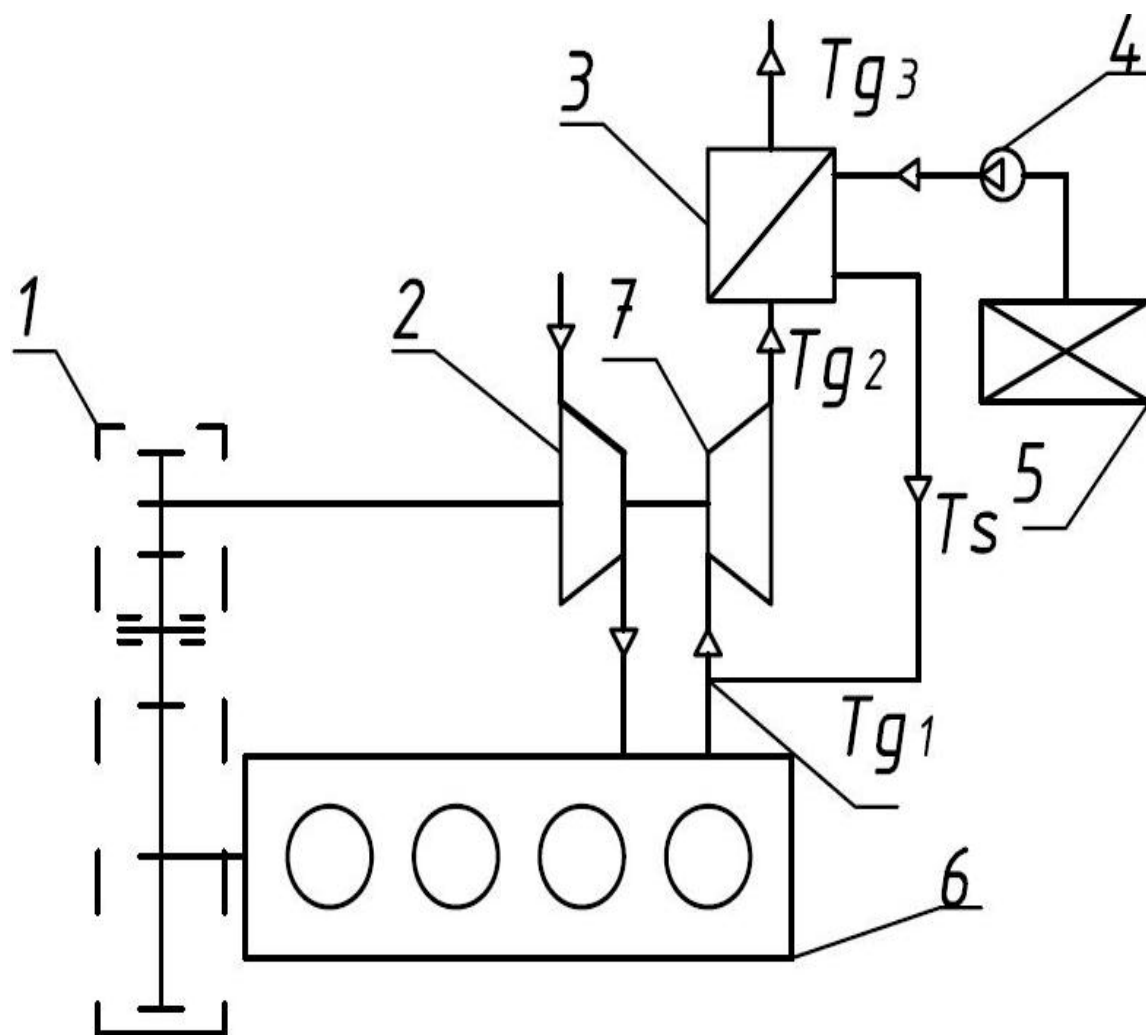


Рис. 4. Схема утилизации тепла:

1 - редуктор; 2 - компрессор; 3 - утилизационный котел; 4 - питательный насос; 5 - водяной танк;
6 - двигатель внутреннего сгорания; 7 - турбина.

Fig. 4. The scheme of heat utilization:

1 - gearbox; 2 - compressor; 3 - heat recovery boiler; 4 - feed pump; 5 - a water tank;
6 - internal combustion engine; 7 - turbine

Требуется объяснения классификация по видам утилизации (внешняя и внутренняя). Внешняя утилизация использует теплоту дизеля на обеспечение потребностей потребителей, не связанных с двигателем (система отопления салона, система кондиционирования воздуха и т.п.). Внутренняя утилизация направлена на повышение мощности, экологических и эконо-

мических показателей самого двигателя и связанных с ним систем (рис.5). На приведенной схеме подробно рассматривается классификация систем газотурбинного наддува, так как она приведена во многих научных трудах и учебных пособиях.

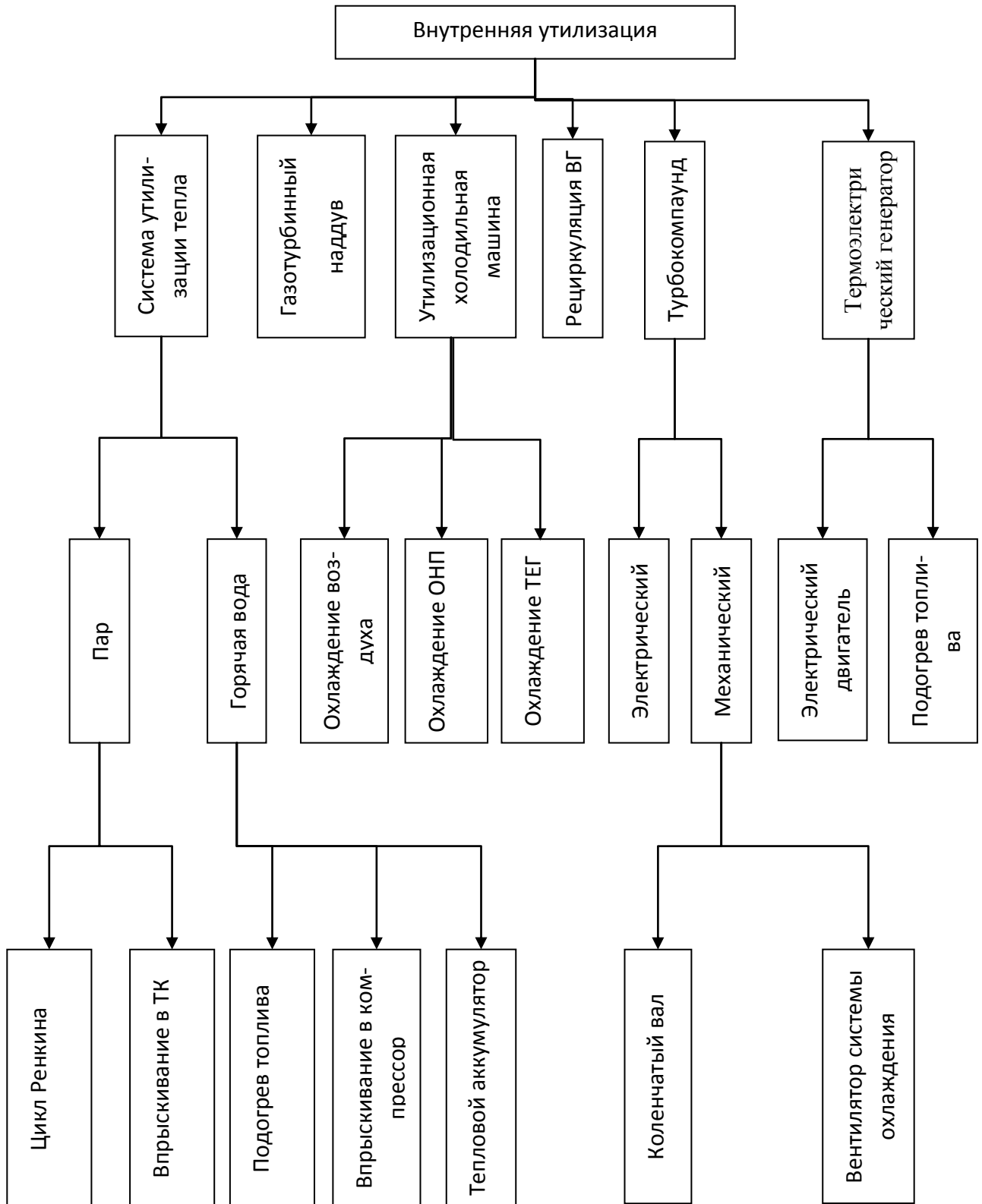


Рис. 5. Внутренняя утилизация
 Fig. 5. Internal recovery

ВЫВОДЫ

1. В мире проводятся интенсивные работы по повышению экономичности двигателей мобильных энергетических средств, в том числе за счет утилизации теплоты. На основании анализа существующих и предлагаемых схем утилизации тепла разработана их классификация. Предложено использование таких схем утилизации тепла как впрыска водяного пара в турбину турбокомпрессора и использования утилизационной холодильной машины.

2. Необходимо продолжить работу по обоснованию параметров систем утилизации для разных классов мобильных энергетических средств. Целесообразно разработать методику определения области эффективного применения систем утилизации тепла в сельскохозяйственных мобильных энергетических средствах.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

- Гавриш В.И. 2007.** Направления снижения затрат на топливо автомобильным транспортом в агробизнесе [Текст] / В.И. Гавриш // MOTROL. 2007. Том 9А. 77-81
- Гавриш В.И. 2008.** Анализ экономической эффективности использования биоэтанола в автомобильных двигателях [Текст] / В.И.Гавриш, В.Е. Пылып // MOTROL 2008. Том 10В. 44-53.
- Dennis W.Jadin. Super Truck 2012.** Development and Demonstration a Fuel Efficiency Class 8 Tractor&Trailer [Text] / Dennis W.Jadin, Ralph Nine // Engine Systems. DOE. MERIT REVIEW. Washington D.C. May 17.
- Лебедев О.Н. 1990.** Двигатели внутреннего сгорания речных судов [Текст] / Лебедев О.Н., Соменов В.А., Калашников С.А. М. : Транспорт. 328.
- Куликов Ю.А. 2011.** Тепловой аккумулятор для предпускового разогрева двигателя [Текст] /Куликов Ю.А., Пыхтя В.А.// Вісник СНУ ім. Володимира Даля. №6(160). 47-53.
- Симоненко Р. В. 2003.** Улучшение топливной экономичности и экологических показателей автомобилей путем рационального прогрета их двигателей: дис. ... канд. техн. наук: 05.22.20 [Текст] / Симоненко Роман Викторович. Киев. 192. (Украина).
- Вашуркин И. О. 2002.** Тепловая подготовка и пуск ДВС мобильных транспортных и строительных машин зимой [Текст] / Вашуркин И. О. СПб. : Наука, 145.
- Краснощеков Н.В. 1994.** Адаптация тракторов и автомобилей к работе на биотопливе [Текст] / Н.В.Краснощеков, Г.С.Савельев, А.Д.Шапкайц, В.В.Подосинников, Д.В.Бубнов, В.А.Демидов, Е.Т.Пономарев, Л.Н.Басистый // Тракторы и сельскохозяйственные машины. №12. 1-4.
- Гавриш В.И. 2003.** Повышение эффективности топливных систем дизельной энергетической установки [Текст] / В.И. Гавриш, Ю.В. Селезнёв, Д.В. Кузенко, Л.М. Кузенко // Вестник аграрной науки Причерноморья. - Николаев: МДАУ, №2(23). 168 – 172. (Украина).
- Harry Bruce Crower. 2009.** Free piston pressure spike modulator for any internal combustion engine. – Patent No.: US 7,588,000 B2. Date of Patent : Sep. 15,
- Сергеев А. 2010.** Альтернативные предпусковые подогревательные устройства [Текст] / А.Сергеев // Аграрна техніка та обладнання. №4(13). 64-65.
- Thermoelectrics Gaining More Attention and Development Focus. Green Car Congress. July 22, 2005. Available online at : <http://www.greencarcongress.com/2005/07/thermoelectrics.html>.
- J. van Liere. 2001.** Hot Water for Power Augmentation [Text] / J. van Liere, G.Y.M. Laagland // Diesel & Gas Turbine Worldwide. June. 72-74.
- Antony Greszler. 2008.** (Volvo Powertrain Corporation). Diesel Turbo-compound Technology. ICCT/NESCCAF Workshop Improving the Fuel Economy of Heavy-Duty Fleets II February 20 Пе- жим доступу : http://www.nescaum.org/documents/improving-the-fuel-economy-of-heavy-duty-fleets-1/greszler_volvo_session3.pdf.
- Tennant D.W.H. and Walsham B.E. 1989.** The turbocompound diesel engine, SAE Paper No. 89064.
- Wilson D.E. 1986.** The design of a low specific fuel consumption turbocompound engine, SAE Paper No.860072.
- Brands M.C, Werner J. and Hoehne J.L. 1981.** Vehicle Testing of Cummins Turbocompound Diesel Engine, SAE Paper No. 810073.
- Ulrich Hopmann 2002.** (Caterpillar Engine Research Diesel & Emissions Technology). Diesel Engine Waste Heat Recovery Utilizing Electric Turbocompound Technology. DEER Conference August 25-29, 2002 San Diego, California. Режим доступу : http://www1.eere.energy.gov/vehiclesandfuels/pdfs/deer_2002/session8/2002_deer_hopmann.pdf.
- Андреенков А.А. 2008.** Результаты разработки и исследования турбовентилятора для системы охлаждения транспортного турбодизеля [Текст] / А.А.Андреенков, А.В. Костюков // Двигатель, – №5(59). – Режим доступу: <http://engine.aviaport.ru/issues/59/page14.html>.
- Hopmann U. 2004.** “Diesel engine waste heat recovery utilizing electric turbocompound technology”, Catterpillar, DEER Conference, San Diego, California, USA.

21. **Parimal P.S. 1976.** Compounding the truck diesel engine with an organic Rankine cycle system [Text] / Parimal, P.S., Doyle, E.F. // SAE paper no.760343.
22. **Freyman R. A. 2008.** The Turbosteamer System Introducing the Principle of Cogeneration in Automotive Application [Text] / Freyman, R., Strobl, W., Obieglo, A. // Motortechnische Zeitschrift, MTZ 05. Jahrgang 69, 404 – 412.
23. **Hountalas D.T. 2002.** Potential for Improving HD Diesel Truck Engine Fuel Consumption Using Exhaust Heat Recovery Techniques [Text] / D.T. Hountalas, G.C. Mavropoulos // New Trends in Technologies: Devices, Computer, Communication and Industrial Systems. Manuscript 17. 313-340.
24. **Bhargava R. 2002.** Parametric analysis of existing gas turbine with inlet and overspray fogging [Text] / R. Bhargava, C.B. Meher-Homji. – Proceeding of ASME TURBO EXPO. Paper GT-2002-30560. 15.
25. **Радченко А.Н. 2008.** Тригенерація в газотурбинних установках газоперекачиваючих станцій [Текст] / А.Н. Радченко // Техногенна безпека: наукові роботи МГТУ ім. П. Могили. - Николаев : МДГУ, Т.77, вип.. 64. 11-18. (Україна).
26. **Радченко А.Н. 2010.** Особенности проектов модернизации газоперекачивающих агрегатов с учетом климатических условий [Текст] / А.Н.Радченко, А.С.Морозова // Двигатели и энергоустановки аэрокосмических летательных аппаратов. №10(77). 70-75.
27. ГОСТ 18509-88. Государственный стандарт Союза ССР. Дизели тракторные и комбайновые. Методы стендовых испытаний [Текст]. – М. : Издательство стандартов, 1988. 54.
28. **Nixdorf M. 2002.** Thermo-economic analysis of inlet air conditioning method of cogeneration gas turbine plant [Text] / M.Nixdorf, F. Prelipceanu, D. Hein. – Proceeding of ASME TURBO EXPO. Paper GT-2002-30561. 10.
29. **Исаков Б.В. 2005.** Первые итоги опытно-промышленной эксплуатации ГПУ-16К «Водолей» на компрессорной станции Ставищенская магистрального газопровода [Текст] / Б.В. Исаков, В.А. Кривуца, С.Н. Мовчан, Б.П. Степанец, А.А. Филоненко // Техногенна безпека. Наукові праці. Том 41. Випуск 28. 168-172.
30. John Deere обирає ефективний спосіб зниження рівня токсичності вихлопних газів [Текст] // Аграрна техніка та обладнання. 2010. №3(12). 7.
31. **Овсянников М.К. 1986.** Судовые дизельные установки : Справочник [Текст] / Овсянников М.К., Петухов В.А. Л. : Судостроение. 424.

HEAT RECOVERY FOR ENGINES OF AGRICULTURAL MACHINERY

Summary. The directions of increasing efficiency and improved environmental performance of internal combustion engines for agricultural machinery by heat recovery, have been considered.

It is shown that work to reduce the heat losses are conducted in two main direction: the creation of engines with higher efficiency and the development of effective heat recovery systems Motor-lei. The latter does not require line-of modernization of the engine.

Two basic schemes of utilization of wait energy resources (the conventional heat recovery system have been considered), and the system of deep heat recovery. For a long time they were developed primarily for marine and stationary power plants.

The using of Rankine heat recovery system allows reducing.

The different concepts, schemes and research in the direction above many firms are conducting research in the field of heat recovery system (such as: Scania, Ford, BMW, Cummins, Navistar Advanced Technology, Volvo, Iveco, Caterpillar, Cummins, Detroit Diesel, AVL Power Train Engineering, Cummins).

The utilization chiller for internal combustion engine and steam injection into turbine of turbocharger has been offered. That schemes allow to reduce complication and their cost.

The comparison of different heat recovery system has been fulfilled. The areas of them effective use in agricultural machinery have been determined.

The potential of power increasing and reducing of specific full conception has been determined.

The classification systems of heat recovery of agricultural machinery have been suggested.

The highest economy is reached by application of heat recovery chiller to cool a cycle air. The more preferable fields of turbocompaund using are tractors with track force 5 and more and combine harvester with reaper rating more then 11 kg/s.

Key words: diesel, efficiency, agriculture machinery, heat recovery.

МЕТОДИКА ОЦЕНКИ КАЧЕСТВА ШИХТОВАННЫХ МАГНИТОПРОВОДОВ ЭЛЕКТРИЧЕСКИХ МАШИН ПО ФАКТИЧЕСКОМУ СОСТОЯНИЮ

Михаил Мыслович¹, Вадим Чумак, Евгений Укотич²

¹Институт электродинамики НАН Украины

Проспект Победы 56 Киев, Украина. E-mail: mmysl@mail.ru

²Национальный технический университет Украины "КПИ"

Ул. Политехническая 37К, Киев, Украина. E-mail: chumack_kpi@ukr.net

Michael Myslovich¹, Vadim Chumack, Yevhen Ukotych²,

¹Institute of Electrodynamics National Academy of Sciences of Ukraine

Victory Avenue 56 Kyiv, Ukraine. E-mail: mmysl@mail.ru

²National technical university of Ukraine "KPI"

Str. Polytechnique 37K, Kyiv, Ukraine. E-mail: chumack_kpi@ukr.net

Аннотация. В данной работе рассмотрена проблема оценки качества активных частей электрических машин, в частности шихтованных магнитопроводов. Определены существенные диагностические показатели фактического состояния наборного сердечника, а именно удельные потери при перемагничивании и ослабление прессовки пакета, связанные с повышением потерь, снижением КПД, нарушением теплового режима и др. Предложена гибридная модель диагностической системы, включающей вибродиагностический модуль для оценки степени ослабления прессовки пакета и индукционно-измерительный модуль для определения уровня нарушения межлистовой изоляции и роста потерь в сердечнике. Рекомендуется при роспуске для магнитопроводов небольшого размера пропитывавшие клеем лаком ослабленной области и дальнейшая сушка при сжатом сердечнике. Также для сердечников небольшого диаметра между нажимной шайбой и крайними листами сердечника через каждые 2 ... 4 зубца забить текстолитовые клинья. При ослаблении прессования сердечников крупных электрических машин, в которых прессовка осуществляется стяжными шпильками, выполняют подтяжку шпилек.

Ключевые слова. Шихтованный магнитопровод, удельные потери, ослабление прессовки, межлистовая изоляция, вибродиагностический модуль, индукционно-измерительный модуль.

ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМЫ

Проблема оценки качества шихтованных сердечников электрических машин является актуальной задачей, поскольку существующие методы объективной оценки фактического состояния несовершенны и трудоемки. Во-первых это касается определения удельных потерь на перемагничивание, которые дают информацию об общем состоянии магнитопровода, наибольшей составляющей является доля потерь на вихревые

токи, обусловленной нарушением межлистовой изоляции.

С другой стороны весомой характеристикой качества шихтованных сердечников является состояние прессовки магнитопровода. Ослабление прессовки вызывает такие негативные явления как повышенная вибрация, нагрев магнитопровода и обмоток, что может привести к серьезным неполадкам и в дальнейшем к аварийному выходу из строя электрической машины.

Одновременная проверка прессовки наборного пакета и качества межлистовой изоляции является сложной задачей, поскольку при ослаблении прессовки одновременно уменьшается соприкосновение отдельных листов сердечника между собой, что уменьшает паразитные контуры вихревых токов через каналы повышенной проводимости в местах с нарушенной изоляцией. Таким образом, требования касающиеся комплексной оценки качества магнитопровода противоречивы.

АНАЛИЗ ПОСЛЕДНИХ ИССЛЕДОВАНИЙ И ПУБЛИКАЦИЙ

Рассмотрению современных методов вибрационной диагностики различных видов оборудования посвящено значительное количество работ [1]. Среди них можно выделить две группы методов, основанных на принципиально разных подходах: детерминированном и статистическом [2,3]. Удельные потери в магнитопроводе является важным показателем. Рост магнитных потерь обусловлен в первую очередь ростом паразитных вихревых токов вследствие нарушения межлистовой изоляции, ослабление прессовки вызывает такие негативные явления как повышение вибраций отдельных узлов и машины в целом [1].

ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Задачей работы является совмещение двух методов тестовой диагностики: ударной диагностики

и диагностики с использованием индукционных методов.

Следует отметить, что одновременное обнаружение дефектов межлистовой изоляции и оценка ослабления прессовки пакета является сложной задачей. Ослабление прессовки увеличивает расстояние между листами магнитопровода и уменьшает поверхность соприкосновения между листами пакета. Однако, в эксплуатационном режиме вследствие вибрационных сил интенсивность соприкосновений отдельных листов будет пропорциональна частоте перемагничивания и вихревые токи будут проявляться при работе машины (например 50 Hz), хотя они не будут обнаружены тестовыми методами диагностики в разобранном состоянии машины.

ИЗЛОЖЕНИЕ ОСНОВНОГО МАТЕРИАЛА

Описание диагностики с использованием индукционного метода

Принцип метода заключается в реакции измерительной катушки на величину и фазу вихревых токов, возникающих в металлическом изделии (сердечнике) при помещении его (или его части) в переменное магнитное поле. Возбуждающая и измеряющая катушка могут быть разделены, или это может быть одна и та же катушка [5].

При гармоничном, или импульсном воздействии на контролируемую систему для получения результатов требуется по каждой гармонике замеры фазовых сдвигов, то есть обработка сигналов напряжения, тока и мощности, что затрудняет операцию контроля. В силу указанных трудностей при прямом измерении потерь перспективной является попытка найти физическую величину, которая может быть использована как информационный сигнал. Так как при нарушении межлистовой изоляции [4] в первую очередь растут вихревые токи в магнитопроводе, то искомый сигнал должен характеризовать интенсивность вихревых токов по дефектным контурам.

Было предложено использовать анализ переходного процесса при изменении магнитного потока в магнитопроводе. Для упрощения измерительной схемы было предложено использовать процесс коммутации тока в возбуждающей обмотке.

Замыкания листов сердечника между собой в результате различного рода повреждений межлистовой изоляции создает "частичный эффект массивного магнитопровода". Этот эффект проявляется в том, что в сердечнике, собранном из отдельных листов без достаточной изоляции между ними появляются дополнительные вихревые токи, которые замыкаются по дефектным контурам.

Итак, показателем качества набранного сердечника может служить оценка влияния паразитных контуров вихревых токов на степень приближения шихтованного магнитопровода к массивному во всем объеме испытуемого сердечника или в его отдельных частях.

Поставленная цель достигается тем, что в магнитопроводе или в его части с помощью

возбуждающей обмотки по которой течет постоянный или переменный ток низкой частоты, создается начальный магнитный поток, при достижении потока установившегося значения ток в обмотке возбуждения срезается. При срезе тока начинает затухать магнитный поток Φ . Однако скорость затухания магнитного потока $d\Phi/dt$ меньше скорости затухания тока возбуждения di/dt , за счет того, что магнитный поток некоторое время после затухания тока возбуждения поддерживается вихревыми токами в магнитопроводе [7]. Вихревые токи в каждом листе пакета затухают с постоянной времени, которая зависит от свойств материала сердечника, и пропорциональна квадрату толщины листов:

$$T = \frac{\mu_0 \mu d^2 \gamma}{4\pi^2}, \quad (1)$$

где: μ_0 - магнитная постоянная; μ - магнитная проницаемость материала сердечника; γ - удельная электропроводность материала сердечника; d - толщина листа.

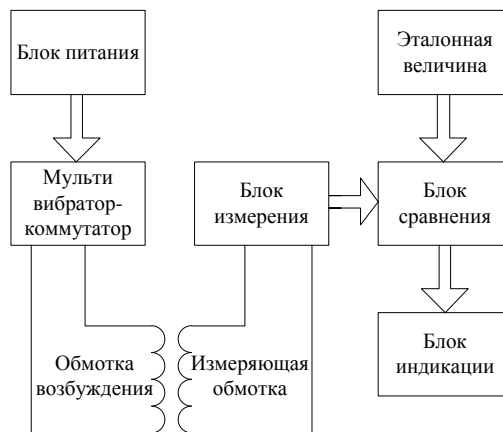


Рис. 1. Блок-схема индукционно-измерительной схемы

Fig. 1. Flowchart of an inductive metering circuit

Параметры переходного процесса будут определяться начальным магнитным потоком (его величиной), который создается током возбуждения, временем коммутации тока возбуждения, демпфирующим действием вихревых токов в каждом листе, а также демпфирующим действием паразитных контуров вихревых токов.

Затухание магнитного потока будет происходить примерно экспоненциально. Идеальный случай, когда происходит мгновенная коммутация тока возбуждения $T_k = 0$:

$$\Phi \approx \Phi_0 e^{-t/T}, \quad (2)$$

где: Φ_0 - начальное значение потока.

Наличие электрической связи между пластинами вследствие нарушения изоляции создает дополнительный контур вихревых токов, что приведет к росту постоянной времени затухания потока T в магнитопроводе.

Изменение магнитного потока приводит к возникновению во всех витках, сцепленных с контуром намагничивания ЭДС, которая определяется законом изменения потока: $e = -\frac{d\Phi}{dt} = \frac{\Phi_0}{T} e^{-t/T}$.

Очевидно, что увеличение постоянной времени затухания изменит форму кривой ЭДС наводимой в обмотке. С физической точки зрения, в основу данного способа положена оценка уровня инерционности изменения потока в исследуемом магнитопроводе в отличие от способов, основанных на измеряемые потери в стали.

Было опробовано два магнитопровода без обмотки (статор от двигателя 4A100L6У3 и 4A71В4У3). Были определены удельные потери нормативными методами [9]. Удельные потери при индукции 1 Тл в спинке статора, составили соответственно 3,13 Вт / кг и 6,6 Вт / кг. Повышенные потери были зафиксированы для второго статора, которые превосходят допустимые потери примерно вдвое. Проведенные испытания включали определение постоянной затухания вихревых токов, которая связана с потерями в магнитопроводе. Для первого случая эта постоянная времени составляет около 50 мкс, что соответствует удельным потерям в пределах 2,8-3,2 Вт / кг, для второго случая соответственно 100 мкс и 6,4-6,8 Вт / кг [7]. Начало импульсного воздействия синхронизируется в соответствии с базой данных для магнитопроводов различной геометрии и конфигурации в блоке информационно-измерительной системы (ИИС) ударной диагностики (УД).

Расчет переходного процесса.

Рассмотрим математическую модель переходного процесса при коммутации тока [8]. Действующее значение ЭДС, приводится в контуре

$$E_x = \pi\sqrt{2}fBq_x = 2\pi\sqrt{2}fB\frac{h}{b}x^2. \quad (3)$$

Ток в контуре на единицу длины листа

$$\Delta i_x = jx\Delta x \cdot 1 = \frac{e_x}{\Delta r_x} = 2\pi\sqrt{2}fB\gamma_{cm}\Delta x = k_i x\Delta x, \quad (4)$$

где: $k_i = 2\sqrt{2}\pi f$,

γ_{cm} – удельная электропроводность стали сердечника.

Магнитная напряженность и индукция:

$$H_x = \int_0^x dx_i = k_i \frac{x^2}{2} + C, \quad (5)$$

$$B_x = k_i \mu \left(\frac{b^2}{2} - \frac{x^2}{2} \right). \quad (6)$$

Созданное вторичное магнитное поле при гармоничном внешнем поле, сдвинутое по фазе на 90° сравнительно слабо влияет на суммарное поле, но создает свои ЭДС и токи:

$$e_{2x} = \pi\sqrt{2}f\Phi_{2x}, \quad (7)$$

$$i_{2x} = j_{2x}\Delta x = \frac{e_{2x}}{\Delta r_x} = k_i \mu \frac{h}{b} \left(\frac{b^2 x^2}{4} - \frac{x^3}{8} \right). \quad (8)$$

Магнитный поток в элементарном контуре:

$$\Phi_{2x} = \int_0^x d\Phi_x = k_i \mu \frac{h}{b} \left(\frac{b^2 x^2}{4} - \frac{x^4}{8} \right). \quad (9)$$

ЭДС и магнитная напряженность элементарного контура:

$$e_{2x} = \pi\sqrt{2}f k_i \mu \frac{h}{b} \left(\frac{b^2 x^2}{4} - \frac{x^2}{8} \right), \quad (10)$$

$$H_{2x} = \int_0^x j_{2x} dx = k_i^2 \mu \left(\frac{b^2 x^2}{8} - \frac{x^4}{32} \right) + C. \quad (11)$$

Суммарная индукция:

$$B_{\Sigma} = B_0 - k_i^2 \mu^2 \left(\frac{3b^4}{32} - \frac{b^2 x^2}{8} - \frac{x^2}{32} \right). \quad (12)$$

Общее выражение исходного поля можно представить в виде гармонического ряда:

$$H = \sum_{k=1} H_{km} \sin(k\omega t + \psi). \quad (13)$$

Приведение решения к гармоническому ряду.

Коммутацию тока в обмотке возбуждения принимаем мгновенной. Магнитная проницаемость принимаем постоянной:

$$\text{rot rot } B = -\mu \gamma \frac{dB}{dt}. \quad (14)$$

Для прямоугольного сечения:

$$\frac{d^2 B}{dt^2} + \frac{d^2 B}{dy^2} = \mu \gamma \frac{dB}{dt}. \quad (15)$$

При коммутации возникает переходный процесс. Так как по рассуждению симметрии зависимость магнитной индукции в направлении осей x и y должны быть четной функцией, можно предположить, что решение имеет вид:

$$B = B_0 \cos \alpha x \cos \beta y \cdot e^{-t/T}, \quad (16)$$

где: T – постоянная времени.

После подстановки (12) в (11) получим условие, которое связывает до сих пор независимые величины: α , β и T ,

$$\alpha^2 + \beta^2 = \frac{\mu \gamma}{T}. \quad (17)$$

После отключения цепи магнитная индукция на грани сечения сердечника мгновенно уменьшается до 0. Поэтому для $t = 0$, $x = \pm \frac{a}{2}$, $y = \frac{b}{2}$ получим:

$$B_0 \cos \alpha \frac{a}{2} \cos \beta \frac{b}{2} = 0. \quad (18)$$

Тогда из (13) для постоянной времени получим выражение:

$$t_{n,m} = \frac{\mu \gamma}{\left(\frac{2n+1}{a} \pi \right)^2 + \left(\frac{2m+1}{b} \pi \right)^2}. \quad (19)$$

Полное решение определяется бигармоническим рядом

$$B = \sum_n \sum_m B_{n,m} \cos(2n+1) \frac{\pi x}{a} \times \cos(2m+1) \frac{\pi y}{b} e^{-\frac{t}{t_{n,m}}}. \quad (20)$$

При этом каждая гармоника имеет свою собственную амплитуду $B_{n,m}$. Амплитуды можно определить из начальных условий коммутации.

Это справедливо для установившегося режима, соответствующего функции, которая имеет единичное значение в интервале $|x| < a$, $|y| < b$ с известным разложением в ряд Фурье. Данные для расчета магнитопроводов 4A100L6У3 и 4A71В4У3 – поперечное сечение 0,001320 м² и 0,000825 м², длина средней магнитной линии 0,4932 м и 0,3298 м, сталь 2013:

$$f(x, y) = \frac{16}{\pi^2} \left(\cos \frac{\pi}{2a} x - \frac{1}{3} \cos \frac{3\pi}{2a} x + \frac{1}{5} \cos \frac{5\pi}{2a} x - \dots \right) \times \left(\cos \frac{\pi}{2b} y - \frac{1}{3} \cos \frac{3\pi}{2b} y + \frac{1}{5} \cos \frac{5\pi}{2b} y - \dots \right) = \frac{16}{\pi^2} \sum_{p,r} \left(\frac{(-1)^p (-1)^r}{2p-1 2r-1} \cos \frac{(2p-1)\pi}{2a} x \cos \frac{(2r-1)\pi}{2b} y \right) = 1. \quad (21)$$

Переходим к закону затухания магнитного потока в магнитопроводе. Значение потока определяется как интеграл магнитной индукции по всему сечению стержня:

$$\Phi = 4\mu \mu_0 \int_0^a \int_0^b H dx dy. \quad (22)$$

Следует определить отношение текущего значения магнитного потока к потоку в установившемся режиме (Φ_0), очевидно, что последний:

$$\Phi_0 = 4\mu \mu_0 a b H_0. \quad (23)$$

Подставляя найденные значения H_0 в (18) и выполнив интегрирование получим:

$$\frac{\Phi}{\Phi_0} = \frac{64}{\pi^4} \sum_{p,r} \frac{1}{(2p-1)^2(2r-1)^2} \times \exp\left[-\pi^2 \frac{(2p-1)^2/a^2 + (2r-1)^2/b^2}{4\mu_0\gamma} t\right]. \quad (24)$$

В последнем равенстве знак двойной суммы показывает, что суммирование происходит по всем значениям $p = 1, 2, 3 \dots$ для $r = 1,$ затем для $r = 2, r = 3$ и так далее. p и r - члены ряда Фурье.

При $t = 0$ показательная функция превращается в единицу. при этом:

$$\sum_{p,r} \frac{1}{(2p-1)^2(2r-1)^2} = \frac{\pi^4}{64}, \quad (25)$$

соответственно $\frac{\Phi}{\Phi_0} = 1$ при $t=0$.

Вводим новые величин:

$$k = \frac{b}{a}, \quad \theta = \frac{\pi^2 t}{4b^2\sigma\mu_0}. \quad (26)$$

Закон уменьшения магнитного потока:

$$\frac{\Phi}{\Phi_0} = \frac{64}{\pi^4} \sum_{p,r} \frac{\exp\{-[(-2p-1)^2 k^2 + (2r-1)^2]\theta\}}{(2p-1)^2(2r-1)^2}. \quad (27)$$

Таблица 1. Результаты вычисления.

Table 1. The results of calculation of attenuation.

Магнитопровод	Установившийся магнитный поток (относительное значение)	Максимальная ЭДС (относительное значение)	Усредненная постоянная времени затухания потока, мкс	Усредненная постоянная времени затухания ЭДС, мкс
4A100L 6У3	1,0	1,0	130	44
4A71B4 У3	1,0	1,0	180	73

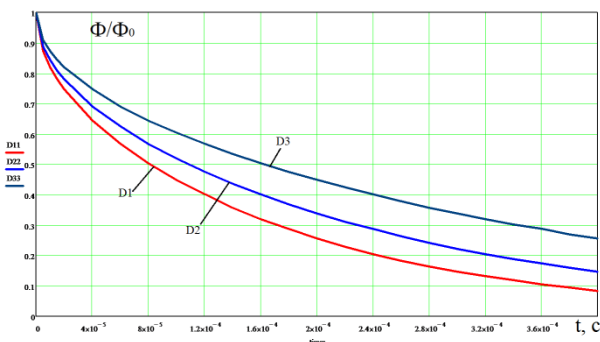


Рис. 2. Расчетные кривые затухания магнитного потока для сердечников: D1 - нормальный магнитопровод, D2 - дефектный, D3 – аварийный

Fig. 2. Curve attenuations of a magnetic flux for cores are calculated: D1 - a normal magnetic circuit, D2 - the defect, D3 - the emergency

Описание метода ударной диагностики.

Суть ударной вибродиагностики состоит в возбуждении вибраций в исследуемом узле с помощью внешнего ударного импульса и в дальнейшем измерении и анализе полученного отклика. При этом спектр отклика определяется, в основном, резонансными свойствами объекта исследований, тогда как спектр вибраций, измеряемых при функциональной вибродиагностике, зависит от режима работы исследуемого оборудования в данный момент времени и может содержать сильные дополнительные частотные составляющие, которые не связаны с техническими характеристиками самого объекта исследований. Таким образом, основным преимуществом ударной диагностики является то, что она дает возможность определить основные резонансные характеристики исследуемого узла.

В настоящее время существуют системы ударной вибродиагностики, предназначенные для диагностирования различных узлов промышленного оборудования, причем в основу подавляющего большинства таких систем положен детерминированный подход.

Под детерминированной системой подразумевается, что диагностическая система ориентирована на получение характеристик диагностических сигналов в предположении, что как влияние так и его отклик является детерминированными сигналами. Но как показало исследование реальных ударных вибраций, все они носят стохастический характер в силу своей природы. В этом случае для получения точных и достоверных оценок наиболее эффективно применение стохастических методов, которые положены в основу измерения диагностических сигналов.

В качестве объекта исследования использовался макет шихтованного магнитопровода (рис.3), что представляет собой наборный пакет листов магнитной стали, используемой в магнитопроводах сухих трансформаторов малой и средней мощности. С помощью двух шпилек, изготовленных из немагнитного материала, можно регулировать степень прессования пластин, моделируя таким образом различные технические состояния магнитопровода.

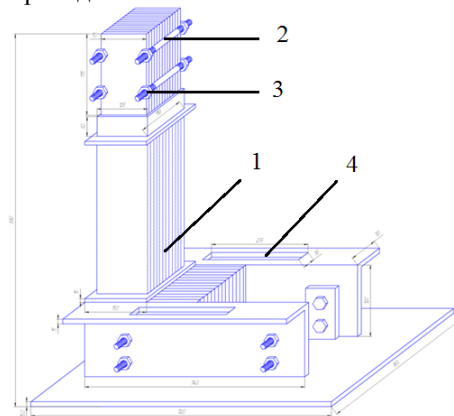


Рис. 3. Макет шихтованного магнитопровода
Fig. 3. Model of stamping magnetic core

Результаты проведенных экспериментов по диагностике степени прессовки шихтованной магнитопровода приведены ниже.

Прессование пластин магнитопровода 1 осуществлялась с помощью шпилек 2, затяжка которых проводилась динамометрическим ключом. Вибрационная волна возбуждалась ударным молотком (рисунок 6) в теле шихтованного магнитопровода и измерялась с помощью акселерометра типа АВС-017, который устанавливался на исследуемом магнитопроводе с помощью специального воска.

Эксперимент по диагностированию состояния прессования пластин магнитопровода осуществлялся следующим образом. С помощью зажимных гаек 3, установленных на шпильках 2, с силой $30 \text{ Н} \cdot \text{м}$ сжимался пакет пластин магнитопровода. Затем включался и настраивался лабораторный образец ИИС УД. После настройки макета в направлении, перпендикулярном плоскости пластин, проводился удар, который вызывал вибрации магнитопровода. Замер вибрационного сигнала осуществлялся акселерометром, закрепленным на противоположном торце магнитопровода.

После этого полностью отпускаясь гайки шпилек, которыми были стянуты пластины шихтованного магнитопровода, и повторялся эксперимент, аналогичный описанному. На рис.4 представлены спектрограммы, измеренные на шихтованном магнитопроводе, зажато с силой $30 \text{ Н} \cdot \text{м}$ (рис. 4, а), и в случае, когда зажимные гайки полностью ослаблены (рис.4, б)

Частота дискретизации составляла 50 кГц , то есть представленные на рис. 4 спектрограммы содержат информацию о частотах анализируемого сигнала в полосе с верхней граничной частотой 25 кГц .

На рис. 4 (а) видно, что для зажато магнитопровода основная частота вибраций наблюдается в области 600 Гц . Отмечены также менее интенсивные составляющие в области 2300 и 5400 Гц .

При снятии стягивающего усилия в спектрограмме вибраций шихтованного магнитопровода кроме основной частоты в области 600 Гц отмечены многочисленные интенсивные частотные составляющие в полосе частот до 15 кГц .

Ниже приведена структурная схема ИИС УД частота дискретизации составляла 50 кГц , тобто представленные на рис. 4 спектрограммы содержат информацию про частоты анализируемого сигнала в полосе с верхней граничной частотой 25 кГц .

На рис. 4 (а) видно, что для зажато магнитопровода основная частота вибраций наблюдается в области 600 Гц . Отмечены также менее интенсивные составляющие в области 2300 и 5400 Гц .

При снятии стягивающего усилия в спектрограмме вибраций шихтованного магнитопровода кроме основной частоты в области 600 Гц отмечены многочисленные интенсивные частотные составляющие в полосе частот до 15 кГц .

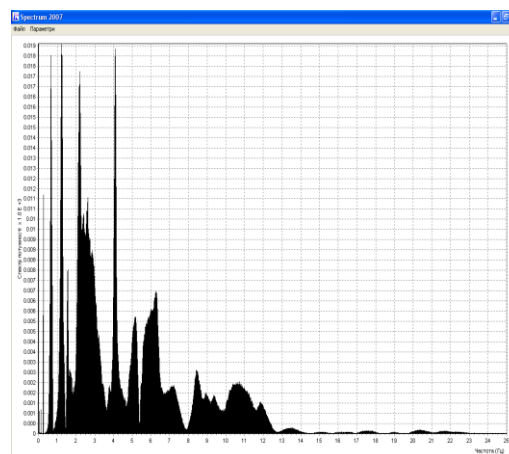
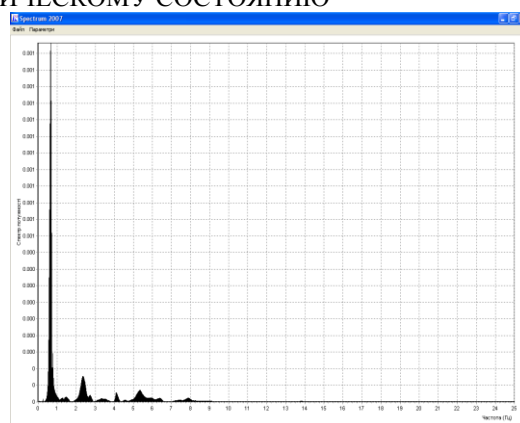


Рис. 4 Спектрограммы, измеренные на шихтованном магнитопроводе: а) магнитопровод сжат; б) магнитопровод ослаблен

Fig.4. The spectrograms measured on stamping magnetic core: а) the magnetic circuit is clamped; б) the magnetic circuit is weakened

Ниже приведена структурная схема информационно-измерительной системы ударной вибродиагностики.

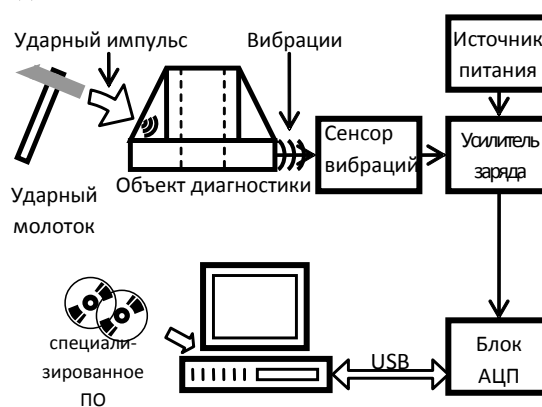


Рис. 5. Структурная схема лабораторного образца ИИС вибродиагностики массивных узлов электротехнического оборудования

Fig. 5. Block scheme of a laboratory exemplar of IVS of vibration diagnostics of large clusters of potent electrotechnical equipment

Для того, чтобы совместить два метода была разработана установка, которая позволяет одновременно проверять качество прессовки и качество межлистовой изоляции. Приведенный спектр механических колебаний показывает, что наиболее информативные зоны находятся в диапазоне 500-700 Гц. Необходимо, чтобы инициированный электромагнитный процесс коммутации тока в области возбуждения был синхронизирован с началом механического воздействия.

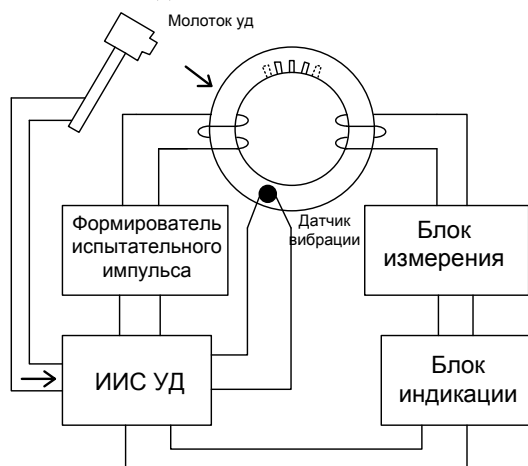


Рис. 6. Блок-схема системы совместной диагностики качества межлистовой изоляции и степени прессовки магнитопровода

Fig. 6. The flowchart of system of collateral diagnostics of quality between sheet isolation and extent of pressing of a magnetic circuit

ВЫВОДЫ

При совместном действии вибрационного и импульсного электромагнитного воздействия получены следующие результаты:

1) В случае качественной межлистовой изоляции и качественной прессовки постоянная времени затухания вихревых токов остается неизменной около 50 мкс, что соответствует нормальным удельным потерям 2,8-3,2 Вт / кг. Магнитопровод пригоден для эксплуатации.

2) В случае качественной изоляции и при ослабленной прессовке постоянная времени затухания вихревых токов остается относительно постоянной 50-60 мкс, что соответствует удельным потерям 2,8-4 Вт / кг. Количество резонансных пиков возрастает до трех и более. Магнитопровод требует технологических операций по устранению чрезмерного распушения.

3) В случае существенно нарушенной изоляции и одновременном распушении магнитопровода, постоянная времени затухания вихревых токов составляет 130 мкс, что соответствует удельным потерям 8-10 Вт / кг. При отсутствии механического ударного воздействия постоянная времени затухания вихревых токов составляет 80 мкс. Магнитопровод не пригоден для эксплуатации.

Рекомендуется при распушении для магнитопроводов небольшого размера пропитывавние клейким лаком ослабленной области и дальнейшая сушка при сжатом сердечнике. Также для

сердечников небольшого диаметра между нажимной шайбой и крайними листами сердечника через каждые 2 ... 4 зубца забить текстолитовые клинья. При ослаблении прессования сердечников крупных электрических машин, в которых прессовка осуществляется стяжными шпильками, выполняют подтяжку шпилек.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Абдул-Заде Е.А., Давидов В.Ф., Rogozинский Т.С., Талишинский Р.И. 1977.** Дополнительные потери от несовершенства межлистовой изоляции в магнитопроводах асинхронных двигателей // *Электротехника*, М. 26-28.
2. **Андрусенко Ю.А., Мыслович М.В. 2002.** Модели динамики работы ветроагрегата при воздействии ветрового потока и их использование в информационно-измерительных системах диагностики // *Техн. электродинамика. Тем. вып. "Проблемы современной электротехники"*. Ч. 4. 71 – 76. (Украина).
3. **Балицкий Ф.Я., Генкин М.Д., Иванова М.А., Соколова А.Г., Хомяков Е.И. 1990.** Современные методы и средства вибрационной диагностики машин и конструкций (Научно-технический прогресс в машиностроении. Вып. 25) / *Междунар. центр науч. и техн. информации. Ин-т машиноведения им. АА Благоднарова АН СССР*. М. 115.
4. **Волосюк В.М., Зубарь Г.П., Кляцкий Г.М. 1974.** Применение новых полиэфирных лаков для изоляции листов магнитопроводов // *Электротехника*. № 9. 34-36.
5. **Ламмкракер Й., Штафль М. 1967.** Вихревые токи. М. Л.: Энергия. 208.
6. **Таран В.П. 1983.** Диагностирование электрооборудования. К. : Техника. 200. (Украина).
7. **Фадеев В.А., Шелехов В.В., Днепровский В.С. 1982.** Исследование потерь в стали сердечника статора / *Депонир. рукопись. Томск: Информэлектро, № 175. 10.* (Украина).
8. **Чумак В.В. 1992.** Индукционные методы контроля активных частей электрических машин: Автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.09.01./ К.18.
9. **ГОСТ 12119.4-98** Сталь электротехническая. Методы определения магнитных и электрических свойств.
10. **С. М. Harris 2010.** (ed), *Shock and Vibration Handbook*, 6th edition, McGraw-Hill, New York, – 1199 p. – ISBN: 978-0-07-163343-7.
11. **Фукс Г.И., Кутейникова З.А. 1984.** Поверхностные явления и надежность узлов трения механизмов приборов. / *Кн. Надежность и долговечность*. - М. Машиностроение. 180.
12. *Научно-технический отчет. № 299 Исследование надежности ТЭМГП-ЗПБ и ЭД-107 тепловозов 2ТЭЮЛ и разработка мероприятий по ее повышению.* Ташкент. 1974. 120.
13. **Рыженская В.М. 1978.** Методы оценки надежности электромашинных преобразователей

средней мощности / Труды ВНИИЭМ, вып. 55.
М. 109-116.

14. **Исаев И.П. 1968.** Надежность локомотивов (лекция). М.Ред.-изд. Совет. МИИТ. 50.
15. **Кузнецов Н.Л. 2008.** Сборник задач по надёжности электрических машин. Издательский дом. М. 400.
16. **Журков С.Н., Аббасов С.А. 1962.** Связь между механической прочностью и термической, деструкцией- полимеров. Высокомолекулярные соединения. №11. 14-28.
17. **Нечипоренко В.И. 1977.** Структурный анализ систем. М. Советское радио. 214.
18. **Растунин Д.В., Майоров О.В., Рюмин Е.В. 2010.** Формирование аналитических моделей надёжности коллектора электрической машины в системах электроснабжения. «Известия ВУЗов. Проблемы энергетики», №1- 2, Казань, 154-157.
19. **Идиятуллин Р.Г. 1987.** Надежность тяговых электрических машин. Ташкент «МехНАТ». 152.
20. **Идиятуллин Р.Г., Растунин Д.В., Майоров О.В., Рюмин Е.В. 2009.** Моделирование нагрузок силового электрооборудования с использованием методов теории вероятностей и математической статистики. «Вестник КГЭУ». № 2, Казань, 33-37.

ESTIMATION PROCEDURE FOR QUALITY LAMINATED MAGNETIC CIRCUIT ELECTRIC MACHINE AS THE ACTUAL STATE

Summary. In this paper the problem of assessing the quality of active parts of electrical machines including stamping magnetic core. Were identified essential diagnostic indicators of the actual state of stamping core, such as specific losses in magnetization and of extent of weakening of pressing of a package associated with increased losses, lower efficiency, violation of the thermal regime and more. A hybrid model diagnostic system that includes vibro diagnostic module for measuring the extent of weakening of pressing of a package and induction measuring module for the evaluation of the degree of insulation between the sheet and the related growth of losses in the core. It recommended for rospushenii magnetic cores for small propityvavnie sticky varnish weakened area and further drying with compressed core. Also for cores of small diameter between the pressure plate and extreme core sheets every 2 ... 4 wave score textolite wedges. With the weakening of compression cores of large electric machines, in which the compact is carried out tie rod, perform tightening pins.

Key words. Stamping magnetic core, specific losses, extent of pressing of a package, leaf between insulation, vibrodiagnostic module, induction measuring module.

СНИЖЕНИЕ ИНТЕНСИВНОСТИ ПУЛЬСАЦИОННОГО ГОРЕНИЯ В КАМЕРЕ СГОРАНИЯ ГТД ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ПЛАЗМЕННЫХ СТАБИЛИЗАТОРОВ

Сергей Сербин, Анна Мостипаненко, Артём Козловский

Национальный университет кораблестроения

Пр. Героев Сталинграда 9, Николаев, Украина. E-mail: president@nuos.edu.ua

Serhiy Serbin, Ganna Mostipanenko, Artem Kozlovskiy

National University of Shipbuilding

Geroev Stalingrada Ave. 9, Nikolaev, Ukraine. E-mail: president@nuos.edu.ua

Аннотация. Рассмотрены термо-акустические процессы в низкоэмиссионных камерах сгорания газотурбинных двигателей. Проведен обзор экспериментальных исследований по способам подавления пульсаций в камерах сгорания ГТД. Проведено моделирование пульсационных процессов в низкоэмиссионной камере сгорания газотурбинного двигателя с помощью современных инструментов вычислительной гидродинамики. Предложены пути снижения пульсаций в камерах сгорания газотурбинных двигателей с использованием плазменных стабилизаторов.

В результате численного моделирования с использованием различных значений энергий активации реакции окисления метана, определяемых различным количеством добавок плазмохимических продуктов, максимальные пульсации статического давления имеют место в тех же сечениях КС, что и при использовании базовой модели трехстадийного окисления метана. Результаты расчетов нестационарных процессов в камерах сгорания ГТД, работающих на газообразном топливе, с использованием трехмерных математических моделей свидетельствуют о том, что использование плазменных генераторов в качестве стабилизатора термо-акустических процессов в камере сгорания ГТД позволит расширить диапазон устойчивой работы топливосжигающего устройства, уменьшить пульсации давления топливо-воздушной смеси.

Ключевые слова: газотурбинный двигатель, камера сгорания, пульсационное горение, плазменный стабилизатор, математическое моделирование.

ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМЫ

При создании низкоэмиссионных камер сгорания (КС) газотурбинных установок (ГТУ) возникают трудности, связанные с неустойчивостью и пульсационным горением, акустическими колебаниями и срывными явлениями в проточной части двигателя, воздействующими на процессы горения. Такие явления приводят к серьезным последствиям, начиная от вибрационных перегрузок и деформирования элементов конструкции камер сгорания, до прогаров и разрушения жаровых труб, газовой эрозии лопаток турбин, аварийных ситуаций с вынужденными остановками двигателей [1].

Обеспечение устойчивости процесса горения является серьезной и актуальной задачей при создании низкоэмиссионных КС ГТУ. Для управления не-

устойчивым режимом горения топливо-воздушных смесей в КС ГТД возможно применение модулированных плазменных струй воздуха, генерируемых с помощью плазмотронов различных типов, которые подаются в КС в противофазе к существующим колебаниям давления. Возникновение вибрационного горения в КС недопустимо, так как этот процесс сопровождается резким увеличением шума, срывами пламени, разрушением камеры, выходом из строя и разрушением элементов конструкции КС, а также отдельных узлов и агрегатов ГТУ [2].

АНАЛИЗ ПОСЛЕДНИХ ИССЛЕДОВАНИЙ И ПУБЛИКАЦИЙ

Существуют пассивные и активные методы подавления пульсаций в камерах сгорания ГТД. Активные методы предполагают динамическое автоматическое регулирование расходов газа по топливным каналам во время работы двигателя. Данные методы предполагают наличие дополнительных дорогостоящих систем для камер сгорания и сложных алгоритмов их регулирования.

Результаты снижения пульсационных характеристик низкоэмиссионной камеры сгорания газотурбинного двигателя пассивными методами с помощью численного эксперимента показаны в работе [3]. Применение присоединенных объемов, резонаторов Гельмгольца, дает позитивные результаты, снижение уровня пульсаций давления составляет не более 20 %. Эффективность снижения пульсаций методом перекрытия отверстий вторичного воздуха является максимально технологически простым, и позволяет снизить средний уровень пульсаций в камере на 30 % и более. Увеличение диаметра жаровой трубы приводит к падению пульсаций давления на 10-20 % в зависимости от места измерения [3].

Одним из наиболее перспективных методов повышения стабильности рабочего процесса является интенсификация сжигания углеводородов с помощью низкотемпературной плазмы [4-6]. Наряду с ионизацией воздуха при использовании устройств с плазменными струями достигается высокая степень стабилизации горения. В случае плазменной стабилизации из-за особенностей, обусловленных высоким температурным уровнем процесса, можно ожидать еще более интенсивного воздействия продуктов плаз-

мохимических реакций на горение основной топливо-воздушной смеси [7-8].

ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Цель работы – исследование термо-акустических характеристик камеры сгорания газотурбинного двигателя с плазменным стабилизатором путем трехмерного моделирования процессов нестационарного горения.

ИЗЛОЖЕНИЕ ОСНОВНОГО МАТЕРИАЛА

Горение – процесс окисления топлива, который сопровождается выделением значительного количества тепла. Реакции химического реагирования сопровождаются рядом физических явлений - испарением, перемешиванием, подводом и отводом тепла. Таким образом, горение в КС ГТД является сложным комплексом взаимозависимых физико-химических процессов, направленных на получение газа с высокой температурой [9].

Кинетика химических процессов определяет скорости реакций окисления и их зависимость от температуры, давления, концентрации и ряда других факторов [9]. Акты химического преобразования происходят при соударениях молекул, при этом их кинетическая энергия переходит в потенциальную и тратится на разрушение связей в молекулах. Однако разрушение связей будет происходить только тогда, когда величина потенциальной энергии превысит некоторую границу - энергию активации E [10]. Не все соударения, при которых энергия превышает энергию активации, приводят к химической реакции. Для этого необходима еще и соответствующая ориентация молекул между собой. Таким образом, активация предполагает переводение средней в энергетическом отношении молекулы в активную. Чем меньше величина E , тем выше скорость реакции [9].

Численный эксперимент, связанный с анализом пульсационных процессов низкоэмиссионной КС, проводился с использованием обобщенной модели трехстадийного горения метана в качестве кинетической схемы для численного решения уравнений химической кинетики. Эта схема [11] применима для диффузионных и предварительно перемешанных смесей в интервале изменения давлений от 0,1 до 4,0 МПа и коэффициентов избытка воздуха 0,7...1,7. Коэффициенты скоростей реакций представлены в табл. 1. Эта модель горения дает численно устойчивое решение при нестационарных расчетах.

Таблица 1. Константы скорости для трехстадийного механизма окисления метана

Table 1. Rate constants of the three-step methane oxidation mechanism

Реакция	A	E , Дж/моль	β
$\text{CH}_4 + 1,5\text{O}_2 \rightarrow \text{CO} + 2\text{H}_2\text{O}$	4,64e+09	1,17e+08	-0,062
$\text{CO} + 0,5\text{O}_2 \rightarrow \text{CO}_2$	3,97e+11	7,68e+07	0,215
$\text{CO}_2 \rightarrow \text{CO} + 0,5\text{O}_2$	6,02e+05	1,31e+08	-0,108

Предполагалась установка плазменного стабилизатора во фронтальном устройстве КС с предварительным смешением топливо-воздушной смеси с целью обеспечения устойчивости процесса горения. Плазменный факел ускоряет реакцию окисления метана за счет возникновения активных центров – заряженных молекул, атомов, радикалов, ионов, вследствие чего снижается энергия активации [1]. В связи с этим, численное моделирование нестационарных процессов в КС производилось для нескольких вариантов базовой модели трехстадийного окисления метана, причем энергия активации первой реакции механизма табл. 1 уменьшалась на 1...15 % в зависимости от количества добавок активных плазмохимических продуктов [1].

Нестационарные расчеты проводились с использованием LES-модели турбулентности [2,12-14]. Для промежуточных сечений внутри жаровой трубы и на твердых стенках отслеживались пульсации статического давления, которые являются источниками акустических колебаний, и могут быть замерены при проведении физических экспериментов. Конструкция наружных корпусов отсека камеры сгорания должна предусматривать возможность установки не менее двух датчиков пульсации давления, места измерения пульсации должны располагаться в проточной части жаровой трубы. Рекомендуемые места измерения пульсации расположены в районе завихрителя и над отверстиями вторичного воздуха.

При трехмерном моделировании пульсационных процессов в низкоэмиссионной КС ГТД с уменьшением энергии активации реакции окисления метана на 15 %, происходило горение топливо-воздушной смеси в каналах внутреннего завихрителя фронтального устройства, что недопустимо для надежной работы камеры.

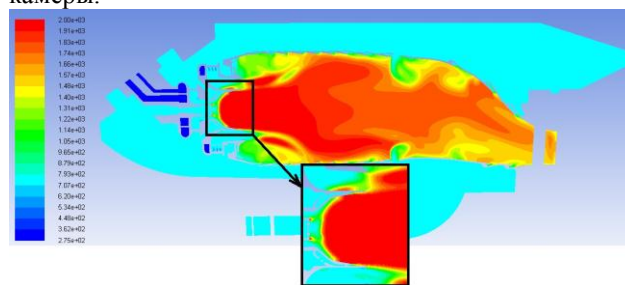


Рис. 1. Расчетное поле температур в КС ГТД с уменьшенной энергией активации реакции окисления метана на 15 %

Fig. 1. The temperature field in gas turbine combustion chamber with a decrease in the activation energy for methane oxidation by 15%

В результате проведенных численных экспериментов получены расчетные уровни среднеквадратических пульсаций давления для различных величин снижения энергии активации реакции окисления метана (рис. 2). Наблюдается явное снижение уровня среднеквадратических пульсаций давления при уменьшении энергии активации реакции окисления как в жаровой трубе, так и в межтрубном пространстве.

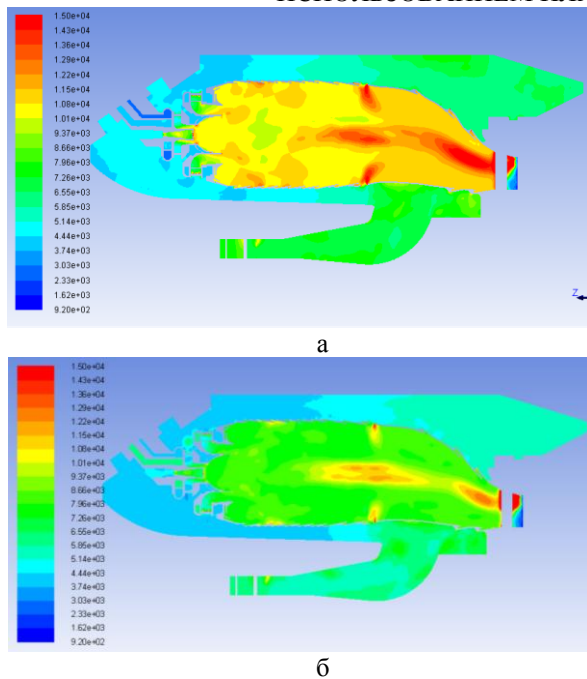


Рис. 2. Уровень среднеквадратических пульсаций статического давления в жаровой трубе: а - базовый вариант, б - уменьшение энергии активации на 10 %

Fig. 2. RMS pulsations of static pressure in the flame tube: a - basic version, b - reducing the activation energy by 10%

Отметим, что для различных значений энергии активации реакции окисления метана, определяемых различным количеством добавок плазмохимических продуктов, максимальные пульсации статического давления имели место в тех же сечениях КС, что и при использовании базовой модели трехстадийного окисления метана:

- внутри жаровой трубы в районе 3-й обечайки – из-за вихреобразования в зоне обратных токов при выходе потока из каналов завихрителей;
- в выходном сечении жаровой трубы перед турбинными лопатками – из-за пульсации центрального вихря в жаровой трубе.

Для статистической обработки сигналов давления использовались встроенные инструменты программного комплекса ANSYS Fluent. Сигналы пульсации статического давления обрабатывались при помощи преобразования Фурье для получения распределения спектральной мощности сигнала по спектру частот внутри жаровой трубы в районе 3-й обечайки (рис.3). При использовании базового варианта кинетической схемы основной пик расположен на частоте 202 Гц, при этом спектральная мощность достигла $2,67 \cdot 10^6 \text{ Па}^2$ (в сечении жаровой трубы в районе третьей обечайки) и $3,0 \cdot 10^6 \text{ Па}^2$ (в сечении жаровой трубы перед лопатками турбины); второстепенные пики расположены на частотах 70, 131 и 171 Гц. При уменьшении энергии активации первой реакции на 1...10 % спектральная мощность сигналов уменьшалась 1,5...2,0 раза, что свидетельствует о положительном влиянии использования плазменных генераторов как стабилизаторов горения в КС ГТД.

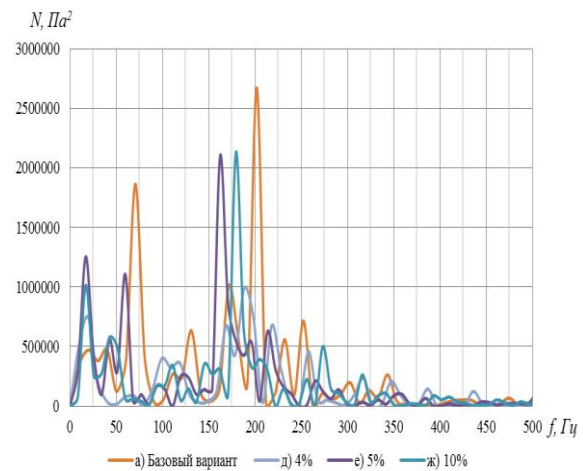
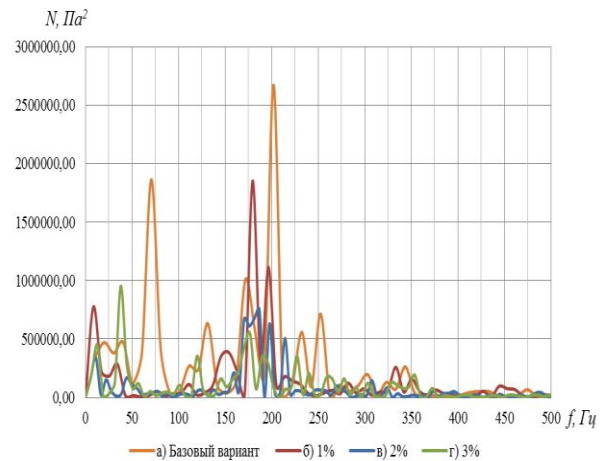


Рис. 3. Спектральная мощность статического давления в сечении жаровой трубы в районе третьей обечайки:

- а – базовый вариант кинетической схемы; б - уменьшение энергии активации на 1 %,
- в - уменьшение энергии активации на 2 %, г - уменьшение энергии активации на 3 %,
- д - уменьшение энергии активации на 4 %, е - уменьшение энергии активации на 5 %, ж - уменьшение энергии активации на 10 %

Fig. 3. The spectral power of the static pressure in a section of the flame tube in the area of the third shell: a - the basic version of the kinetic scheme; b - reducing the activation energy by 1%; c - reducing the activation energy by 2%; d - reducing the activation energy by 3%; e - reducing the activation energy by 4%; f - reducing the activation energy by 5%; g - reducing the activation energy by 10%

ВЫВОДЫ

1. Проведен анализ пульсационных процессов в низкоэмиссионной камере сгорания газотурбинного двигателя с помощью современных инструментов вычислительной гидродинамики. В результате численного моделирования с использованием различных значений энергии активации реакции окисления метана, определяемых различным количеством добавок плазмохимических продуктов, максимальные пульсации статического давления имеют место в тех же сечениях КС, что и при использовании базовой модели трехстадийного окисления метана:

- внутри жаровой трубы в районе третьей обечайки;
 - в выходном сечении жаровой трубы перед непосредственно турбинными лопатками.

2. Результаты расчетов нестационарных процессов в камерах сгорания ГТД, работающих на газообразном топливе, с использованием трехмерных математических моделей свидетельствуют о том, что использование плазменных генераторов в качестве стабилизатора термо-акустических процессов в камере сгорания ГТД позволит расширить диапазон устойчивой работы топливосжигающего устройства, уменьшить пульсации давления топливо-воздушной смеси и, следовательно, снизить вибрации элементов камеры сгорания и двигателя в целом.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Романовский Г.Ф., Сербин С.И. 1998. Плазмохимические системы судовой энергетики. Николаев: УГМТУ, 246.
2. Сербин С.И., Мостипаненко Г.Б., Козловский А.В. 2012. Исследование процессов нестационарного горения в камере сгорания ГТД. Энергетические и теплотехнические процессы и оборудование. Вестник НТУ «ХПИ»: Сб. научн. работ. – Х.: НТУ «ХПИ» №8, 11-16. (Украина).
3. Сербин С.И., Мостипаненко А.Б., Козловский А.В., Вилкул В.В. 2014. Методы снижения интенсивности пульсационного горения в камере сгорания ГТД, работающей на газообразном топливе. Научно-технический журнал: «Авиационно-космическая техника и технология». Национальный аэрокосмический университет им. Н. Е. Жуковского «Харьковский авиационный институт». Харьков «ХАИ». № 8 (115), 84-88.
4. Clements R.V., Smy P.R., Dale J.D. 1983. An Experimental Study of the Injection Mechanism for Typical Plasma Jet Igniter. Combustion and Flame. Vol.42, 287–295.
5. Weinberg F.J. 1983. Plasma Jets in Combustion. Int. Conference on Combustion in Engineering. Oxford, 65–72.
6. Сербин С.И., Кирчук Е.Ю. 2010. Разработка и исследование характеристик плазменно-топливных форсунок. Энергетические и теплотехнические процессы и оборудование. Вестник НТУ «ХПИ»: Сб. науч. трудов. Х.: НТУ «ХПИ». № 3, 43-49.
7. Романовский Г.Ф., Сербин С.И. 1998. Плазмохимические системы судовой энергетики. Николаев : УГМТУ, 246.
8. Сербин С.И., Козловский А.В., Вилкул С.В. 2015. Исследование энергетических характеристик плазменного генератора для стабилизации термо-акустических процессов в камерах сгорания. Вестник НТУ «ХПИ». Х.: НТУ «ХПИ». № 17(1126), 44-48. (Украина).
9. Романовский Г.Ф., Сербин С.И. 2000. Камеры сгорания газотурбинных двигателей: Учебное пособие. Николаев: УДМТУ, 259. (Украина).
10. Померанцев В.В. 1973. Основы практической теории горения. / Под ред. В.В. Померанцева. М.: Энергия, 264.
11. Meredith K.V., Black D.L. 2006. Automated Global Mechanism Generation for use in CFD Simulations. 44-th AIAA-Paper. Reno, Nevada, 1-13.
12. Сербин С.И., Мостипаненко Г.Б., Козловский А.В. 2012. Моделирование процессов нестационарного горения в низкоэмиссионных камере сгорания газотурбинного двигателя. Вестник НУК. Николаев: НУК №1, 24-32. (Украина).
13. Сербин С.И., Мостипаненко А.Б., Козловский А.В., Ванцовский В.Г., Вилкул В.В. 2014. Разработка методов расчета характеристик нестационарного рабочего процесса в низкоэмиссионных камерах сгорания газотурбинных двигателей. Вестник НТУ «ХПИ». Х.: НТУ «ХПИ» № 11, 90-94. (Украина).
14. Serbin S.I., Mostipanenko A.B., Kozlovskiy A.V. 2014. Investigation of the thermo-acoustic processes in low emission combustion chamber of gas turbine engine capacity of 25 MW. Международный журнал об инновациях в судостроении «Shipbuilding & marine infrastructure». Николаев: НУК. №1(1). 127-134.
15. Быков Н.Н., Емин О.Н., Ковнер Д.С. 1985. Выбор основных параметров вентилятора ТРДД и его турбины. Учебное пособие. М: МАИ. 66.
16. Задябин В.М., Митрофанов А.А., Митрохин В.Т. 1985. Расчет на ЭВМ осевого многоступенчатого компрессора по среднему диаметру и высоте лопатки. Учебное пособие. М. МАИ. 76.
17. Цховребов М.М., Коровкин В.Д. 1984. Метод определения массы и размеров авиационных ГТД для исследований и проектных разработок двигателей в рамках САПР-Д первого уровня. Труды ЦИАМ №1095, 24-25.
18. Аксенов А.Б., Малыгина Р.П., Цховребов М.М. 1984. Разработка и применение математических моделей сложных схем ДИП для расчетных исследований рабочего процесса и характеристик. Труды ЦИАМ №1095. 19-20.
19. Андреев С.П., Дружинин Л.Н., Цховребов М.М. 1989. Связь конструктивных параметров турбовентилятора с конфигурацией гондолы ТРДД и ее сопротивлением // Изв.вузов. Авиационная техника. №1. 104-105.
20. Дружинин Л.Н., Швец Л.И. 1987. Система программ для определения параметров и характеристик турбореактивных двигателей. ЦИАМ, Техн.отчет № 8831, 1979.
21. Тунаков А.П. 1979. Методы оптимизации при доводке и проектировании газотурбинных двигателей. М., Машиностроение. 184.

REDUCTION IN THE INTENSITY OF THE PULSATION BURNING IN GAS TURBINE COMBUSTION CHAMBER USING PLASMA STABILIZERS

Summary. The problems of the stabilization of thermo-acoustic processes in low-emission gas turbine combustion chambers are considered. Reviews of experi-

mental studies fluctuations reduction in gas turbine combustion chambers are conducted. Fluctuation processes in low-emission gas turbine combustion chamber are analyzed using the modern tools of computational fluid dynamics. The results of numerical modeling pulsation reduction processes in gas turbine combustion chambers using plasma stabilizers are presented.

The numerical simulation is the use of different values of activation energy of the reaction of oxidation of methane by the different amounts of plasma chemical additives products, the maximum static pressure pulsations occur in the same sections of the COP, and that when using the base model a three-step oxidation of methane. The calculation results of transient processes in combustion chambers of turbine engine operating on gaseous fuels, using three-dimensional mathematical models suggest that the use of plasma generators as a stabilizer thermo-acoustic processes in the combustion chamber of a turbine engine will expand the range of stable operation of the fuel combusting device to reduce the pressure pulsation fuel-air mixture.

Key words: gas turbine engine, combustion chamber, pulsating combustion, plasma stabilizer, mathematical modeling.

МАССО-СТОИМОСТНЫЕ ЗАВИСИМОСТИ ПРОСТРАНСТВЕННЫХ ИНДУКЦИОННЫХ ПРЕОБРАЗОВАТЕЛЕЙ С АКСИАЛЬНЫМ ШТАМПО- ПРЕССОВАННЫМ И ВИТЫМ МАГНИТОПРОВОДАМИ

Алексей Садовой

Николаевский национальный аграрный университет

Ул. Парижской коммуны, 9, г. Николаев, Украина. E-mail: sadovoy@yandex.ru

Aleksey Sadovoy

Nikolaev National Agrarian University

St. Paris Commune, 9, Nikolaev, Ukraine. E-mail: sadovoy@yandex.ru

Аннотация. В данной статье получены основные аналитические зависимости в виде целевых функций, необходимых для оптимизации главных размеров и геометрических соотношений активной части трехфазных трансформаторов с аксиальным малоотходным штампо-прессованным или витым «безотходным» разрезным стыковым пространственным магнитопроводом.

Проведено исследование процесса формирования измерительной информации. Для этого: дана характеристика активной зоны, формируемой рабочими (активными) проводниками, на основе решения поля плоского проводника и его анализа определены области формирования измерительной информации, проведены анализ поля полюса по слоям вдоль рабочего проводника и послойный гармонический анализ поля с определением коэффициентов гармоник при различных зазорах и коэффициентах полюсного перекрытия, разработана модель для определения поля, сцепленного с витком сигнальной обмотки по всем гармоникам, проанализирован процесс формирования и определена модель для расчета выходной ЭДС, проведен гармонический анализ выходного сигнала, сформулированы требования к форме сигнальной обмотки, обеспечивающей фильтрацию высших гармоник выходной ЭДС.

Ключевые слова: пространственные электромагнитные системы, материалоемкость, обмоточные окна.

ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМЫ

Согласно классификации пространственных электромагнитных систем (ПЭМС) современных трехфазных трансформаторов (ТТ) [1-4] они бывают с аксиальным и радиальным направлением магнитных линий. В данной работе рассматривается одна из вариаций аксиальных пространственных магнитных систем. Принципиальная конструкция ПЭМС с аксиальным малоотходным штампо-прессованным или витым «безотходным» разрезным стыковым пространственным магнитопроводом (СПМ) изображена на рис. 1.

АНАЛИЗ ПОСЛЕДНИХ ИССЛЕДОВАНИЙ И ПУБЛИКАЦИЙ

Высокие точности можно получить лишь при достаточно больших диаметрах (более 20-30 см), однако объём, занимаемый преобразователем, остается весьма малым из-за сравнительно малого аксиального размера. Это является большим достоинством ПИП, так как позволяет создавать встроенные конструкции преобразователей, когда стабильность рабочих плоскостей обмоток обеспечивается жесткостью конструкции основного изделия. Кроме этого могут быть выполнены совмещенные конструкции, когда обмотки ПИП выполняются непосредственно на взаимно перемещающихся деталях основного изделия.

Несмотря на явные достоинства ПИП с плоскими обмотками, их производство сдерживается недостаточным опытом проектирования, вызванным не только недостатками применяемой технологии, хотя здесь намечается определенный прогресс, но, что особенно важно, неразработанностью целого ряда вопросов теории. Общеизвестно, что доминирующими в основной погрешности индукционного преобразователя являются технологические погрешности, доля которых при неразвитой технологии может составлять до 90% от их общей величины [5]. Но не менее важным является всемерное снижение и методических погрешностей. В этих условиях возникает задача повышения достоверности расчетных соотношений, которые на стадии проектирования, позволяют определять требования и к конструкции и к технологии производства преобразователей.

ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Целью работы является сравнительный анализ материалоемкости от геометрических соотношений вариантов ПЭМС с пространственных индукционных преобразователей с аксиальным штампо-прессованным и витым магнитопроводами. При этом указанные системы отличаются как геометрией стержней и катушек.

ИЗЛОЖЕНИЕ ОСНОВНОГО МАТЕРИАЛА

В СПМ системы (рис. 1) в качестве расчетных принимаются диаметры окружностей, полуразность которых соответствует радиальной высоте стержня. При этом ширина стержня связана с D_B соотношением :

$$b_c = D_B k_{\alpha 1}, \quad (1)$$

где : $k_{\alpha 1}$ – коэффициент центрального угла стержня,

$$k_{\alpha 1} = \operatorname{tg}(\alpha_c/2).$$

Радиальная высота стержня определяется согласно [1] соотношением :

$$h_c = (D_H - D_B)/2 = D_B(a_m - 1)/2. \quad (2)$$

Гипотенуза oc треугольника odc (1, в) определяется через D_B посредством соотношения :

$$oc = D_B/[2\cos(\alpha_c/2)]. \quad (3)$$

Ширина обмоточного окна СПМ (рис. 1, а и в) определяется посредством (3) :

$$\begin{aligned} b_o &= 2oc \sin(\alpha_o/2) = \\ &= 2oc \sin[(\pi/3) - (\alpha_c/2)] = D_B k_{\alpha 2}, \end{aligned} \quad (4)$$

где : $k_{\alpha 2}$ – коэффициент центральных углов стержня и обмоточного окна :

$$k_{\alpha 2} = \sin[(\pi/3) - (\alpha_c/2)]/\cos(\alpha_c/2).$$

Площадь сечения стали стержня СПМ системы (рис. 1) определяется, с учетом (1) и (2) :

$$\begin{aligned} \Pi_c &= k_{zc} b_c h_c = k_{zc} k_{\alpha 1} D_B D_B(a_m - 1)/2 = \\ &= k_{zc} k_{\alpha 1} D_B^2(a_m - 1)/2. \end{aligned} \quad (5)$$

Сторона ac прямоугольника $aa'cc'$ (рис. 1, б) может быть определена, с учетом (4) :

$$\begin{aligned} b_o/2 &= ac \sin(\pi/3) = ac \sqrt{3}/2; \\ ac &= b_o/\sqrt{3} = k_{\alpha 2} D_B/\sqrt{3}. \end{aligned} \quad (6)$$

Площадь прямоугольника $aa'c'c$ определяется исходя из (1) и (6) :

$$\begin{aligned} \Pi_{aa'c'c} &= b_c ac = D_B k_{\alpha 1} k_{\alpha 2} D_B/\sqrt{3} = \\ &= k_{\alpha 1} k_{\alpha 2} D_B^2/\sqrt{3}. \end{aligned} \quad (7)$$

Площадь треугольной поверхности $aa'f$ ярма определяется, с учетом (1) :

$$\Pi_{aa'f} = b_c^2 \sqrt{3}/4 = \sqrt{3} k_{\alpha 1}^2 D_B^2/4. \quad (8)$$

Сторона ac прямоугольника $aa'c'c'$ (рис. 1, б) может быть определена, с учетом (4) :

$$\begin{aligned} b_o/2 &= ac \sin(\pi/3) = ac \sqrt{3}/2, \\ ac &= b_o/\sqrt{3} = k_{\alpha 2} D_B/\sqrt{3}. \end{aligned} \quad (9)$$

Площадь прямоугольника $aa'c'c$ определяется исходя из (1) и (6) :

$$\begin{aligned} \ddot{\Pi}_{aa'c'c} &= b_c ac = \ddot{A}_a k_{\alpha 1} k_{\alpha 2} \ddot{A}_a/\sqrt{3} = \\ &= k_{\alpha 1} k_{\alpha 2} \ddot{A}_a^2/\sqrt{3}. \end{aligned} \quad (10)$$

Площадь треугольной поверхности $aa'f$ ярма определяется, с учетом (1) :

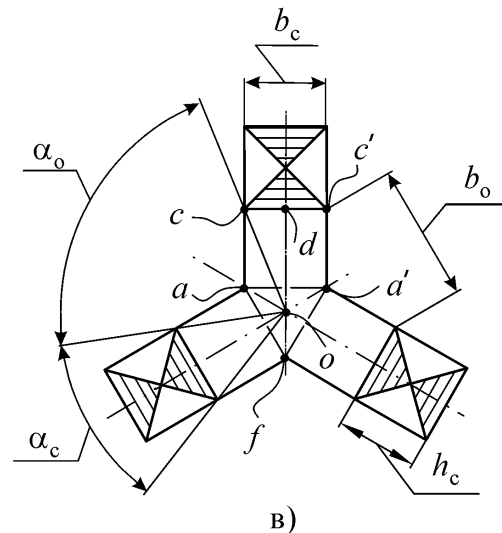
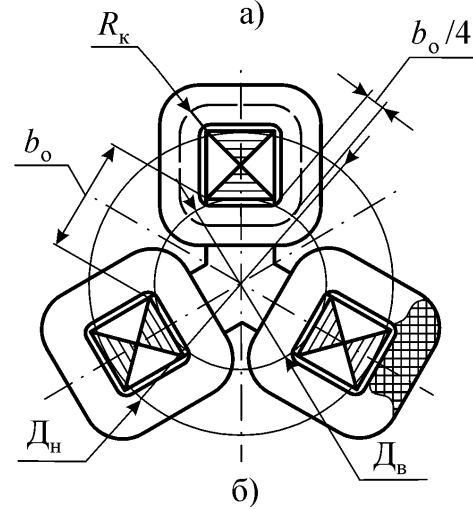
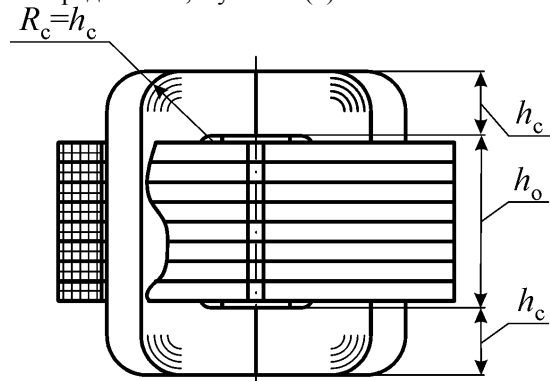


Рис. 1. Схема аксиальной ПЭМС с плоскими пересекающимися образующими плоскостями и соединением стержней по схеме «звезда»:

а – вид сбоку; б – вид сверху в разрезе; в – элементы геометрии магнитопровода
Fig. 1. Schematic axial PEMS flat intersecting planes forming and connection rods on a "Star":
 а - side view; б - a sectional top view; в - the geometry of the magnetic elements

$$\Pi_{aa'f} = b_c^2 \sqrt{3}/4 = \sqrt{3} k_{\alpha 1}^2 D_B^2/4. \quad (11)$$

Масса СПМ системы (рис. 1) определяется на основе (1), (2), (4), (5), (7) и (8)

$$m_{\text{М}Y_{\text{ап}}} = \gamma_c \left[\begin{aligned} &3h_o \Pi_c + 3\pi k_{3c} b_c h_c^2 / 2 + \\ &+ 6k_{3c} h_c \Pi_{aa'c'c} + 2k_{3c} h_c \Pi_{aa'f} \end{aligned} \right] =$$

$$= \gamma_c \left[\begin{aligned} &3\lambda_o D_B k_{\alpha 2} k_{3c} k_{\alpha 1} D_B^2 (a_M - 1) / 2 + \\ &+ 3\pi k_{3c} D_B k_{\alpha 1} D_B^2 (a_M - 1)^2 / 8 + \\ &+ 6k_{3c} D_B (a_M - 1) k_{\alpha 1} k_{\alpha 2} D_B^2 / (2\sqrt{3}) + \\ &+ 2k_{3c} D_B (a_M - 1) \sqrt{3} k_{\alpha 1}^2 D_B^2 / 8 \end{aligned} \right] =$$

$$= 1,5k_{3c} \gamma_c k_{\alpha 1} D_B^3 (a_M - 1) \times$$

$$\times \left[\begin{aligned} &k_{\alpha 2} (1,155 + \lambda_o) + \\ &+ 0,7854(a_M - 1) + 0,289k_{\alpha 1} \end{aligned} \right]. \quad (12)$$

Согласно [2-6] для СПМ (рис. 1, в) при подстановке (4) преобразуется:

$$\Pi_c = k_{\text{ид}} / (k_{3o} \lambda_o D_B^2 k_{\alpha 2}^2). \quad (13)$$

Из равенства левых частей (5) и (10) следует

$$k_{3c} k_{\alpha 1} D_B^2 (a_M - 1) / 2 = k_{\text{ид}} / (k_{3o} \lambda_o D_B^2 k_{\alpha 2}^2);$$

$$D_B = \sqrt[4]{2k_{\text{ид}} / [k_{3c} k_{3o} k_{\alpha 1} k_{\alpha 2}^2 \lambda_o (a_M - 1)]}. \quad (14)$$

На основе (11) выражение массы (9) представляется в виде:

$$m_{\text{М}Y_{\text{ап}}} = 1,5k_{3c} \gamma_c k_{\alpha 1} \times$$

$$\times \left(\sqrt[4]{2k_{\text{ид}} / [k_{3c} k_{3o} k_{\alpha 1} k_{\alpha 2}^2 \lambda_o (a_M - 1)]} \right)^3 \times$$

$$\times (a_M - 1) \times$$

$$\times \left[\begin{aligned} &k_{\alpha 2} (1,155 + \lambda_o) + 0,7854(a_M - 1) + \\ &+ 0,289k_{\alpha 1} \end{aligned} \right] = \quad (15)$$

$$= \gamma_{\text{н}} \left(\sqrt[4]{k_{\text{св}} / (k_{\text{сн}} k_{\text{сг}})} \right)^3 k_{\text{н}Y_{\text{ап}}},$$

где: $k_{\text{М}Y_{\text{ап}}}$ – коэффициент изменения массы СПМ системы (рис. 1):

$$k_{\text{М}Y_{\text{ап}}} = 1,5k_{3c} k_{\alpha 1} \left(\sqrt[4]{2 / [k_{\alpha 1} k_{\alpha 2}^2 \lambda_o (a_M - 1)]} \right)^3 \times$$

$$\times (a_M - 1) \left[\begin{aligned} &k_{\alpha 2} (\lambda_o + 1,155) + 0,7854 \times \\ &\times (a_M - 1) + 0,289k_{\alpha 1} \end{aligned} \right]. \quad (16)$$

Функциональные зависимости (13) при $\alpha_{\text{н}} = 60^\circ$ представлены на рис. 2.

Средняя длина витка катушки ПЭМС (рис. 1, а и б) определяется с учетом (1), (2) и (4):

$$l_{wY_{\text{ап}}} = 2k_w (b_c + h_c + \pi b_o / 4) =$$

$$= 2 \left[\begin{aligned} &D_B k_{\alpha 1} + D_B (a_M - 1) / 2 + \\ &+ \pi D_B k_{\alpha 2} / 4 \end{aligned} \right] = \quad (17)$$

$$= k_w D_B (2k_{\alpha 1} + 1,571k_{\alpha 2} + a_M - 1)$$

На основе (4) и (14), а также общего выражения из [3-8,10], масса АМО обмотки ПЭМС (рис. 1) определяется:

$$m_{oY_{\text{ап}}} = 1,5k_w \gamma_o k_{3o} \lambda_o D_B \times$$

$$\times \left(\begin{aligned} &2k_{\alpha 1} + 1,571k_{\alpha 2} + \\ &+ a_M - 1 \end{aligned} \right) k_{\alpha 2}^2 D_B^2 =$$

$$= 1,5k_w \gamma_o k_{3o} \lambda_o k_{\alpha 2}^2 D_B^3 \times$$

$$\times \left(2k_{\alpha 1} + 1,571k_{\alpha 2} + a_M - 1 \right). \quad (18)$$

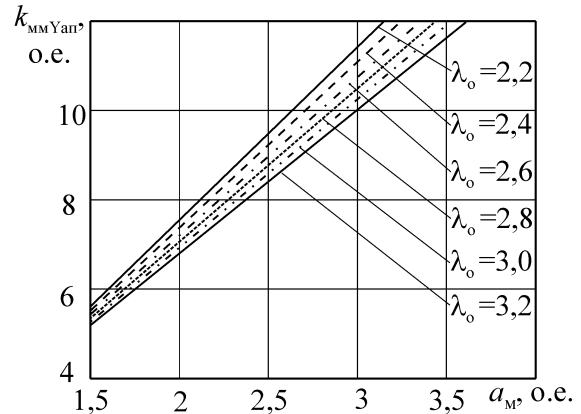


Рис. 2. Зависимости коэффициента массы аксиального СПМ с прямоугольным сечением и соединением стержней по схеме «звезда» от геометрических управляемых переменных λ_i и \dot{a}_i

Fig. 2. Dependence of the mass ratio of the axial SMP with a rectangular cross section and connecting rods according to the "star" of the geometric variables λ_i and \dot{a}_i controlled

На основе (11) выражение (19) преобразуется к виду:

$$m_{oY_{\text{ап}}} = 1,5k_w \gamma_o k_{3o} \lambda_o k_{\alpha 2}^2 \times$$

$$\times \left(\sqrt[4]{2k_{\text{ид}} / [k_{3c} k_{3o} k_{\alpha 1} k_{\alpha 2}^2 \lambda_o (a_M - 1)]} \right)^3 \times$$

$$\times (2k_{\alpha 1} + 1,571k_{\alpha 2} + a_M - 1) =$$

$$= \gamma_o \left(\sqrt[4]{k_{\text{ид}} / (k_{3c} k_{3o})} \right)^3 k_{\text{М}oY_{\text{ап}}}, \quad (20)$$

где: $k_{\text{М}oY_{\text{ап}}}$ – коэффициент изменения массы обмотки ПЭМС (рис. 1):

$$k_{\text{моYап}} = 1,5k_w k_{30} \lambda_o k_{\alpha_2}^2 \times \left(\sqrt[4]{2 / [k_{\alpha_1} k_{\alpha_2}^2 \lambda_o (a_M - 1)]} \right)^3 \times (2k_{\alpha_1} + 1,571k_{\alpha_2} + a_M - 1) \quad (21)$$

Функциональные зависимости (20) при $k_{30} = 0,34$, $\alpha_c = 60^\circ$ и двух значениях k_w представлены на рис. 3.

Масса активных материалов ТТ с ПЭМС (рис. 1) определяется на основе (12), (13) и (16), (17) функциональной зависимостью :

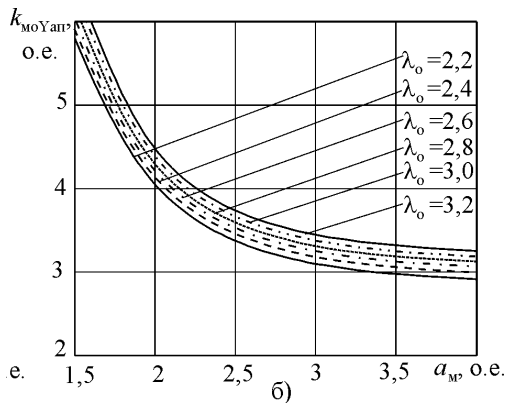
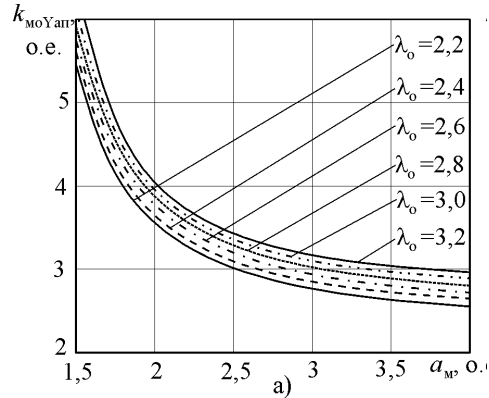


Рис. 3. Зависимости коэффициента массы обмотки от геометрических управляемых переменных λ_o и a_M при значениях коэффициента средней длины витка $k_w = 1,0$ (а) и $k_w = 1,1$ (б)

Fig. 3. The dependence of the coefficients of the weight of the winding geometry controlled variables and values of the coefficient of the mean coil $k_w = 1,0$ (a) and $k_w = 1,1$ (b)

$$m_{\text{Yап}} = m_{\text{мYап}} + m_{\text{оYап}} = \gamma_c \left(\sqrt[4]{k_{\text{ид}} / (k_{3c} k_{30})} \right)^3 k_{\text{ммYап}} + \gamma_o \left(\sqrt[4]{k_{\text{ид}} / (k_{3c} k_{30})} \right)^3 k_{\text{моYап}} = \gamma_c \left(\sqrt[4]{k_{\text{ид}} / (k_{3c} k_{30})} \right)^3 k_{\text{мYап}} \quad (22)$$

где : $k_{\text{мYап}}$ – коэффициент изменения массы активных материалов ПЭМС (рис. 1) :

$$k_{\text{мYап}} = k_{\text{ммYап}} + \gamma_o k_{\text{моYап}} / \gamma_c = 1,5 \left(\sqrt[4]{2 / [k_{\alpha_1} k_{\alpha_2}^2 \lambda_o (a_M - 1)]} \right)^3 \times$$

$$\times \left\{ k_{3c} k_{\alpha_1} (a_M - 1) \left[k_{\alpha_2} (\lambda_o + 1,155) + 0,7854 (a_M - 1) + 0,289 k_{\alpha_1} \right] + k_{30} k_w k_{\alpha_2}^2 \lambda_o \left(\frac{2k_{\alpha_1} + 1,571k_{\alpha_2} + a_M - 1}{\gamma_o / \gamma_c} \right) \right\} \quad (23)$$

Функциональные зависимости (23) представлены на рис. 4 при двух значениях k_w и $k_{30} = 0,34$, а также значении $\alpha_c = 60^\circ$, соответствующем минимуму ЦФ $m_{\text{Yап}}$ (получено на основе расчета значений функций $k_{\text{мYап}} = f(\lambda_o, a_M)$ при фиксированных α_c в диапазоне изменения $\alpha_c = 30 \dots 90^\circ$).

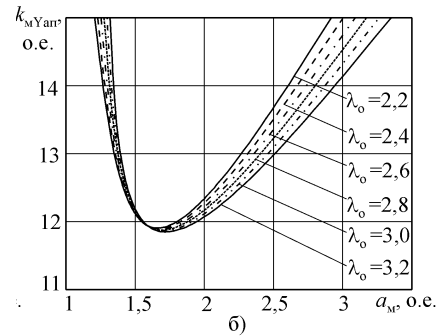
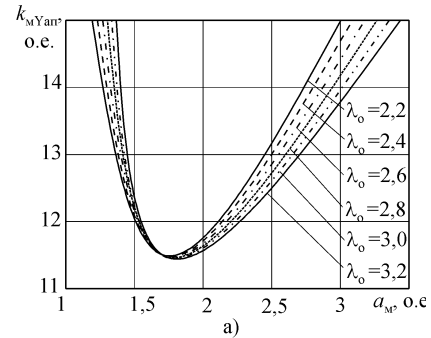


Рис. 4. Зависимости коэффициента массы активной части от геометрических управляемых переменных λ_o и a_M при значениях коэффициента средней длины витка $k_w = 1,0$ (а) и $k_w = 1,1$ (б)

Fig. 4. Dependence of the mass ratio of the active part of the geometric controlled variables and values of the coefficient of the mean coil $k_w = 1,0$ (a) and $k_w = 1,1$ (b)

Стоимость активных материалов ТТ с ПЭМС определяется на основе (18) и (23) :

$$C_{\text{Yап}} = C_c m_{\text{мYап}} + C_o m_{\text{оYап}} = C_c \gamma_c \left(\sqrt[4]{k_{\text{ид}} / (k_{3c} k_{30})} \right)^3 k_{\text{сYап}} \quad (24)$$

$k_{\text{сYап}}$ – коэффициент изменения стоимости активных материалов :

$$k_{cY_{ап}} = k_{MMY_{ап}} + C_o \gamma_o k_{MoY_{ап}} / (C_c \gamma_c). \quad (25)$$

С учетом (17), (4), функциональная зависимость (21) преобразуется к виду :

$$k_{cY_{ап}} = 1,5 \left(\sqrt[4]{2 / [k_{\alpha 1} k_{\alpha 2}^2 \lambda_o (a_M - 1)]} \right)^3 \times \\ \times \left\{ k_{3c} k_{\alpha 1} (a_M - 1) \left[k_{\alpha 2} (\lambda_o + 1,155) + \right. \right. \\ \left. \left. + 0,7854(a_M - 1) + 0,289 k_{\alpha 1} \right] + \right. \\ \left. + 3 k_{3o} k_w k_{\alpha 2}^2 \lambda_o \left(\frac{2 k_{\alpha 1} + 1,571 k_{\alpha 2}}{a_M - 1} \right) \right\}. \quad (26)$$

Функциональные зависимости (24) для медной обмотки представлены на рис. 5, а также при $k_{3o} = 0,34$, двух значениях k_w и значении $\alpha_n = 60^\circ$, которое соответствует минимуму ЦФ $\tilde{N}_{Y_{ап}}$ (получено на основе расчета значений функций $k_{cY_{ап}} = f(\lambda_o, a_M)$ при фиксированных α_n в диапазоне изменения $\alpha_c = 30 \dots 90^\circ$).

Объем стержней СПМ (рис. 1) определяется согласно [11-14] и учетом (4) и (5) :

$$V_{cY_{ап}} = 3 h_o \Pi_c / k_{3c} = \\ = 3 \lambda_o b_o \Pi_c = \\ = 3 \lambda_o D_B k_{\alpha 2} k_{\alpha 1} D_B^2 (a_M - 1) / 2 = \\ = 1,5 \lambda_o k_{\alpha 1} k_{\alpha 2} D_B^3 (a_M - 1). \quad (27)$$

Объем «прямых» участков ярем СПМ (рис. 1, б) определяется посредством (2), (7) и (8) на основании (рис. 1, в) :

$$V_{яY_{ап}} = h_c (6 \Pi_{aa'c'c} + 2 \Pi_{aa'f}) = \\ = D_B (a_M - 1) \left(\frac{6 k_{\alpha 1} k_{\alpha 2} D_B^2 / \sqrt{3} +}{+ 2 \sqrt{3} k_{\alpha 1}^2 D_B^2 / 4} \right) / 2 = \\ = \sqrt{3} k_{\alpha 1} D_B^3 (a_M - 1) (0,25 k_{\alpha 1} + k_{\alpha 2}). \quad (28)$$

Объем «угловых» участков СПМ (рис. 1, б) определяется с использованием (1) и (2) :

$$V_{yY_{ап}} = 6 b_c \pi h_c^2 / 4 = \\ = 6 k_{\alpha 1} D_B \pi D_B^2 (a_M - 1)^2 / 16 = \\ = 1,178 k_{\alpha 1} (a_M - 1)^2 D_B^3. \quad (29)$$

При подстановке (27), (28) и (29), выражение ПХХ [1] принимает вид :

$$P_{XXY_{ап}} = k_{дх} k_{3c} \gamma_c P_{ум} B_c^2 \times \\ \times \left[1,5 \lambda_o k_{\alpha 1} k_{\alpha 2} D_B^3 (a_M - 1) + \right. \\ \left. + \sqrt{3} k_{\alpha 1} D_B^3 (a_M - 1) (0,25 k_{\alpha 1} + k_{\alpha 2}) + \right. \\ \left. + 1,178 k_{\alpha 1} (a_M - 1)^2 D_B^3 \right] =$$

$$= 1,5 k_{дх} k_{3c} \gamma_c P_{ум} B_c^2 k_{\alpha 1} D_B^3 (a_M - 1) \times \\ \times \left[k_{\alpha 2} \lambda_o + 1,155 (0,25 k_{\alpha 1} + k_{\alpha 2}) + \right. \\ \left. + 0,785 (a_M - 1) \right]. \quad (30)$$

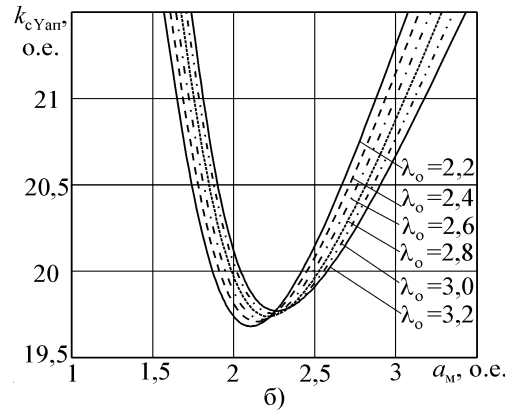
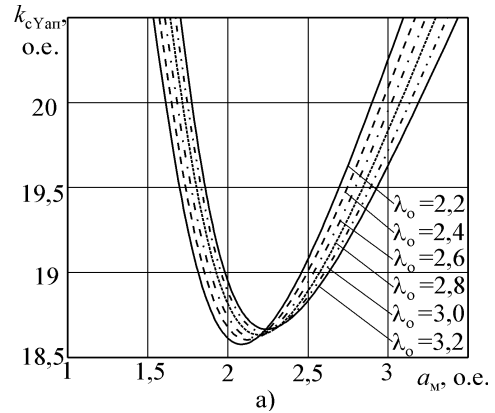


Рис. 5. Зависимости коэффициента стоимости активной части от геометрических управляемых переменных λ_o и a_M при значениях коэффициента средней длины витка $k_w = 1,0$ (а) и $k_w = 1,1$ (б)

Fig. 5. The dependence of the coefficient value of the active part of the geometrical variables controlled λ_o and a_M at the mean values of the coefficient turns $k_w = 1,0$ (a) and $k_w = 1,1$ (b)

На основе (11) выражение ПХХ преобразуется :

$$P_{XXY_{ап}} = 1,5 k_{дх} k_{3c} \gamma_c P_{ум} B_c^2 k_{\alpha 1} \times \\ \times \left(\sqrt[4]{2 k_{ид} / [k_{3c} k_{3o} k_{\alpha 1} k_{\alpha 2}^2 \lambda_o (a_M - 1)]} \right)^3 \times \\ \times (a_M - 1) \left[k_{\alpha 2} \lambda_o + 1,155 (0,25 k_{\alpha 1} + k_{\alpha 2}) + \right. \\ \left. + 0,785 (a_M - 1) \right], \quad (31) \\ = \left(\sqrt[4]{k_{ид} / k_{3c} k_{3o}} \right)^3 k_{дх} \gamma_c P_{ум} B_c^2 k_{XXY_{ап}}$$

где : $k_{XXY_{ап}}$ – коэффициент изменения ПХХ ПЭМС (рис. 1),

$$k_{\text{пкYап}} = 1,5k_{\text{зс}}k_{\alpha 1} \left(\sqrt[4]{2/[k_{\alpha 1}k_{\alpha 2}^2\lambda_o(a_M - 1)]} \right)^3 \times$$

$$\times (a_M - 1) \left[\begin{array}{l} k_{\alpha 2}\lambda_o + \\ + 1,155(0,25k_{\alpha 1} + k_{\alpha 2}) + \\ + 0,785(a_M - 1) \end{array} \right]. \quad (32)$$

Функциональные зависимости (28) при $\alpha_{\text{н}} = 80^\circ$ представлены на рис. 6.

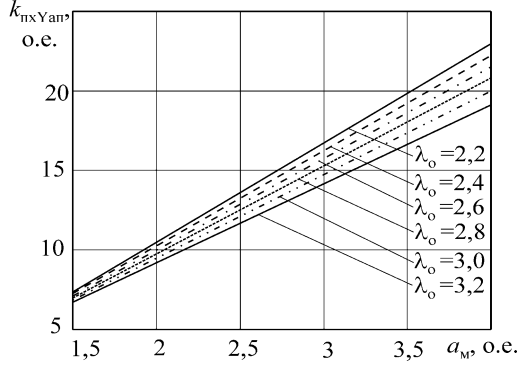


Рис. 6. Зависимости коэффициента потерь холостого хода от геометрических управляемых переменных λ_i и a_M

Fig. 6. Dependence of loss factor of idling on the geometric variables and controlled λ_i and a_M

При подстановке (4) и (14) общее выражение ПКЗ принимает вид :

$$P_{\text{кзYап}} = 1,5k_{\text{дк}}\gamma_o P_{\text{yo}}k_{\text{зо}}J_o^2\lambda_o D_{\text{в}} \times$$

$$\times (2k_{\alpha 1} + 1,571k_{\alpha 2} + a_M - 1) D_{\text{в}}^2 k_{\alpha 2}^2 =$$

$$= 1,5k_{\text{дк}}\gamma_o P_{\text{yo}}J_o^2k_{\text{зо}}\lambda_o D_{\text{в}}^3 k_{\alpha 2}^2 \times$$

$$\times (2k_{\alpha 1} + 1,571k_{\alpha 2} + a_M - 1). \quad (33)$$

На основе (11) выражение ПКЗ (29) преобразуется :

$$P_{\text{кзYап}} = 1,5k_{\text{дк}}\gamma_o P_{\text{yo}}J_o^2k_w k_{\text{зо}} \times$$

$$\times \left(\sqrt[4]{2k_{\text{ид}}/[k_{\text{зс}}k_{\text{зо}}k_{\alpha 1}k_{\alpha 2}^2\lambda_o(a_M - 1)]} \right)^3 \times$$

$$\times k_{\alpha 2}^2 (2k_{\alpha 1} + 1,571k_{\alpha 2} + a_M - 1) =$$

$$= \left(\sqrt[4]{k_{\text{ид}}/(k_{\text{зс}}k_{\text{зо}})} \right)^3 k_{\text{дк}}\gamma_o P_{\text{yo}}J_o^2 k_{\text{пкYап}} \quad (34)$$

где : $k_{\text{пкYап}}$ – коэффициент изменения ПКЗ ПЭМС (рис. 1) :

$$k_{\text{пкYап}} = 1,5k_{\text{зо}}k_w k_{\alpha 2}^2 \times$$

$$\times \left(\sqrt[4]{2/[k_{\alpha 1}k_{\alpha 2}^2\lambda_o(a_M - 1)]} \right)^3 \times$$

$$\times \lambda_o (2k_{\alpha 1} + 1,571k_{\alpha 2} + a_M - 1) \quad (35)$$

Функциональные зависимости (31) при $k_{\text{зо}} = 0,34$, $\alpha_c = 80^\circ$ и двух значениях k_w представлены на рис. 7.

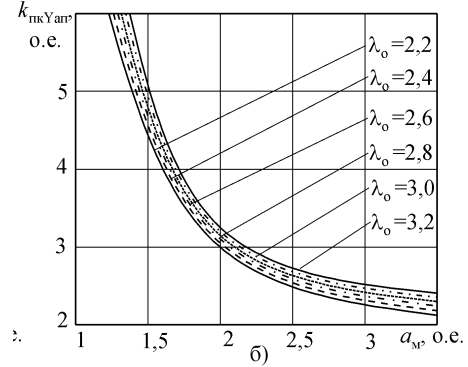
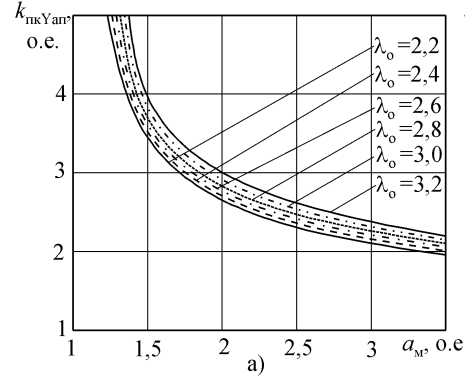


Рис. 7. Зависимости коэффициента потерь короткого замыкания от геометрических управляемых переменных λ_o и a_M при значениях коэффициента средней длины витка $k_w = 1,0$ (а) и $k_w = 1,1$ (б)

Fig. 7. Dependence of loss factor of short circuit on the geometry of controlled variables λ_o and a_M values of the coefficient of the mean coil $k_w = 1,0$ (a) and $k_w = 1,1$ (b)

Суммарные основные потери ТТ с ПЭМС (рис. 1) определяются на основе (27), (28) и (30), (31) выражением :

$$P_{\Sigma Yап} = P_{\text{ххYап}} + P_{\text{кзYап}} =$$

$$= \left(\sqrt[4]{k_{\text{ид}}/(k_{\text{зс}}k_{\text{зо}})} \right)^3 k_{\text{дк}}\gamma_c P_{\text{ум}} B_c^2 k_{\text{пкYап}} +$$

$$+ \left(\sqrt[4]{k_{\text{ид}}/(k_{\text{зс}}k_{\text{зо}})} \right)^3 k_{\text{дк}}\gamma_o P_{\text{yo}}J_o^2 k_{\text{пкYап}} = \quad (36)$$

где : $k_{\text{пкYап}}$ – коэффициент изменения основных потерь ТТ с ПЭМС (рис. 1), определяется согласно [3]

$$k_{\text{пкYап}} = k_{\text{пкYап}} +$$

$$+ k_{\text{дк}}\gamma_o P_{\text{yo}}J_o^2 k_{\text{пкYап}} / (k_{\text{дк}}\gamma_c P_{\text{ум}} B_c^2) =$$

$$= 1,5k_{\text{зо}}k_{\alpha 1} \left(\sqrt[4]{2/[k_{\alpha 1}k_{\alpha 2}^2\lambda_o(a_M - 1)]} \right)^3 \times$$

$$\times (a_M - 1) [k_{\alpha 2}\lambda_o + 1,155(0,25k_{\alpha 1} + k_{\alpha 2}) +$$

$$\begin{aligned}
 & + 0,785(\dot{a}_1 - 1)] + 1,5k_{\text{сг}}k_wk_{\alpha_2}^2 \times \\
 & \times \left(\sqrt[4]{2/[k_{\alpha_1}k_{\alpha_2}^2\lambda_o(a_1 - 1)]} \right)^3 \times \\
 & \times \lambda_o(2k_{\alpha_1} + 1,571k_{\alpha_2} + \dot{a}_1 - 1)k_{\text{сг}}k_{\text{yii}}^2 = \\
 & = 1,5 \left(\sqrt[4]{2/[k_{\alpha_1}k_{\alpha_2}^2\lambda_o(a_1 - 1)]} \right)^3 \times \\
 & \left\{ k_{\text{сг}}k_{\alpha_1}(\dot{a}_1 - 1) \left[k_{\alpha_2}\lambda_i + \right. \right. \\
 & \left. \left. + 1,155(0,25k_{\alpha_1} + k_{\alpha_2}) + \right. \right. \\
 & \left. \left. + 0,785(\dot{a}_1 - 1) \right] + k_{\text{сг}}k_wk_{\alpha_2}^2\lambda_o \times \right. \\
 & \left. \times (2k_{\alpha_1} + 1,571k_{\alpha_2} + \dot{a}_1 - 1)k_{\text{сг}}k_{\text{yii}}^2 \right\}. \quad (37)
 \end{aligned}$$

Функциональные зависимости (33), представленные для двух значений k_w медной обмотки на рис. 8. Они рассчитаны при $k_{\text{зо}} = 0,34$ и значениях $k_{\text{км}}$ и $k_{\text{эмн}}$ [4-10], а также при значении $\alpha_c = 80^\circ$, соответствующем минимуму ЦФ $P_{\Sigma\text{Yan}}$ (получено в диапазоне изменения $\alpha_c = 30 \dots 90^\circ$).

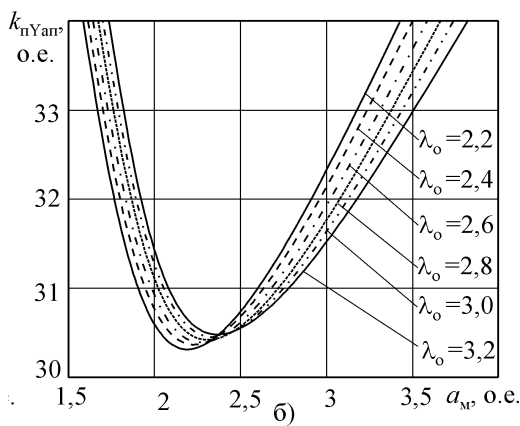
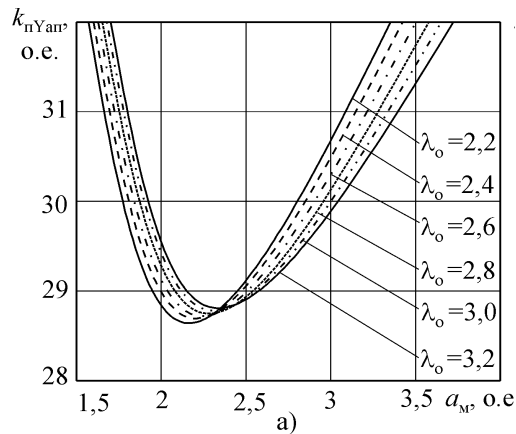


Рис. 8. Зависимости коэффициента основных потерь от геометрических управляемых переменных λ_o и a_m при значениях коэффициента средней длины витка $k_w = 1,0$ (а) и $k_w = 1,1$ (б)

Fig. 8. The dependence of the coefficient of basic losses on the geometric variables controlled λ_o and a_m and at the mean values of the coefficient turns $k_w = 1,0$ (a) and $k_w = 1,1$ (b)

Из зависимостей (13), (17), (19), а также (22), (28), (31) и (4.8) следует, что закономерности

изменения функций материалоемкости, потерь и ЦФ позволяют выполнять оптимизацию трансформатора с ПЭМС (рис. 1) по критериям минимума массы и минимуму стоимости активной части.

ВЫВОДЫ

1. Из полученных аналитических зависимостей (45)–(47) следует, что с увеличением контурного угла $\alpha_c = 20 \dots 60^\circ$ массы ПЭМС (рис. 1, а и б) снижаются, а масса ПЭМС (рис. 1, в) с увеличением угла $\alpha_c = 20 \dots 60^\circ$ возрастает.

2. Наилучшие технико-экономические показатели обеспечивает ПЭМС (рис. 1, в) с минимальной массой, технологической материалоемкостью и габаритными размерами.

3. Полученные аналитические зависимости являются исходными для разработки методик расчетов и могут быть использованы для оптимизации симметричных ПЭМС по частным и обобщенным критериям.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Иванов-Смоленский А.В. 2001.** Перспективы развития электромеханики в XXI веке. / А.В. Иванов-Смоленский, И.П. Копылов, Е.М. Лопухина и др. // Электропанорама. № 1. 14 – 15.
2. **Орлов Е.Г. 1990.** Главная задача отраслевой науки – эффективность производства и энергосбережение // Электротехника. №1. 4 – 6.
3. **Тихомиров П.М. 1986.** Расчет трансформаторов. М.: Энергоатомиздат, 528.
4. **Плахтырь О.О. 2002.** Варианты конструкций и классификация пространственных магнитопроводов трехфазных трансформаторов и реакторов // Электротехника и электромеханика. № 3. 64-65. (Украина).
5. **Пентегов И.В. 2002.** Новые конструкции трехфазных трансформаторов с ленточными магнитопроводами. / Пентегов И.В., Рымар С.В., Лавренюк А.В. и др. - Вестник НТУ "ХПИ". Сборник научных трудов. Тематический выпуск: Проблемы усовершенствования электрических машин и аппаратов. Теория и практика. Харьков: НТУ "ХПИ". № 14. 86- 97. (Украина).
6. **Плахтырь О.О. 2004** Совершенствование трехфазных трансформаторов с пространственными магнитопроводами: Автореф. дис. канд. техн. наук: 05.09.01/ Одесский нац. политехн. ун-т. Одесса. 24. (Украина).
7. **Ставинский А.А., Плахтырь О.О. 2003.** Сравнительный анализ материалоемкости вариантов трехфазных пространственных электромагнитных систем // Вестник Кременчугского государственного политехнического университета: Научные труды КГПУ. Кременчуг: КДПУ. 2003. Вып. 2 (19), том 1. 53–56. (Украина).
8. **Плахтырь О.О. 2011.** Усовершенствование регулируемых статических индукционных устройств для электрических систем и

- преобразовательной техники // MOTROL. Lublin. Volume 13A. 81–86.
9. **Плахтырь О.О. 2011.** Определение тока холостого хода измерительных трансформаторов с витыми магнитопроводами // Материалы международной научно-практической конференции молодых ученых и студентов «Перспективная техника и технологии – 2011». 206–209. (Украина).
 10. **Плахтырь О.О. 2010.** Математическая модель аксиальной пространственной электромагнитной системы трехфазного трансформатора с цилиндрическими образующими поверхностями стержней магнитопровода // MOTROL. Lublin. Volume 12A. 15–24.
 11. **Ставинский А.А., Ставинский Р.А., Плахтырь О.О. 2002.** Геометрические соотношения и массо-стоимостные показатели трехфазных пространственных трансформаторов малой мощности // Вестник Кременчугского государственного политехнического университета: Научные труды КГПУ. Кременчуг: КДПУ. 2002. Вып. 1 (12). С. 181–183. (Украина).
 12. **Плахтырь О.О. 2009.** Усовершенствование трехфазных статических индукционных устройств на основе нетрадиционных конструкторско-технологических решений производства пространственных магнитопроводов // MOTROL. Nikolaev: MDAU. Vol. 10B. 58–63.
 13. **Садовой О.С. 2014.** Варианты структур и конструктивные особенности однофазных статических индукционных устройств // MOTROL. Nikolaev: MNAU. Vol. 16B. 231–235.
 14. **Plakhtyr O.O. 2014.** Increase of limited power and structural optimization of static induction devices with spatial magnetic cores MOTROL. Lublin. Volume 16A. 285–289.
 15. **Бычатын Д.А., Вильнер Г.А. 1981.** Индукционные преобразователи информации. Л.: Энергоиздат. 188.
 16. **Вольдек А.И. 1974.** Электрические машины. Л.: Энергия. 199.
 17. **Гитис Э.И., Пискулов Е.А. 1981.** Аналого-цифровые преобразователи. М.: Энергоиздат. 231.
 18. **Говорков В.А. 1960.** Электрические и магнитные поля. М.-Л.: Госэнергоиздат. 187.
 19. **Демирчян К.С., Чечулин В.Л. 1986.** Машинные расчеты электромагнитных полей. М.: Высшая школа. 102.
 20. **Домбровский В.В. 1983.** Справочное пособие по расчету электромагнитного поля в электрических машинах. М.: Энергоатомиздат. 111.
 21. **Домрачев В.Г., Матвеевский В.Р., Смирнов Ю.С. 1987.** Схемотехника цифровых преобразователей перемещений. Справочное пособие. М.: Энергоатомиздат. 145.

MASS VALUE ON THE SPATIAL INDUCTION CONVERTER WITH AXIALLY STAMP-PRESSED AND TWISTED MAGNETIC CIRCUITS

Summary. In this article, the basic analytical relationships obtained in the form of target functions

needed to optimize the main dimensions and geometric relationships of the active part of the three-phase transformers with axial low-waste stamp-pressed or twisted "waste-free" split butt spatial magnetic circuit.

A study of the formation of the measurement information. To do this: given the characteristics of the core formed by the workers (active) conductors, based on the solution of the field of the flat conductor and analysis identified the area of formation of the measuring data, the analysis of field pole in layers along the working conductor and layered harmonic analysis of the field to determine the coefficients of harmonics with different gaps and ratios pole overlap, developed a model to determine the field, coupled with the revolution of signal wiring of all harmonics to analyze the process of formation and determined the model to calculate the output EMF held a harmonic analysis of the output signal, the requirements to the form of signal wiring, which provides filtering of higher harmonics output EMF.

Key words: spatial electromagnetic systems, material consumption, winding windows.

МЕТОДИКА И ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ МОРФОЛОГИЧЕСКИХ И ПРОЧНОСТНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ОБЕРТОК КУКУРУЗЫ

Александр Бондаренко, Василий Грубань

Николаевский национальный аграрный университет

Ул. Парижской коммуны, 9, г. Николаев, Украина. E-mail: bondarenko-v70@rambler.ru

Alexander Bondarenko, Vasily Gruban

Nikolaev National Agrarian University

St. Paris Commune, 9, Nikolaev, Ukraine. E-mail: bondarenko-v70@rambler.ru

Аннотация. В данной статье приведены методика и результаты экспериментальных исследований анатомо-морфологических и прочностных характеристик листьев оберток кукурузы. Предложена универсальная методика выбора характеристик морфологических и физико-механических свойств початков кукурузы, в основу которой положен принцип последовательного взаимодействия початка с рабочими органами в процессе технологической обработки. Данная методика позволила разработать специальные приборы и установки для исследования ранее не изучавшихся показателей биологических особенностей и физико-механических свойств початков кукурузы. В результате изучения анатомических свойств початков кукурузы установлено, что они представляют собой сложные биологические объекты, которые многослойны по структуре и анизотропны по характеру, в которых четко выделяются три зоны, различные по плотности, размерным характеристикам, контакту между собой, структуре и обладающие различными показателями жесткости, объемной деформации и упругости. Проведен анализ интенсификации процесса очистки початков кукурузы, обеспечивающих ресурсосбережение сохранность обрабатываемого материала. Получены зависимости усилий отрыва и разрыва листьев оберток при различных условиях, для разных сортов и гибридов кукурузы. Определены предельные значения физико-механических свойств початков кукурузы, позволяющие выбирать оптимальные параметры процесса их очистки. Определены допустимые предельные значения разрушения составляющих початков кукурузы. Установлены закономерности изменения основных показателей технологического процесса очистки початков кукурузы. Определены предельные значения размерных характеристик початков кукурузы, позволяющие выбирать оптимальные габариты рабочих органов, а также обоснованы рекомендации для разработки аппаратов предназначенных для очистки початков семенной кукурузы.

Ключевые слова: уборка кукурузы, очистка, эксперимент, обертка, предельные значения

ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМЫ

На сегодняшний день производство кукурузы занимает практически первое место в мире. Согласно данным USDA, FAO и других авторитетных международных и национальных организаций, валовый сбор зерна кукурузы за последние годы составляет более 38 % мирового баланса зерна, превышая объемы производства пшеницы и риса [1, 2, 14]. При этом одним из приоритетных направлений для реализации государственных программ производства кукурузы на Украине является обеспечение внутренних потребностей качественным семенным материалом. Не смотря на это, отечественными производителями данная задача решается на крайне недостаточном уровне. За последние годы независимости этот показатель не превышал и 40 % [4, 15]. Так как производство семенной кукурузы является первичным по отношению к продовольственному и фуражному, то техническое обеспечение его должно быть приоритетным. Однако в реальности ситуация носит обратный характер [17]. Такое положение обусловлено рядом причин, к которым можно отнести во-первых, сложившийся уровень технического обеспечения, во-вторых почти полное отсутствие организованного производства очистителей початков, в-третьих неуккомплектованность комплексов машин для механизации работ в семеноводстве соответствующими техническими средствами и т.д [3, 11, 15].

В существующих отечественных и зарубежных технологиях уборки и переработки кукурузы ключевыми являются технологические процессы очистки и обмолота початков. При этом очистка початков и до настоящего времени остается одним из актуальных вопросов в процессе послеуборочной обработки, так как она является обязательным этапом в технологии получения семенного материала. Как показал опыт эксплуатации современной техники, на сегодняшний день не существует машины,

которая обеспечивала бы сьем оберток с початков кукурузы с полным соблюдением существующих агротехнических требований [4, 9].

В серийно выпускаемых образцах техники для уборки и послеуборочной обработки кукурузы, конструкции которых не претерпели принципиальных изменений за последние практически 50 лет, используется пассивный способ отделения оберток. Что в свою очередь приводит к увеличению пути и времени обработки каждого початка, способствует повреждению на стадии уборки и последующей очистки как початков в целом, так и зерна, при этом существенно снижая его посевные качества. Решение данной проблемы за счет увеличения конструктивных параметров, кратного дублирования очистительных батарей, различных прижимных устройств или путем оптимизации режимов работы существующих рабочих органов до сегодняшнего дня не привело к желаемому результату [3, 5]. Создание современных высокопроизводительных кукурузоуборочных машин не возможно без проведения теоретических исследований основных рабочих органов, их экспериментальной проверки, хозяйственных испытаний и технико-экономического анализа эффективности проведенных работ.

АНАЛИЗ ПОСЛЕДНИХ ИССЛЕДОВАНИЙ И ПУБЛИКАЦИЙ

Сложившаяся практика конструирования самоходных и стационарных машин с аналогичными элементами комбайнов, изначально предназначенных для уборки зерновых колосовых и других культур, не дает желаемого эффекта при уборке кукурузы. Необходимо отметить, что и кукурузоуборочные комбайны и адаптеры также не обеспечивают выполнения агротехнических требований к процессам очистки початков кукурузы [19]. А реализация теоретических разработок в комбайнах и аппаратах промышленного производства не всегда соответствует желаемым показателям. Находящиеся на производстве машины имеют низкий технический уровень, не отвечают современным требованиям по показателям надежности, эргономичности, а также по экологическим показателям [7]. Очевидно, что предпосылками такой ситуации является: во-первых недостаточно полная изученность растения кукурузы как биологического объекта и его физико-механических свойств, а во-вторых рассмотрение очистки початков, как сложных динамических процессов взаимодействия биологического объекта, свойства которого изменяются во время этого процесса, и механической системы с также изменяющимися кинематическими параметрами.

Исследованиям физико-механических характеристик и размерно-массовых параметров составляющих растений кукурузы посвящен ряд работ. Большое внимание уделено изучению размерно-массовым характеристикам растения, фрикционными свойствам початков и стеблей, удельным нагрузкам на початки [16]. Физико-механические свойства кукурузы изучали А.И. Буянов, М.Ф. Бурмистрова, И.Т. Осьмак, К.В. Шатилов и многие

другие исследователи, а также практически все разработчики конструкций рабочих органов кукурузоуборочных машин как в нашей стране, так и за рубежом [8]. При чем принятая в настоящее время размерная характеристика [9] сортов и гибридов кукурузы [20] включает в себя всего лишь четыре показателя початка, а именно длину, диаметр, массу и массу 1000 зерен [6]. На этих показателях и построены исследования физико-механических свойств початков [11]. Многолетние изучения физико-механических свойств початков кукурузы показали, что этот растительный материал имеет широкий диапазон значений по любому из свойств, характерен нелинейным изменением этих значений в процессе очистки и обмолота, что обусловлено сложной многослойной анизотропной структурой самих початков [21].

При проектировании початкоочистительных аппаратов разработчики, как правило, использовали экспериментальные данные по соответствующему прототипу. Это объяснялось широким спектром условий процесса очистки початков, которые не могли быть учтены полностью в теоретических выкладках. Расчет початкоочистительных аппаратов базировался на определении количества пар очистительных валцов для заданной производительности и качества выполнения очистки [4, 5, 19]. Необходимость разработки принципиально новых технических решений для процессов очистки початков кукурузы, обоснованных теоретически и опирающихся на более глубоких исследованиях анатомических, морфологических и физико-механических свойств обрабатываемого растительного материала, очевидна и актуальна.

ПОСТАНОВКА ЗАДАНИЯ

Целью данной работы является исследование морфологических и физико-механических свойств составляющих початков кукурузы, изучение прочностных характеристик листьев обертки. Анализ интенсификации процесса очистки початков кукурузы, обеспечивающих ресурсосбережение и качество обрабатываемого материала. Обоснование рекомендаций для разработки аппаратов для очистки початков семенной кукурузы.

ИЗЛОЖЕНИЕ ОСНОВНОГО МАТЕРИАЛА

Интенсивное воздействие, которому подвергаются початки со стороны рабочих органов, в первую очередь воспринимают их обертки. Характер изменений, которые возникают при воздействии на початки, и их влияние на качество съема листьев оберток изучены недостаточно. Физико-механические свойства початков кукурузы являются основными исходными данными для разработки конструкций и определения параметров рабочих органов аппаратов и машин для уборки и послеуборочной обработки. Изученность этих показателей позволяет разрабатывать конструкции рабочих органов и машин с оптимальными параметрами, которые обеспечивают разрушение отдельных частей растений при соблюдении целостности или ча-

стичной целостности других, что регламентируется соответствующими исходными требованиями [6]. Выходя из вышеизложенного возникает необходимость комплексной обоснованной методики выбора показателей, которые будут достаточно универсальными. В основу такой методики нами положен принцип последовательного взаимодействия початка с рабочими органами в процессе технологической обработки. Предлагаемая методика выбора характеристик морфологических и физико-механических свойств початков кукурузы базируется на следующих положениях:

- початок рассматривается как сложный биологический объект, четко разделенный на несколько разнородных зон (рис. 1);
- морфологические и физико-механические свойства початков в процессе обработки претерпевают значительные изменения;
- свойства некоторых рабочих органов в процессе взаимодействия с початком непрерывно изменяются.

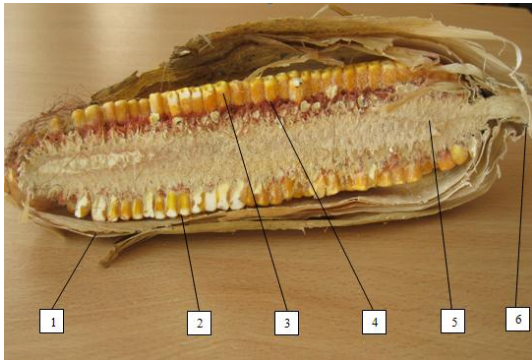


Рис. 1. Початок кукурузы в разрезе:

1 - оберточный слой; 2 - зона контакта зерна и оберток; 3 - зерновой слой; 4 - зона крепления зерна к стержню; 5 - стержень; 6 - зона крепления оберток к плодоножке

Fig. 1. Ear of corn in the context of:

1 - wrapping layer; 2 - contact area of grain and wraps; 3 - cereal layer; 4 - zone of attachment to the stem of grain; 5 - pin; 6 - zone of attachment to the stalk wrappers

В результате изучения анатомических свойств початков кукурузы установлено, что они представляют собой сложные биологические объекты, которые многослойны по структуре и анизотропные по характеру. При этом сам початок можно разделить на три совершенно разные структуры или слои, которые существенно отличаются по своим свойствам: оберточный, зерновой и стержневой. В процессе механизированной обработки эти слои необходимо отделить друг от друга. Причем, первый и последний могут быть значительно повреждены или даже полностью разрушены, а зерновой должен оставаться максимально целым и не травмированным. Более подробное изучение биологических особенностей початков кукурузы позволило нам предложить и более подробную характеристику зон початка, которые в той или иной степени кон-

тактируют с рабочими органами уборочной техники. Особый интерес исследований вызвали оберточный слой; зона контакта зерна и оберток, а также зона крепления оберток к плодоножке. При сопоставлении этих зон различных сортов и гибридов они имели совершенно различные характеристики.

Для изучения морфологических и физико-механических свойств початков были выбраны гибриды кукурузы, районированные на юге Украины: Почаевский 190МВ, Белозерский 295СВ, Днепровский 257СВ, Быстрица 400МВ, проходившие испытания на полях аграрных хозяйств Николаевской и Херсонской областей.

Общее количество оберток и принцип их расположения определялись визуально, а угол их охвата початка и усилия отрыва определялись на универсальном приборе, схема которого представлена на рис. 2.

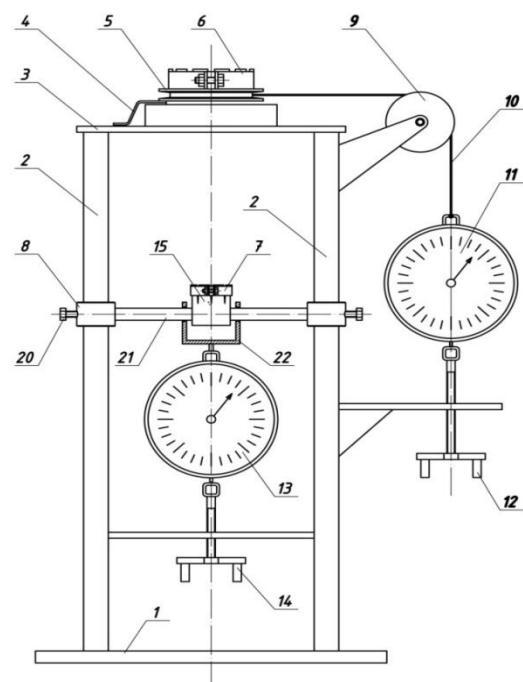


Рис. 2. Схема прибора для определения сопротивлений составляющих початка кукурузы деформациям кручения и растягивания (позиции в тексте выше):

1 – платформа; 2 – стойки; 3 – плита; 4 – стрелка; 5 – шкив; 6 – кольцевой хомут; 7 – крышка; 8 – вставка; 9 – отводной блок; 10 – трос; 11, 13 – динамометр; 12, 14 – винтовой механизм; 15 – шарикоподшипник; 17 – отверстие; 18 – тарированная шкала; 19 – лепестковый держатель; 20 – винт; 21 – растяжка; 22 – вилка

Fig. 2. The scheme of the device for determining the resistance is an ear of corn torsion and stretching (position in the text above):

1 - platform; 2 - racks; 3 - plate; 4 - the arrow; 5 - a pulley; 6 - a collar ring; 7 - krichske; 8 - insert; 9 - tap-off unit; 10 - rope; 11, 13 - dynamometer; 12, 14 - a screw mechanism; 15 - ball bearings; 17 - hole; 18 - calibrated scale; 19 - flap holder; 20 - the screw; 21 - stretching; 22 - a plug

Необходимо отметить, что средние значения массы изучаемых образцов имеют значительные колебания даже среди одного гибрида (коэффициент вариации для выбранных гибридов находился в пределах 12,3-17,7 %). Формы и размеры початков кукурузы также отличаются размерными характеристиками и зависят от сорта и других случайных факторов.

Усилие отрыва листьев оберточного слоя исследовалось при различных положениях продольной оси початка по отношению к направлению приложенной силы, а также в зависимости от направления разрыва связей листьев с плодоножкой. При определении усилий отрыва обертки с тангенциальными составляющими, т. е. с кручением, початок фиксировался в положении, когда верхний обрез листа был повернут на 90° к горизонту и лист обертки отрывался, поворачиваясь по отношению к основанию.

Характер жилкования и форма поперечного сечения листьев изучались с помощью макрофото съемки, для чего початок с оберткой рассекался поперек и на срезе фиксировался профиль. Изучение анатомо-морфологических особенностей оберток включало визуальную оценку листьев и исследование с применением микроскопа МИС-11 и макрофото съемки. Результаты всех измерений и подсчетов обрабатывались с использованием методов математической статистики [11, 18].

При анализе характера облегания обертки початка было замечено, что листья изменяют прямолинейность своего облегания, несмотря на то, что на плодоножке они крепятся попарно напротив друг друга. При этом нами выявлено три характерных варианта облегания обертки:

- обертки расположены попарно напротив друг друга;
- обертки смещены относительно друг друга на некоторый угол, который может составлять до 117°;
- обертки заходят одна за другую и закручиваются вокруг поверхности веерообразно.

При этом каждый гибрид охвачен листьями обертки по-разному, у некоторых преобладает первый вариант для наружных (92 %), а второй и третий для средних и внутренних листьев (64 %). Для отдельных гибридов в принципе не характерно закручивание оберток веером, что, очевидно, объясняется стабильностью их размерных характеристик.

Средние значения угла охвата по максимальному диаметру поверхности початков изменяются от 160° до 300°, при минимальном значении 76° и максимальном 360°+35°. Разброс углов охвата по максимальному диаметру поверхности достаточно велик (коэффициент вариации находился в пределах 14,7-32,2 %). Средние значения угла охвата по минимальному диаметру поверхности изменялись от 68,3° до 174,1°, при минимальном значении 32° и максимальном 354°. Установлено, что характер облегания обертки поверхности початка напрямую зависит от гибрида кукурузы, что объясняется генетическими особенностями.

При изучении размерных характеристик обертки, оценивались размеры наружных, средних и внутренних листьев. При этом установлено, что для выбранных гибридов длина и ширина листьев оберток початков имела колебания в значительных пределах. Средние значения длин наружных листьев изменялись в интервале величин от 22 до 37 см. Средние листья имели средние размеры, которые варьировали от 18 до 24 см. Размерная характеристика средних листьев оберток достаточно ровная, при коэффициенте вариации, изменявшемся от 5,2 до 9,7 %. Оценка средних длин внутренних листьев оберток показала, что они имели значения от 11 до 19 см. В целом все гибриды имели достаточно устойчивый показатель длин внутренних листьев, а коэффициент вариации составил от 5,9 до 10,3 %.

Характер жилкования листьев оберток повторяет особенности стебельных листьев. На листовой поверхности чередуются одна-пять мелкие жилки и одна крупная. Такая особенность придает поверхности листьев оберток сложный профиль. На початке обертки расположены таким образом, что жилки одного листа находятся над или под впадинами другого, что способствует плотному и прочному сцеплению их друг с другом.

При встречном направлении может быть втянуто сразу несколько листьев обертки, что ускорит очистку. На энергетические показатели початкоочистительных аппаратов существенно влияют усилия, затрачиваемые на отделение оберток. Нами были определены «чистые» усилия при растяжении и кручении листьев обертки. Результаты исследований приведены на рис. 3.

Анализируя полученную зависимость можно утверждать, что по мере отклонения действующей силы от оси початка усилие отделения листьев уменьшается. Минимальное значение соответствует углам от 80° до 100°. Дальнейшее отклонение от оси приводит к увеличению усилия. Так, при прямом отделении за счет разрыва при угле 0° среднее значение усилия для одного листа составило 58-61 Н, а при отделении листьев с кручением среднее значение было 32-37 Н. Минимальное значение среднего усилия для угла 90° при отделении с растяжением составило 38 Н, а с кручением - 12 Н. В результате поставленных экспериментов выявлены эмпирические зависимости деформации и отделения оберток от приложенных усилий. Графические интерпретации полученных результатов представлены на рис. 4.

Как видно, что минимальные усилия на отделение обертки соответствуют максимальной влажности, при этом усилия варьируют в пределах от 34 Н до 42 Н при угле приложения 90°.

В результате исследований нами были получены данные по усилиям, затрачиваемым на отделение листьев оберток параллельно и перпендикулярно жилкованию в зависимости их размещения в оберточном слое или от порядкового номера листа (рис. 5).

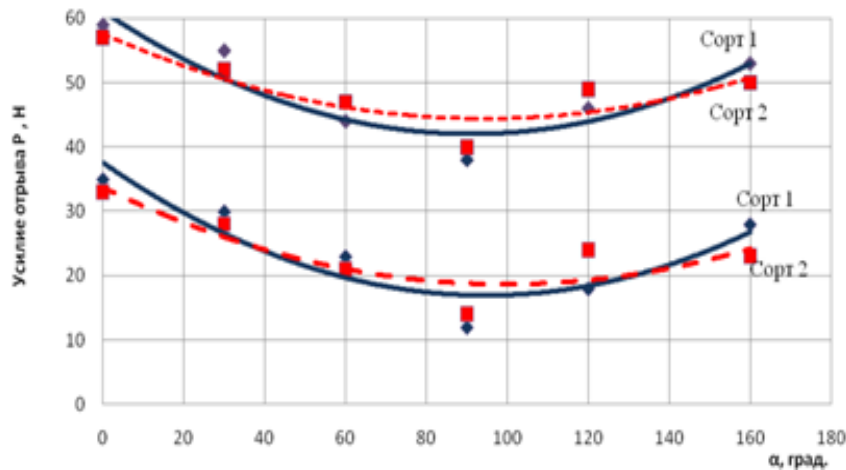


Рис. 3. Зависимость усилий отделения листьев обертки при растяжении и кручении:
Сорт 1 - Почаевский 190МВ; Сорт 2 - Днепровский 257СВ
Fig. 3. Dependence of the efforts of the wrapper leaf tensile and torsion:
Grade 1 - Pochaev 190MV; Grade 2 - Dnipro 257SV

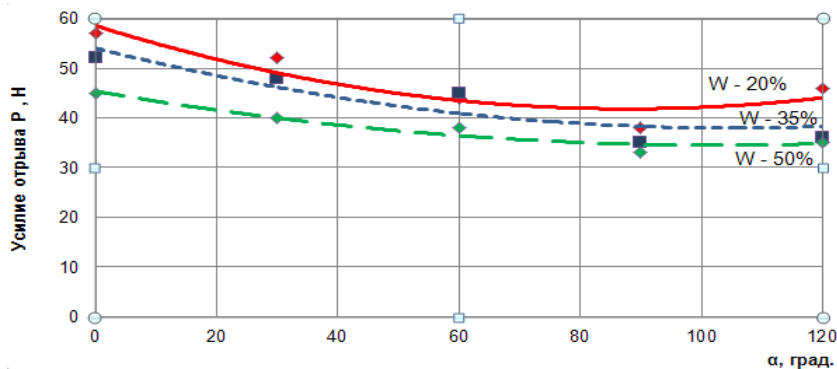


Рис. 4. Зависимость усилий отделения листьев обертки при растяжении и кручении от влажности
Fig. 4. Dependence of the efforts of the wrapper leaf tensile and torsion from moisture

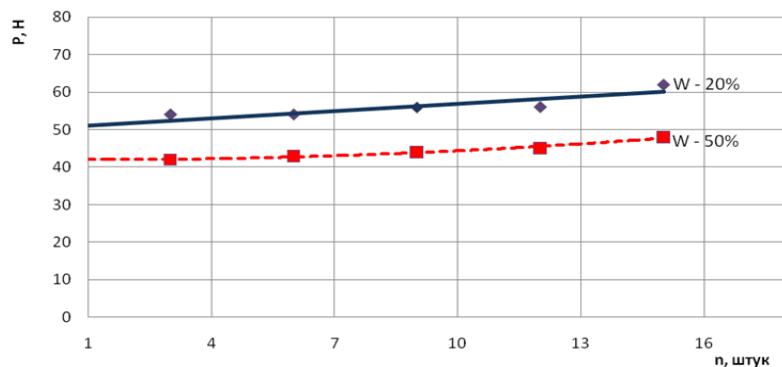


Рис. 5. Зависимость усилий отделения обертки от порядкового номера листа при разной влажности
Fig. 5. Dependence of the efforts of the wrapper from the sequence number plate at different humidity

В результате анализа полученных данных можно утверждать, что начиная от внутренних к наружным листьям, усилие отрыва возрастает в линейной зависимости. При этом абсолютные значения усилий для отделения наружных 4-6 оберточных листьев составляют 48-61 Н и по мере убывания к внутренним постепенно уменьшаются до 42-51 Н. В зависимости от влажности средние усилия отделения изменяются в среднем на 8-11 Н. Поскольку листья обертки имеют сложную геомет-

рическую форму и при воздействии на них они сначала изменяют свою геометрию и выравниваются, а после чего происходит их разрыв. Такой характер деформаций хорошо согласуется с природой происходящих в листьях обертки физических процессов. Чем меньше порядковый номер листа обертки, тем больше его влажность, а соответственно необходимо меньшее усилие для отрыва.

ВЫВОДЫ

1. Анализ показателей физико-механических свойств початков кукурузы позволил оптимизировать проведение исследований согласно технологических свойств обрабатываемых материалов. Исследуемый неочищенный початок представляет собой сложный биологический объект, в котором четко выделяются три зоны, различные по плотности, размерным характеристикам, контакту между собой, структуре и обладающие различными показателями жесткости, объемной деформации и упругости. Изучение контактных напряжений в местах взаимодействия при передаче усилий от очистительного аппарата необходимо для решения проблемы сохранения целостности початка при сьеме с него оберток.

2. Предложенная методика позволила разработать специальные приборы и установки для исследования ранее не изучавшихся показателей биологических особенностей и физико-механических свойств початков кукурузы.

3. Определены предельные значения физико-механических свойств початков кукурузы, позволяющие выбирать оптимальные параметры процесса их очистки: усилие давления создающее деформацию оберток - до 1,5 мПа; усилие необходимое для разрыва оберток - не менее 84 Н; усилие необходимое для отрыва оберток от початка - не менее 40 Н (по усилиям отрыва листьев оберток при различных условиях).

4. Определены предельные значения размерных характеристик початков кукурузы, позволяющие выбирать оптимальные габариты рабочих органов: длина очистительных валцов - не менее 0,65 м; максимальное расстояние между касательными к поверхностям рабочих органов не менее 5 см; при очистке желателен процесс отделения оберток, при котором они снимались бы с початков при кручении с перемещением относительно розетки крепления плодножки под углом, близким к 90°.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Agropromislovii kompleks Ukraïni, stan, tendencii ta perspektivi rozvitku. Inform. analit. zb. / za red. P.T. Sabluka ta in. K.: IAE UAAN. 2013. 782.
2. **Ambrosov V. 2006.** Mehanizmi efektyvnogo funkcionuvannya agroformuvan. Ekonomika Ukraïni. № 6. 60-66.
3. **Bespamyatnov A.D. 1989.** Ekspluatatsiya mashin dlya proizvodstva kukuruzy, spravochnik. M.: Rosagropromizdat. 221.
4. **Bondarenko O.V. 2010.** Analitichnii oglyad isnyuyuchih problem mehanizovanogo zbirannya kukurudzi na zerno. Visnik Lvivskogo nacionalnogo agrarnogo universitetu. Lviv: LNAU. Agroyinjenerni doslidjennya № 14. 141—147.
5. **Bondarenko O.V. 2011.** Teoretichni doslidjennya nadiinosti kukurudzobiralnoi tehniki pri vikoristanni rezervuvannya / O. V. Bondarenko, A. I. Boiko, K. M. Dumenko // MOTROL. Lublin. Vol. XIIa. 86—94.
6. **Bondarenko O.V. 2009.** Obruntuvannya kinematichnih ta konstruktivnih parametriv kachanoochisnogo pristroyu / O. V. Bondarenko, V. A. Gruban // Visnik agrarnoi nauki Prichornomor'ya. Mikolaiv: MDAU. Vip. 3. 206—213.
7. **Bondarenko O.V. 2010.** Obruntuvannya perspektiv rozvitku kachanoochisnik pristroiv kukurudzobiralnih mashin / O. V. Bondarenko, V. A. Gruban // MOTROL. Lublin. Vol. XIIa. 101—109.
8. **Burmistrova M.F. 1956.** Fiziko-mehanicheskie svoistva selskohozyaistvennih rastenii / M.F. Burmistrova, T.K. Komolkova, N.V. Klemm. M.: Selhozgiz. 343 s.
9. **Buyanov A.I. 1972.** Fiziko-mehanicheskie svoistva rastenii, pochv i udobrenii / A.I. Buyanov // M.: Kolos. 366 s.
10. **Voronyuk B.A. 1990.** Fiziko-mehanicheskie svoistva rastenii. M.: Kolos, 432 s.
11. **Danilevich SYu. 1960.** Prochnost zerna kukuruzy i ego svyazei so sterjnim pochatka / S.Yu. Danilevich // Nauch. tr. / UkrNIIMESH. Kiev: UASHN. T. 2. 72—79.
12. **Dem'yanenko S. 2003.** Spilna agrarna politika ES, sut, tendencii ta znachennya dlya Ukraïni / S. Dem'yanenko // Ekonomika Ukraïni. № 3. 80—86.
13. **Dem'yanenko M.Ya. 2003.** Problemi agrarnoi ekonomiki iz vstupom Ukraïni do SOT / M.Ya. Dem'yanenko, F.V. Ivanina // Ekonomika APK. №11. 57—66.
14. **Sabluk P. 1997.** Zernovii rinok Ukraïni, problemi i perspektivi / P. Sabluk // Ekonomika Ukraïni. № 5. 4—14.
15. **Osaulenka O.G. 2014.** Statistichnii schorichnik Ukraïni za 2013 rik. Derjavnii komitet statistiki Ukraïni. K.: Vidavnistvo «Konsultant». 678.
16. **Susidko P.I. Kukuruzza 1978.** K.: Urojai. 296.
17. **Tereschuk S.M. 2004.** Birjovii rinok zerna kukurudzi. Ekonomika APK. № 7. 115—121.
18. **Tretyak L.N. 2004.** Obrabotka rezultatov nablyudennii. Uchebnoe posobie. Orenburg: GOU OGU. 171.
19. **Trubilin E.I. 2000.** Mashini dlya uborki i posleuborochnoi obrabotki kukuruzy / E.I. Trubilin, B.C. Kravchenko, Yu.D. Severin, B.C. Kurasov, V.A. Mironov. Krasnodar: KubGAU. 35.
20. **Shatilov K.V. 1981.** Kukuruzouborochnie mashini. M.: Mashinostroenie. 224 s.
21. **Shpaar D. Kukurudza. 2009.** Viroschuvannya zbirannya, konservuvannya i vikoristannya. K.: Alfa-steviya LTD. 396.

MEDODIKA AND EXPERIMENTAL STUDIES OF MORPHOLOGICAL AND STRENGTH CHARACTERISTICS WRAPPERS CORN

Summary. This article describes the method and results of experimental studies of anatomical and morphological and strength properties of corn leaf wrappers. A universal method of selecting the

morphological and physico-mechanical properties of corn cobs, which is based on the principle of consistent interaction cob with tools during processing. This technique has allowed to develop special equipment and facilities for research not previously studied parameters biological features and physical and mechanical properties of corn cobs. As a result of studying the anatomical properties of corn cobs found that they are complex biological objects that are multi-layered structure and anisotropic on character that clearly divided into three zones of different density, dimensional characteristics, the contact with each other, the structure and having different hardness values, the volume of deformation and resilience. The analysis of the intensification of the cleaning process corn cobs, ensuring the safety of the processed material resource conservation. The dependences of the pull force and tear leaves wrappers under different conditions for different varieties and hybrids of corn. The limiting values of physical and mechanical properties of corn cobs, allowing to choose the optimal parameters of the process of purification. The permissible limits of destruction components of corn cobs. The regularities of changes in the main indicators of technological process of clearing of ears of corn. The limiting values of the dimensional characteristics of corn cobs, allowing to choose the optimal dimensions of the working bodies, as well as sound recommendations for the development of machines designed for cleaning of ears of corn seed.

Key words: corn harvesting, cleaning, experiment wrapper limits

ИССЛЕДОВАНИЕ КОНСТРУКЦИЙ РАБОЧИХ ОРГАНОВ МАСЛООТЖИМНЫХ ПРЕССОВ

Владимир Стрельцов

*Николаевский национальный аграрный университет, Украина
54020, г. Николаев, ул. Парижской коммуны, 9. E-mail: vladimirstreltsov@rambler.ru*

Vladimir Streltsov

*Nikolaev National Agrarian University, Ukraine
54020, Nikolaev, st. Paris Commune, 9. E-mail: vladimirstreltsov@rambler.ru*

Аннотация. В работе проведен анализ шнековых прессующих механизмов и конструкций рабочих органов маслоотжимных прессов. Эффективно работающий пресс должен обеспечивать необходимую производительность и глубокое отжимание при оптимальных технико-экономических показателях.

Способ холодного прессования масличного растительного сырья позволяет получать основной и вспомогательный продукты без предварительного измельчения, термической обработки и с меньшими энергозатратами. Многошнековые машины широкое распространение получили в области экструзии термопластов, в перерабатывающих отраслях и кормоприготовлении наибольшее распространение получили машины с рабочим органом в виде одного шнека.

Наряду со всеми достоинствами, сложные многошнековые машины с различного рода рабочими органами, не нашли широкого применения в перерабатывающих отраслях из-за сложной технологии изготовления и большой трудоемкости. Напротив, одношнековые машины при всех своих недостатках не уступают в производительности, качеству продукции и экономичности двухшнековым прессам.

Ключевые слова: шнек, пресс, давление, отжим, растительное масло, эффективность, экономичность, производительность.

ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМЫ

Обеспечение растительным маслом в Украине осуществляется за счет производства масличного сырья в сельском хозяйстве и последующей его переработкой на предприятиях масложировой промышленности. Развитие производственной базы происходит в настоящее время как за счет реконструкции действующих крупных маслоэкстракционных производств, так и создание малых перерабатывающих предприятий, приближенных к производителям сельскохозяйственного сырья.

Эффективность переработки в обоих случаях зависит от использования совершенной техники и технологии на производстве, что при переходе к рыночным отношениям очень важно. Высокая эффективность производства позволяет иметь высокую конкурентоспособность при борьбе за рынок, как с отечественными, так и с зарубежными поставщиками продуктов питания. Обеспечение конкурентоспособности малых предприятий достигается снижением затрат на

создание и эксплуатацию технологического оборудования, а также за счет повышения выхода и качества продукции.

АНАЛИЗ ПОСЛЕДНИХ ИССЛЕДОВАНИЙ И ПУБЛИКАЦИЙ

Повышение эффективности производства, создание современных технологий и машин нового поколения являются одними из факторов обеспечивающих стабильную работу предприятий перерабатывающих отраслей [1].

Применяемые в настоящее время стандартные способы получения качественных растительных масел отличаются длительностью подготовительных операций, повышенными энергозатратами и наличием канцерогенных веществ, получаемых в процессе производства, которые отрицательно влияют на качество конечных продуктов. Одним из способов уменьшения рассмотренных выше явлений, является способ холодного прессования масличного растительного сырья. Данный способ позволяет получать основной и вспомогательный продукты без предварительного измельчения, термической обработки и с меньшими энергозатратами.

Механический способ получения масла путем прессования масличного материала, который прошел предыдущую подготовку, распространенный не только на прессовых, но и на маслоэкстракционных заводах, где основной остается технологическая схема – «форпрессование – экстракция» [1 – 4].

За последние несколько лет в связи с изменениями в народнохозяйственном комплексе страны, возникла необходимость в оборудовании для предприятий малой мощности, которые работают в области переработки сельскохозяйственного сырья. В частности, стали появляться образцы оборудования и для малых масличных заводов. В основном это пресса с малой производительностью, без дополнительного оборудования.

Эффективно работающий пресс должен обеспечивать необходимую производительность и глубокое отжимание при оптимальных технико-экономических показателях.

Теорией работы гидравлических, а в дальнейшем шнековых прессов занимались целый ряд ученых. Но и в настоящее время, еще не выяснены все вопросы, связанные с механизмом процессов, которые проте-

кают в прессах. И на сегодняшний день исследование процесса отжима, а также построение математических моделей соответствующего процесса с целью создания инженерных методов расчета производительности маслоотделяющих прессов является актуальным и целесообразным. Над данной проблемой работали ряд ученых [1 – 8], в трудах которых отображены результаты их исследований.

До настоящего времени не существует полной теории работы шнековых прессов и их создания в основном опирается на экспериментальные исследования и эмпирические зависимости, полученные на основе экспериментов. Это объясняется тем, что в винтовом канале шнекового пресса изменяются свойства маслянистого материала: плотность, размеры и гранулометрический состав частей, количество масла внутри частей и в междолевых порах, прочность. Указанные изменения в большой мере усложняют анализ процессов прессования и отжимания, и не позволяют перевести проектирование прессов новых конструкций на четкую методическую основу.

ПОСТАНОВКА ЗАДАНИЯ

Целью работы является аналитическое исследование существующих шнековых прессующих механизмов и конструкций рабочих органов маслоотжимных прессов.

ИЗЛОЖЕНИЕ ОСНОВНОГО МАТЕРИАЛА

Разнообразие конструкций шнековых прессующих механизмов объясняется различной сферой применения данных машин и индивидуальными особенностями отдельных производств.

Все шнековые прессующие механизмы можно разделить (рис. 1) по характерным конструкциям рабочего органа (шнека), корпуса и матрицы на три группы [5 – 7].

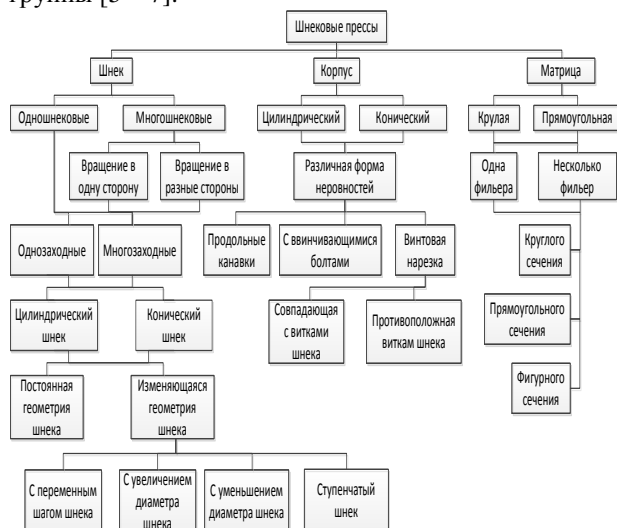


Рис. 1. Классификация шнековых прессующих механизмов

Fig. 1. Classification of a screw press mechanism

Развитие конструкций многошнековых прессов для переработки искусственных материалов исходило из того положения, что многие термопласты в отно-

шении техники и технологии переработки представляют собой особую проблему, которая не возникала при экструдировании различных других масс [8].

Так проблема загрузки полимеров и передвижения массы, исключения локального перегрева вызвало необходимость создания многошнековых прессов. Первоначально разрабатывались конструкции со шнеками встречного вращения одинаковой длины, постоянного шага и профиля нарезки, в ходе дальнейшего развития появились многочисленные варианты, а также конструкции с более чем двумя шнеками и различной геометрией рабочих органов. Частным случаем двухшнекового пресса является шестеренчатый насос, его сцепленные шестерни можно рассматривать как шнеки с очень большим углом подъема нарезки [8].

Многошнековые машины широкое распространение получили в области экструзии термопластов, в перерабатывающих отраслях и кормоприготовлении наибольшее распространение получили машины с рабочим органом в виде одного шнека [9].

Недостатками одношнековых прессов является плохое смешивание обрабатываемого материала, отсутствие самоочистки и, как следствие, - опасность спекания продукта на шнеке при его низкой влажности, отсутствие принудительного транспортирования, что ведет к неудовлетворительному перемещению продукта с высоким содержанием жира и воды [10].

В самоочищающихся двухшнековых прессах не происходит накопление продукта, в отличие от одношнековых, где продукт может оставаться в витках, создавая разрыв потока. В результате этого, в двухшнековых прессах наблюдается равномерный выход продукта [5].

Однако в одношнековом прессе износ шнека концентрируется по торцу и наружной кромке витков шнека, что облегчает его восстановление. В двухшнековом же прессе износ происходит более интенсивно и ему подвергается не только винтовая поверхность, но и основание шнека. В связи с этим, в двухшнековом прессе свойства продукта и эффективность процесса отжима масла в большей степени зависят от износа шнека [8].

Оснащение шнека насадками типа «торпедо» с рифленой поверхностью, выточками, желобками известно как способ давно, также применяется и в прессах для экструдирования растительных материалов. Существующие варианты рифленых головок должны обеспечивать равным образом

В некоторых случаях применяются машины, шнеки которых имеют в центре сквозные продольные каналы значительно большего размера, чем предназначенные обычно для нагрева или охлаждения шнеков, следует отметить прессы, главный шнек которых имеет продольное осевое отверстие большого диаметра; в нем концентрически смонтирован второй шнек, иногда вместе с цилиндром [8]. В этих машинах могут порознь регулироваться различные процессы, как-то: подача, расплавления, пластификация, выход материала, используются главным образом в производстве изоляции для электрических проводов.

Существуют конструкции прессов имеющих два симметрично расположенных загрузочных отверстий. В этом случае пластическая масса движется по каналам шнека к центру, и формирующему устройству, преимущество конструкции состоит в снижении осевых нагрузок на подшипники качения, выявление возможности создания двухстороннего привода, однако конструкция имеет один недостаток - не возможность создания точного регулирования и синхронизации половин шнека [8]. На практике такие прессы не получили распространения.

Диаметры шнеков в прессах изменяются в широком диапазоне от 19 мм в прессе LABModell 9/20 («Brabender DHG») до 760 мм в прессе CP-30 («Teledyne Reaco»).

Матрица с изменяющимся диаметром выходного отверстия (диафрагма) - конструкция, позволяющая изменять величину выходного отверстия - крепится к корпусу маслоотжимной камеры болтовыми соединениями, хомутами или накидной гайкой. Известны конструкции, например, по а.с. № 328670 [69] и а.с. № 450723 [13] и патент РФ № 2087311 [14], где матрица закреплена на стержне шнека и вращается вместе с ним. Это позволяет использовать неподвижные ножи для отрезки прессуемого продукта, но неподвижные матрицы, закрепленные на шнековом цилиндре, более технологичны и надежны, поэтому используются чаще.

Пространство перед матрицей пресса должно быть таким, чтобы в нем не образовывались зоны прилипания и застоя материала. Это требует использования обтекаемых поверхностей рабочих органов и специальных насадок в таком пространстве.

Фильтры матрицы состоят, как правило, из цилиндрических формирующих каналов и входных лопастей переменного сечения, служащих для облегчения выхода в формирующий канал прессуемого материала. Через фильтры матрицы осуществляется формирование и выход продукции под высоким давлением в виде непрерывного «жгута» [15 – 19]. Конфигурация фильтров определяет ширину изделия и весьма разнообразна: шарики, палочки, звездочки, колечки и др. [20].

Существует различная компоновка привода для (одно - и двухшнековых) прессующих машин [21]. В одних используется осевой принцип, т.е. привод и маслоотжимная камера со шнеками, располагаются в линию на общей плоскости опорной рамы, в других - двигатель с редуктором или без него располагаются в нижней части станины. В этом случае нагрузка от двигателя передается на валы с помощью ременной или цепной передачи. Такое расположение привода обеспечивает более устойчивую конструкцию, но оно не всегда возможно.

Производительность, выпускаемых прессов самая различная от 5 кг/ч - пресс марки Lab Modell 9/20 фирмы «Brabender DHG» до 4500 кг/ч - пресс марки Contivar - 400 производитель фирма «Almex».

Мощность привода, которая используется для вращения шнека пресса, изменяется в очень широком диапазоне от 3 кВт, выпускаемый фирмой «Teledyne Reaco» до 2060 кВт в прессе BC 160, выпускаемый фирмой «Clecextral».

Известно множество различных конструкций прессов: только фирма Wenger (США) производит более 10 моделей прессов 20 модификаций - от лабораторных (производительностью 30 кг/ч) до промышленных (производительностью 10 т/ч). Ведущими фирмами в этой области являются Angerson, Sprout - Bauer, Valley, Insta - Pro (США), Werner & Pflider, Weber, Wolter, Berstoff (Германия), Croix, Jnotec, Speichim (Франция), Crondona Nimet, Bausana, Berge, Sernagiotto (Италия), Bahler, Buss, LalesseMayer (Швейцария) и др. [11].

Среди российских прессов следует выделить прессы семейства КМЗ и ПЭК [22], применяемых для экструдирования комбикорма, прессы производственного объединения «Арсенал» и «Велес» [7], используемые в пищевом концентратном производстве, для формирования макаронных изделий применяют прессы марок ЛПШ, ЛПЛ [20], для формирования палочек из кукурузной крупы применяют пресс А1-КХП, Б8-КХ-ЗП, производство готовых к употреблению фигурных крупяных изделий, сухих завтраков осуществляется на машине РЗ-КЭД-88 [23], гранулирование кормовых смесей производят на смесителе-грануляторе типа СНГ-300, в мясоперерабатывающей отрасли используют пресс ФПК-2 [24] и пресс-измельчитель установки «Ленинград» [24], в масложировой промышленности находят применение шнековые прессы МП-68, МП, МП-21, ЕП, МЯ, МПЭ-1, ЛЦ, ФП, ХСП-26, ЕТП-20.1 [2], предназначенные для предварительного и окончательного отжима масла из мезги масличных семян, для отжима масла из мезги масличных семян с одновременным получением строго калиброванных гранул жмыха заданной формы используют шнековый пресс-гранулятор Г-24 [2].

Среди отечественных производителей сельскохозяйственного оборудования известно научно-промышленное предприятие «Экструдер», которое является лидером на рынке СНГ и составляет достойную конкуренцию зарубежным аналогам. НПП «Экструдер» (г. Харьков) производит шнековые экструдеры ЭК-75/1200 (175 кг / ч), ЭК-105/1500 (450 кг / ч), ЭК-130/2000 (до 1000 кг / ч) для производства растительного масла из семян подсолнечника, сои, рапса и др. маслосодержащих культур за один проход сырья без предварительной ее тепловой обработки [25, 26].

ВЫВОДЫ

Наряду со всеми достоинствами, сложные многошнековые машины с различного рода рабочими органами, не нашли широкого применения в перерабатывающих отраслях из-за сложной технологии изготовления и большой трудоемкости. Напротив, одношнековые машины при всех своих недостатках не уступают в производительности, качеству продукции и экономичности двухшнековым прессам.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Горбатов А.И. 1982.** Структурно-механические характеристики пищевых продуктов. Москва, Пищевая промышленность, 233.
2. **Масликов В.А. 1974.** Технологическое оборудование производства растительных масел / В.А. Масликов. М.: Пищевая промышленность, 439.

3. **Кошевой Е.П. 1991.** Оборудование для производства растительных масел / Е.П. Кошевой. М.: Агропромиздат, 208.
4. **Скипин А.И. 1952.** Непрерывно действующие шнекпрессы / А.И. Скипин. Л.: ВНИИЖ.
5. **Миллауэр Х. 1989.** Экструдеры и экструзионные установки. Семинар по технологии производства комбикормов. М.: Минхлебпром, 23.
6. **Ledward D. A., Mitchell J.R. 1988.** Protein extrusion - more questions than answers. - In: Food Structure - Its Creation and Evaluation / Eds. J. M. V. Blansherd, J. R. Mitchell. Butterworths: ELSEVIER Applied Science Publishers, ch 12, 219-229.
7. **Богатырев А.Н., Юрьев В.П. 1994.** Термопластическая экструзия: научные основы, технология, оборудование. М.: "Ступень", 200.
8. **Шенкель Г. 1962.** Шнековые прессы для пластмасс: Пер. с нем. / Под ред. А. Я. Шапиро. Л.: ГНТИХП, 467.
9. **Григорьев А.М. 1972.** Винтовые конвейеры. М.: Машиностроение, 182.
10. **Соколов А.Я. 1973.** Прессы пищевых и кормовых производств: Под ред. А. Я. Соколова. М.: Машиностроение, 287.
11. **Иваненко А.В. 1989.** Оборудование для переработки сочного растительного сырья. Киев, УМКВО, 108.
12. А. с. 328670 СССР, МКИ³ В 29 F3/01. Червячный пресс / В.А. Ковальчук (СССР). – № 1066223/23-05; заявл. 04.04.66; опубл. 07.01.83, Бюл. № 1.
13. А. с. 450723 СССР, МКИ³ В 29 В1/02. Гранулятор / В.А. Ковальчук (СССР). – № 1710774/23-5; заявл. 01.11.71; опубл. 25.11.74, Бюл. № 43.
14. **Забирова Г.М.** Пресс-экструдер. Патент РФ. № 2087311.
15. **Ginaven and Albent H. 1957.** Adams Paper trade Journal, v.39, 24-27.
16. **Daniels R. 1984.** Break fact ceneal technology. London, Park Ridge, pp. 290, - Англия.
17. **Haufer A.L., Smith A. C. 1986.** The vthanical properties of extruded food foams. J.Mater. Sci., 21, №10, 3729-3736, - Англия.
18. **Melcion I.P. 1987.** La-cuission extrussion quelques aspects de levolution actuella. Jnd cereal, 49, s. 34-44, Италия.
19. **Shen J.L., Morr C.V. 1979.** Physicochemical fspeets of Texturization: Fiber Formation from Globular Proteins. - J.Am. Oil Chemists Soc., v. 56, №1, 63A-70A.
20. **Чернов М.Е., Медведев Г.М., Негруб В.П. 1983.** Справочник по макаронному производству. М.: Легкая и пищевая промышленность, 304.
21. **Богатырев А.Н., Юрьев В.П. 1994.** Термопластическая экструзия: научные основы, технология, оборудование. М.: «Ступень», 200.
22. **Кукта Г.М. 1987.** Машины и оборудование для приготовления кормов. М.: Агропромиздат, 93.
23. **Воскобойников В.А., Кравченко В.М., Кретов И.Т. 1989.** Оборудование пищекоцентрадного производства. Справочник. М.: Агропромиздат, 92-96.
24. **Пелеев А.И. 1971.** Технологическое оборудование предприятий мясной промышленности. М., "Пищевая промышленность", 523.
25. **Горбенко О.А. 2010.** Исследования отечественных и зарубежных технологий и оборудования для извлечения масла / Горбенко О.А., Стрельцов В.В. MOTPOL, MOTORYZACIA I ENERGETIKA ROLNICTWA/MOTORIZATION AND POWER INDUSTRI IN AGRICULTURE, TOM 12A, LUBLIN, 49-57. (Украина).
26. **Горбенко О.А. 2012.** Инновационная технология производства растительного масла / Горбенко О.А., Стрельцов В.В., Горбенко Н.А. MOTPOL, MOTORIZATION AND ENERGETICS IN AGRICULTURE, Volume 14, No 2, Lublin, 103-106.

RESEARCH STRUCTURES OF WORKING BODIES OIL PRESS

Summary. The paper analyzes the expeller mechanisms and structures of working oil press. An effective press should provide the necessary performance and deep squeezing under optimal technical and economic indicators.

The method of cold pressing olive plant raw material allows to obtain basic and auxiliary products without prior grinding, heat treatment and with lower power consumption. Multi-screw machines are widely used in the extrusion of thermoplastic materials, in processing industries and kormoprivotovlenii the most widely used machines in the form of a working body of the screw.

Along with all the advantages, complex multi-screw machines with various types of working bodies, are not widely used in process industries due to complicated manufacturing technology and high labor input. In contrast, single-screw machines, with all its shortcomings are not inferior in productivity, quality and efficiency twin-screw presses.

Key words: screw press, pressure, squeezing, vegetable oil, effectiveness, efficiency, productivity.

СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ МАТЕРИАЛОЕМКОСТИ ВАРИАНТОВ ТРЕХФАЗНЫХ ПРОСТРАНСТВЕННЫХ ЭЛЕКТРОМАГНИТНЫХ СИСТЕМ

Олег Плахтырь

*Николаевский национальный аграрный университет
54020, г. Николаев, ул. Парижской коммуны, 9. E-mail: rain@yandex.ru*

Oleg Plakhtyr

*Nikolaev National Agrarian University
54020, Nikolaev, st. Paris Commune, 9. E-mail: rain@yandex.ru*

Аннотация. На основе относительных аналитических зависимостей показателей материалоемкости выполнен сравнительный анализ вариантов пространственных электромагнитных систем со стыковыми магнитопроводами, отличающимися типом технологии, конфигурацией и направлением магнитного потока стержней. Показаны преимущества магнитопроводов с параллельными стенками обмоточных окон.

Исследование характеристик АД с двухпакетной конструкцией ротора проведено аналитическим методом, основанным на использовании схем замещения. Расчеты на ЭВМ выполнены с применением методов последовательных приближений и линейно-кусочной аппроксимации 1-фазных намагничивания. Экспериментальные исследования распределения магнитного потока по длине проведены косвенным методом, путем измерения величин ЭДС, наводимых в специальных измерительных обмотках, расположенных в воздушных зазорах над шихтованным и массивным пакетами ротора.

Полученные в работе основные результаты доведены до уровня практического их использования. Они применены при проектировании ряда типоразмеров модификаций серийных АД с улучшенными пусковыми и регулировочными свойствами, предназначенными для электроприводов механизмов с большим моментом инерции, работающих в повторно-кратковременном режиме или требующих регулирования частоты вращения в условиях агрессивной или взрывоопасной окружающей среды.

Ключевые слова: пространственные электромагнитные системы, материалоемкость, обмоточные окна.

ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМЫ

Согласно [1], основным направлением развития электромеханики в XXI веке является комплексное энергосбережение и всемирное внедрение ресурсосберегающих технологий. Одним из способов снижения материалоемкости и потерь в стали трехфазных трансформаторов, реакторов и дросселей является использование пространственной электромагнитной системы (ПЭМС) активной части [2, 3].

АНАЛИЗ ПОСЛЕДНИХ ИССЛЕДОВАНИЙ И ПУБЛИКАЦИЙ

Однако используемые в ПЭМС средней и большой мощности [3, 4] конструкции и способы изготовления магнитопроводов технологически нерациональны для производства электромагнитных устройств малой мощности. В связи с этим, последние выполняются в плоских штампованном или витом вариантах, причем витые магнитопроводы (ВМ) по сравнению с шихтованными магнитопроводами (ШМ) согласно, например [5], являются более прогрессивными в части технологии и трудоемкости производства.

В [6, 7] предложены конструкции и разработаны массо-стоимостные модели вариантов ПЭМС нетрадиционной конфигурации с параллельными стенками обмоточных окон, отличающихся от трехфазных планарных аналогов меньшими массой и материалоемкостью [8]. Однако отсутствует сопоставление систематизированных в [4] традиционных и описанных в [4, 6, 7] новых ПЭМС.

ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Целью работы является сравнительный анализ материалоемкости от геометрических соотношений вариантов ПЭМС с шестигранной конфигурацией одного из контуров ярма. При этом указанные системы отличаются как геометрией стержней и катушек (прямоугольная, рис. 1, а и б и секторная, рис. 1, в), так и типом технологии (шихтовка листов и намотка ленты).

ИЗЛОЖЕНИЕ ОСНОВНОГО МАТЕРИАЛА

Для выполнения сравнительного анализа с соблюдением принципа электромагнитной эквивалентности целесообразно воспользоваться предположениями в [6, 7] геометрическими параметрами ПЭМС: отношением диаметров расчетных контурных окружностей $a = D_u / D_o$, отношением высоты и ширины обмоточного окна $\lambda_o = h_o / b_o$, центральным углом α_c граней стержня, а также коэффициентом k_u исходных данных (мощность S_n , частота сети f ; коэффициенты падения напряжения k_{U1} , k_{U2} ; энергетические показатели η , $\cos\phi_1$) и

электромагнитных нагрузок (средняя индукция стержня B_c и плотности тока первичной и вторичной обмоток Δ_1, Δ_2).

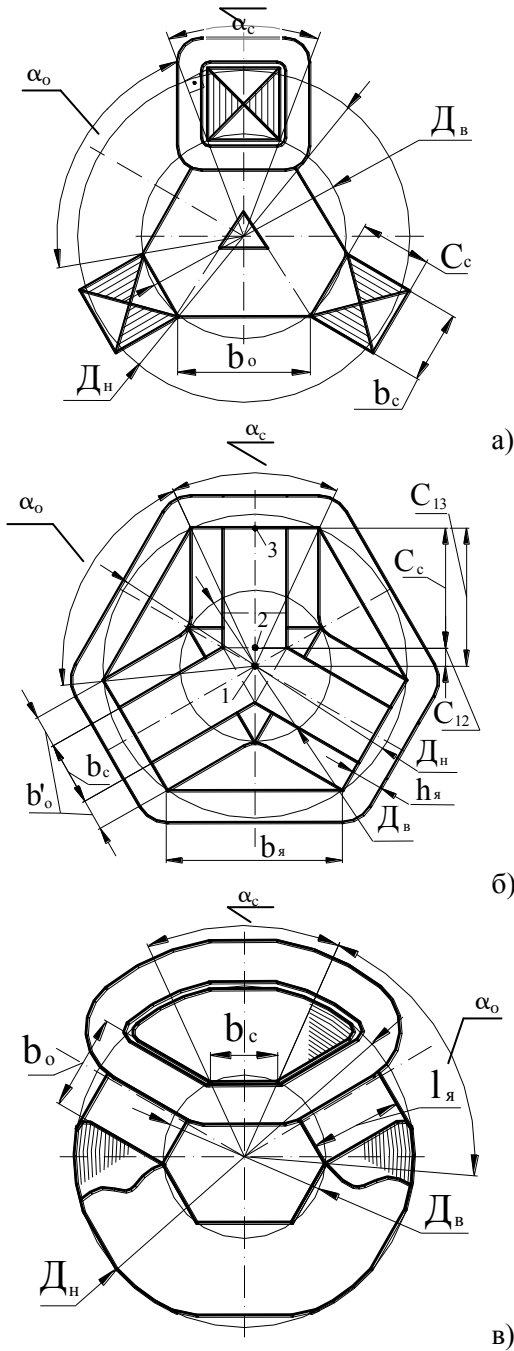


Рис.1. Варианты конфигурации и геометрические параметры пространственных стыковых электромагнитных систем:

- (а) шихтованными аксиальным;
- (б) радиальном; (в) аксиальным магнитопроводами

Fig.1. Configurations and geometrical parameters of the spatial jointed electromagnetic systems:

- (a) laminated axial;
- (b) radial;
- (c) twisted axially magnetic cores

При этом, в связи с необходимостью упрощения выкладок, считается, что средние витки катушек вариантов ПЭМС (рис. 1) при дисковой

конструкции обмоток расположены на расстояниях от стержня равных четверти ширины обмоточного окна, а внутренние радиусы изгиба катушек равны изоляционным промежуткам, учитываемым коэффициентом $k_{зо}$ заполнения обмоточного окна. Также согласно указанному принципу эквивалентности величины $k_u, k_{зо}$ и коэффициента $k_{зм}$ заполнения магнитопровода сталью принимаются соответственно идентичными для всех эквивалентных ПЭМС.

В схемах ПЭМС (рис. 1, а и в) с аксиальным направлением потока в стержнях элементы геометрии стержня b_c и окна b_o определяются выражениями :

$$b_c = D_e k_{\alpha 1}, \tag{1}$$

$$b_o = D_e \sin(\alpha_o/2) = D_e k_{\alpha 2}, \tag{2}$$

где: D_e – диаметр окружности шестиугольного контура ярма; $k_{\alpha 1}$ и $k_{\alpha 2}$ – коэффициенты центральных углов α_c и α_o ,

$$k_{\alpha 1} = \sin(\alpha_c/2); k_{\alpha 2} = \sin[(\pi/3) - (\alpha_c/2)].$$

В аксиальном ШМ (рис. 1, а) диаметр D_n расчетной наружной контурной окружности связан со стержнем соотношением, определяющим связь стороны C_c с параметрами a и α_c посредством коэффициента $k_{\alpha 3}$:

$$(D_n - D_e)/2 = c_c \cos(\alpha_c/2);$$

$$k_{\alpha 3} = 1/[2 \cos(\alpha_c/2)];$$

$$C_c = D_e (a - 1) k_{\alpha 3}. \tag{3}$$

Площадь сечения стержня (рис. 1, а) определяется с учетом (1) и (3) выражением :

$$\Pi_c = b_c C_c = D_e^2 (a - 1) k_{\alpha 1} k_{\alpha 3}. \tag{4}$$

Ширина средней части ярма (рис. 1, а) может быть определена с учетом (2) в виде :

$$b_я = b_c \sin(\pi/3) = \sqrt{3} k_{\alpha 1} D_e / 2. \tag{5}$$

$$k_u = \frac{S_u}{6.66 f B_c} \left[\frac{k_{U1}}{\Delta_1 \eta \cos \phi_1} + \frac{k_{U2}}{\Delta_2} \right].$$

В соответствии с принципом электромагнитной эквивалентности высота ярма определяется исходя из условия равенства площади стыка ярма и стержня площади сечения стержня :

$$h_я = \Pi_c / b_c. \tag{6}$$

При этом величина коэффициента соотношения индукций стержня и ярма :

$$k_e = \Pi_c / (\sqrt{3} h_я b_я).$$

Исходя из (4) и (5) выражение высоты ярма преобразуется к виду :

$$h_я = D_e (a - 1) k_{\alpha 3}. \tag{7}$$

На основе соотношения λ_o и (2), (4), (6) и (7) можно определить массу стали ШМ (рис. 1, а) :

$$m_{МША} = \gamma_c k_{3M} (3\Pi_c h_o + 6b_o b_r h_r + 6\Pi_c h_r) = C_c = C_{13} - C_{12} = 0.5 D_6 (ak_{\alpha 3} - k_{\alpha 1} / \sqrt{3});$$

$$= \gamma_c k_{3M} D_6^3 (a-1) k_{\alpha 1} k_{\alpha 3} \times$$

$$\times [3\lambda_o k_{\alpha 2} + 3(\sqrt{3}k_{\alpha 2} + 2(a-1)k_{\alpha 3})], \quad (8)$$

где: γ_c – плотность электротехнической стали.

Средняя длина витка катушки ПЭМС (рис. 1, а) определяется с учетом (1) - (3)

$$l_{WA} = 2(b_c + C_c + \pi b_o / 4) =$$

$$= 2D_6 [k_{\alpha 1} + 0.785k_{\alpha 2} + k_{\alpha 3}(a-1)]. \quad (9)$$

Согласно [3,4] площадь сечения Π_o обмоточного окна и масса m_o проводящего материала обмотки связаны с коэффициентом k_u выражениями :

$$\Pi_c = k_u / (k_{3o} k_{3M} \Pi_o), \quad (10)$$

$$m_o = 1.5 \gamma_o k_u l_W / \Pi_c, \quad (11)$$

где: γ_o – плотность материала обмотки.

С учетом (2) и соотношения λ_o , выражение (10) для ШМ (рис. 1, а) преобразуется к виду :

$$\Pi_{cША} = k_u / (k_{3o} k_{3M} \lambda_o b_o^2) =$$

$$= k_u / (k_{3o} k_{3M} \lambda_o k_{\alpha 2}^2 D_6^2). \quad (12)$$

Исходя из (9), (11) и (12), а также соотношения λ_o выражение массы обмотки ПЭМС (рис.1, а) запишется в виде :

$$m_{oША} = 3\gamma_o k_{3o} k_{3M} \lambda_o \times$$

$$\times D_6^3 k_{\alpha 2}^2 [k_{\alpha 1} + 0.785k_{\alpha 2} + k_{\alpha 3}(a-1)]. \quad (13)$$

В ПЭМС (рис.1, б) с ШМ и радиальным направлением потока в стержнях ширина стержня b_c соответствует (1), а расчетная ширина обмоточного окна определяется выражением :

$$b_o = 2b_o' = D_6 (a-1) \sin(\alpha_c / 2) =$$

$$= k_{\alpha 1} D_6 (a-1), \quad (14)$$

где: D_n является диаметром окружности вписанного шестигранника внутреннего контура ярма, а в качестве D_6 принимается диаметр окружности, которая пересекает радиус окружности D_n на стороне боковой поверхности стержня.

Вспомогательные размеры C_{12} и C_{13} ШМ (рис. 1, б) определяются соотношениями :

$$C_{12} = 0.5b_c \operatorname{tg}(\pi/6) = b_c / (2\sqrt{3}); \quad (15)$$

$$C_{13} = 0.5D_n \cos(\alpha_c / 2) = 0.5k_{\alpha 3} a D_6, \quad (16)$$

где: $k_{\alpha 3}$ – дополнительный коэффициент центрального угла :

$$k_{\alpha 3} = \cos(\alpha_c / 2).$$

Высота и площадь сечения стержня определяется исходя из (рис. 1, б) и (1), (14) – (16), а также соотношения λ_o :

$$\Pi_c = b_c h_o = k_{\alpha 1} D_6 \lambda_o b_o = k_{\alpha 1}^2 \lambda_o D_6^2 (a-1). \quad (18)$$

Ширина и высота грани ярма (рис. 1, б) определяются с учетом (2), (14) и соотношений a и λ_o выражениями :

$$b_r = D_6 \sin(\alpha_o / 3) = k_{\alpha 2} a D_6, \quad (19)$$

$$h_r = k_6 \Pi_c / (\sqrt{3}h_o) = k_6 D_6 k_{\alpha 1} / \sqrt{3}. \quad (20)$$

Площадь треугольника внутреннего контура ярма также выражается, с учетом (1), через \ddot{A}_a ,

$$S_{\Delta} = \sqrt{3} b_c^2 / 4 = \sqrt{3} k_{\alpha 1}^2 D_6^2 / 4. \quad (21)$$

Масса радиального ШМ определяется на основе (1), (14), соотношения λ_o и (17) – (21) :

$$m_{МШР} = \gamma_c k_{3M} [3C_c \Pi_c + 3(b_c + b_o + b_r) \times$$

$$\times h_r h_o + \pi h_r^2 h_o + S_{\Delta} h_o] = \gamma_c k_{3M} D_6^3 k_{\alpha 1}^2 \lambda_o (a-1) \times$$

$$\times [1.5(ak_{\alpha 3} - k_{\alpha 1} / \sqrt{3}) + \sqrt{3}ak_6 (k_{\alpha 1} + k_{\alpha 2}) +$$

$$+ 0.433k_{\alpha 1} + 1.047k_6^2 k_{\alpha 1}]. \quad (22)$$

Средняя длина витка катушки ПЭМС (рис. 1, б) определяется с учетом (1) и (14) выражением :

$$l_{WP} = 2b_c + 2h_o + \pi b_o' = 2k_{\alpha 1} D_6 \times$$

$$\times [1 + (\lambda_o + 0.785)(a-1)]. \quad (23)$$

Высота участка окна, занимаемого катушками обмотки определяется с учетом (19) по рис. 1, б :

$$C_o = h_r / [2 \sin(\pi/3)] = k_{\alpha 2} a D_6 / \sqrt{3}. \quad (24)$$

На основе (14) и (23) выражение (10) площади сечения стержня конструкции (рис. 1, б) преобразуется к виду :

$$\Pi_{cШР} = \frac{k_u}{k_{3o} k_{3M} b_o C_o} =$$

$$= \frac{\sqrt{3}k_u}{k_{3o} k_{3M} k_{\alpha 1} k_{\alpha 2} a D_6^2 (a-1)}. \quad (25)$$

Исходя из (11), (23) и (25) масса обмотки ПЭМС (рис. 1, б) определяется в виде функции :

$$m_{oШР} = \sqrt{3} \gamma_o k_{3o} k_{3M} k_{\alpha 1}^2 k_{\alpha 2} D_6^3 a (a-1) \times$$

$$\times [1 + (\lambda_o + 0.785)(a-1)]. \quad (26)$$

Из условия равенств (4) и (12), а также (18) и (25) следуют выражения D_6 :

$$D_6^2 (a-1) k_{\alpha 1} k_{\alpha 3} = k_u / (k_{3o} k_{3M} \lambda_o k_{\alpha 2}^2 D_6^2);$$

$$D_6 = \sqrt[4]{k_u / (k_{3o} k_{3M} \lambda_o k_{\alpha 1} k_{\alpha 2}^2 k_{\alpha 3} (a-1))}. \quad (27)$$

$$D_6^2 (a-1) k_{\alpha 1}^2 \lambda_o =$$

$$= \sqrt{3} k_u / (k_{3o} k_{3M} k_{\alpha 1} k_{\alpha 2} a (a-1) D_6^2),$$

$$D_6 = \sqrt[4]{\sqrt{3} k_u / (k_{3o} k_{3M} \lambda_o k_{\alpha 1}^3 k_{\alpha 2} a (a-1)^2)}. \quad (28)$$

С учетом (27) и (28) выражения масс (8) и (22), а также масса ВМ (рис. 1, в) [3] определяются выражениями

$$m_{МША} = \gamma_c k_{3M} \left(\sqrt[4]{k_u / (k_{30} k_{3M})} \right)^3 k_{МША}, \quad (29)$$

$$m_{МШР} = \gamma_c k_{3M} \left(\sqrt[4]{k_u / (k_{30} k_{3M})} \right)^3 k_{МШР}, \quad (30)$$

$$m_{МВА} = \gamma_c k_{3M} \left(\sqrt[4]{k_u / (k_{30} k_{3M})} \right)^3 k_{МВА}, \quad (31)$$

где: $k_{МША}$, $k_{МШР}$, $k_{МВА}$ – коэффициенты изменения массы магнитопроводов (рис. 1, а, б и в) :

$$k_{МША} = k_{\alpha 1} k_{\alpha 3} \left(\sqrt[4]{1 / [\lambda_o k_{\alpha 1} k_{\alpha 2}^2 k_{\alpha 3} (a-1)]} \right)^3 \times \left\{ 3\lambda_o k_{\alpha 2} + 3\sqrt{3}k_{\alpha 2} + 2(a-1)k_{\alpha 3} \right\}; \quad (32)$$

$$k_{МШР} = k_{\alpha 1}^2 \left(\sqrt[4]{\sqrt{3} / [\lambda_o k_{\alpha 1}^3 k_{\alpha 2} a (a-1)^2]} \right)^3 \times \lambda_o (a-1) [1.5(a k_{\alpha 3} - k_{\alpha 1} / \sqrt{3}) + \sqrt{3}a \times (k_{\alpha 1} + k_{\alpha 2}) k_{\alpha 6} + 0.433k_{\alpha 1} + 1.047k_{\alpha 6}^2 k_{\alpha 1}], \quad (33)$$

$$k_{МВА} = 3 \left(\sqrt[4]{2 / \{\lambda_o k_{\alpha 2}^2 (a-1) [k_{\alpha 1} + \pi(a-1)/6]\}} \right)^3 \times (a-1) \left\{ \frac{k_{\alpha 2}}{2} \lambda_o \left[k_{\alpha 1} + \frac{\pi}{6}(a-1) \right] + \frac{k_{\alpha 6}}{\sqrt{3}} \times [k_{\alpha 1} + \frac{\pi}{6}(a-1)] \right\}. \quad (34)$$

Средняя длина витка катушки ПЭМС (рис. 1, в) при принятых допущениях определяется с учетом (1) и (2) выражением :

$$l_{WBA} = 2b_c + 2l_{\gamma} + [2\pi(l_{\gamma} + b_o/4)/3] + (\pi b_o/4) + (\pi b_o/12) = 2D_6 [k_{\alpha 1} + 1.0236(a-1) + 0.785k_{\alpha 2}]. \quad (35)$$

Согласно [3] площадь (10) сечения стержня (рис. 1, в) связана с параметрами обмотки и D_6 выражением :

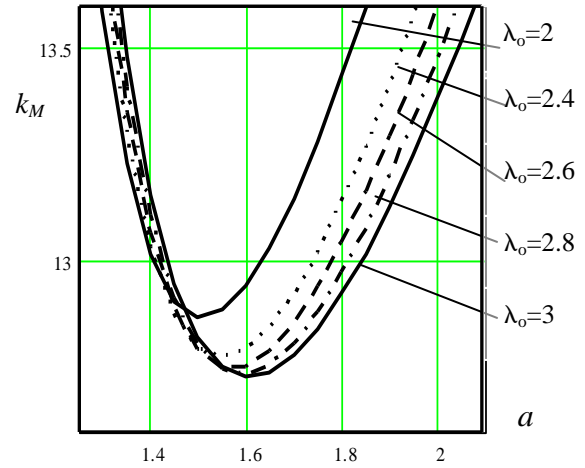
$$P_{сВА} = k_u / (k_{30} k_{3M} \lambda_o k_{\alpha 2}^2 D_6^2). \quad (36)$$

Исходя из (35), (11) и (36) масса обмотки ПЭМС (рис. 1, в) определяется в виде :

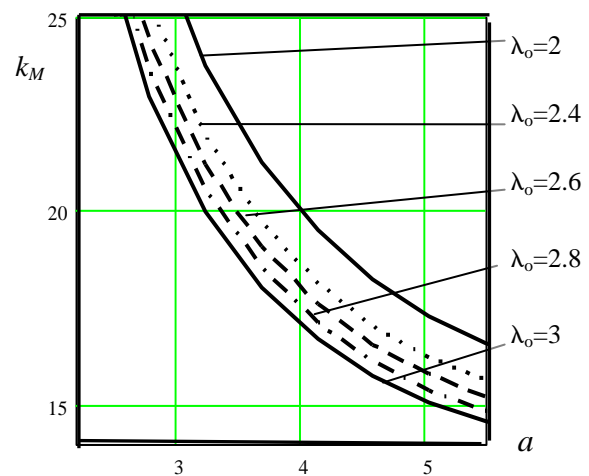
$$m_{o\cdot BA} = 3\gamma_o k_{30} k_{3M} \lambda_o k_{\alpha 2}^2 D_6^3 \times [k_{\alpha 1} + 1.0236(a-1) + 0.785k_{\alpha 2}]. \quad (37)$$

Величина диаметра D_6 ПЭМС (рис. 1, в) определяется выражением [3] :

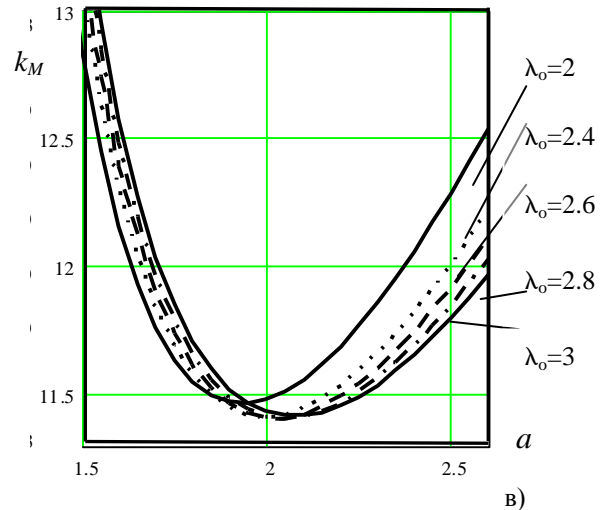
$$D_6 = \sqrt[4]{\frac{2k_u}{k_{30} k_{3M} \lambda_o (a-1) [k_{\alpha 1} + \pi(a-1)/6] k_{\alpha 2}^2}}. \quad (38)$$



а)



б)



в)

Рис. 2. Зависимости коэффициентов изменения масс активных частей ПЭМС с аксиальным шихтованным:

(а), $\alpha_c=50^\circ$ радиальным; (б) $\alpha_c=60^\circ$ шихтованным; (в) $\alpha_c=20^\circ$ аксиальным витым магнитопроводами

Fig. 2. Dependences of changing the mass factors of active parts PEMS axial a laminated:

(а), $\alpha_c=50^\circ$; a laminated radial; (б) $\alpha_c=60^\circ$ axial twisted; (с) $\alpha_c=20^\circ$ magnetic cores

С учетом (27), (28) и (38) выражения масс (13), (26) и (37) могут быть представлены в виде :

$$m_{oSHA} = \gamma_o k_{zo} k_{zm} \left(\sqrt[4]{k_u / (k_{zo} k_{zm})} \right)^3 k_{oSHA}, \quad (39)$$

$$m_{oSHP} = \gamma_o k_{zo} k_{zm} \left(\sqrt[4]{k_u / (k_{zo} k_{zm})} \right)^3 k_{oSHP}, \quad (40)$$

$$m_{oBA} = \gamma_o k_{zo} k_{zm} \left(\sqrt[4]{k_u / (k_{zo} k_{zm})} \right)^3 k_{oBA}, \quad (41)$$

где: k_{oSHA} , k_{oSHP} , k_{oBA} – коэффициенты изменения массы обмоток ПЭМС (рис. 1, а, б и в),

$$k_{oSHA} = 3\lambda_o k_{\alpha 2}^2 \left(\sqrt[4]{1 / [\lambda_o k_{\alpha 1} k_{\alpha 2}^2 k_{\alpha 3} (a-1)]} \right)^3 \times \\ \times [k_{\alpha 1} + 0.785k_{\alpha 2} + k_{\alpha 3}(a-1)], \quad (42)$$

$$k_{oSHP} = \sqrt{3} \left(\sqrt[4]{\sqrt{3} / [\lambda_o k_{\alpha 1}^3 k_{\alpha 2} a(a-1)^2]} \right)^3 \times \\ \times k_{\alpha 1}^2 k_{\alpha 2} a(a-1) [1 + (\lambda_o + 0.785)(a-1)], \quad (43)$$

$$k_{oBA} = 3 \left(\sqrt[4]{2 / \{\lambda_o k_{\alpha 2}^2 (a-1) [k_{\alpha 1} + \pi(a-1)/6]\}} \right)^3 \times \\ \lambda_o k_{\alpha 2}^2 [k_{\alpha 1} + 1.0236(a-1) + 0.785k_{\alpha 2}]. \quad (44)$$

Масса активной части каждой из ПЭМС (рис. 1) исходя из (29) – (31) и (39) – (41) :

$$m_{SHA} = \gamma_c k_{zm} \left(\sqrt[4]{k_u / (k_{zo} k_{zm})} \right)^3 k_{SHA},$$

$$m_{SHP} = \gamma_c k_{zm} \left(\sqrt[4]{k_u / (k_{zo} k_{zm})} \right)^3 k_{SHP},$$

$$m_{BA} = \gamma_c k_{zm} \left(\sqrt[4]{k_u / (k_{zo} k_{zm})} \right)^3 k_{BA},$$

где: k_{SHA} , k_{SHP} , k_{BA} – коэффициенты изменения масс активных частей вариантов ПЭМС (рис. 1) :

$$k_{SHA} = k_{MSHA} + \gamma_o k_{zo} k_{oSHA} / \gamma_c, \quad (45)$$

$$k_{SHP} = k_{MSHP} + \gamma_o k_{zo} k_{oSHP} / \gamma_c, \quad (46)$$

$$k_{BA} = k_{MBA} + \gamma_o k_{zo} k_{oBA} / \gamma_c. \quad (47)$$

Примеры изменения зависимостей (45) - (47) при $k_o = 1$, $k_{zo} = 0.34$, $\gamma_o = 8900$ кг/м³ и $\gamma_c = 7650$ кг/м³ представлены на рис. 2.

ВЫВОДЫ

1. Из полученных аналитических зависимостей (45)–(47) следует, что с увеличением контурного угла $\alpha_c = 20 \dots 60^\circ$ массы ПЭМС (рис. 1, а и б) снижаются, а масса ПЭМС (рис. 1, в) с увеличением угла $\alpha_c = 20 \dots 60^\circ$ возрастает.

2. Наилучшие технико-экономические показатели обеспечивает ПЭМС (рис. 1, в) с минимальной массой, технологической материалоемкостью и габаритными размерами.

3. Полученные аналитические зависимости являются исходными для разработки методик расчетов и могут быть использованы для оптимизации симметричных ПЭМС по частным и обобщенным критериям.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Иванов-Смоленский А.В. 2001.** Перспективы развития электромеханики в XXI веке. / А.В.

- Иванов-Смоленский, И.П. Копылов, Е.М. Лопухина и др. // Электропанорама. № 1. 14 – 15.
2. **Орлов Е.Г. 1990.** Главная задача отраслевой науки – эффективность производства и энергосбережение // Электротехника. №1. 4 – 6.
3. **Тихомиров П.М. 1986.** Расчет трансформаторов. М.: Энергоатомиздат, 528.
4. **Плахтырь О.О. 2002.** Варианты конструкций и классификация пространственных магнитопроводов трехфазных трансформаторов и реакторов // Электротехника и Электромеханика. № 3. 64-65. (Украина).
5. **Пентегов И.В. 2002.** Новые конструкции трехфазных трансформаторов с ленточными магнитопроводами. / Пентегов И.В., Рымар С.В., Лавренюк А.В. и др.- Вестник НТУ "ХПИ". Сборник научных трудов. Тематический выпуск: Проблемы усовершенствования электрических машин и аппаратов. Теория и практика. Харьков: НТУ "ХПИ". № 14. 86- 97. (Украина).
6. **Ставинский А.А., Ставинский Р.А., Плахтырь О.О. 2002.** Геометрические соотношения и массостоймостные показатели трехфазных пространственных трансформаторов малой мощности // Вестник Кременчугского государственного политехнического университета: научные труды КГПУ. Кременчуг: КГПУ, Вып. 1 (12). 181 – 183. (Украина).
7. **Ставинский А.А., Плахтырь О.О., Ставинский Р.А. 2002.** Зависимости массостоймостных показателей трехфазных пространственных трансформаторов с ромбическими катушками обмоток от геометрических соотношений активной части. // Электромашиностроение и электрооборудование: Межвед. научн. - техн. сб. - Вып. 58. 85 – 91. (Украина).
8. **Кондратенко Ю.П., Ставинский Р.А., Плахтырь О.О. 2002.** Выбор технических решений трехфазных трансформаторов для судовых систем автоматического управления. // Автоматизация судовых технических средств: Научно – техн. сб. Вып. № 7, 67- 73.
9. **Плахтырь О.О. 2011.** Усовершенствование регулируемых статических индукционных устройств для электрических систем и преобразовательной техники. Motrol. Lublin. Vol. 10B. 81–86. (Poland).
10. **Плахтырь О.О. 2011.** Определение тока холостого хода измерительных трансформаторов с витыми магнитопроводами // Материалы международной научно-практической конференции молодых ученых и студентов «Перспективная техника и технологии–2011». 206–209. (Украина).
11. **Плахтырь О.О. 2010.** Математическая модель аксиальной пространственной электромагнитной системы трехфазного трансформатора с цилиндрическими образующими поверхностями стержней магнитопровода. Motrol. Lublin. Vol. 12A. 15–24. (Poland).
12. **Плахтырь О.О., Кошкин Д.Л. 2012.** Конструкторско-технологические решения

усовершенствования регулируемых статических индукционных устройств для электронных систем и преобразовательной техники. вестник КНУТД. №1. 39–42

13. **Плахтырь О.О. 2009.** Усовершенствование трехфазных статических индукционных устройств на основе нетрадиционных конструкторско-технологических решений производства пространственных магнитопроводов. Motrol. Lublin. Vol. 10B. 58–63. (Poland).
14. **Плахтырь О.О., Дубовик А. О. 2008.** Влияние геометрических соотношений активной части пространственных электромагнитных систем трехфазных трансформаторов на уровень основных потерь // Материалы международной научно-практической конференции молодых ученых и студентов «Перспективная техника и технологии 2008». 118–122.
15. **Plakhtyr O.O. 2014.** Increase of limited power and structural optimization of static induction devices with spatial magnetic cores MOTROL. Lublin. Vol. 16A. 285–289. (Poland).
16. **Андреев Э.В., Алешин А.В., Игнатов В.А., Королева Т.Д., Проворова И.П. 1977.** Функциональная аппроксимация нормального закона погрешности изготовления печатной обмотки многополюсных датчиков перемещения. //Межвуз. сборник научных трудов. М.: МИРЭА. 182 – 192.
17. **Андреев Э.В., Королева Т.Д., Петропольский Н.В., Проворова И.П. 1979.** Метод расчета погрешности измерительного преобразователя перемещений. // Межвуз. сб. научн. трудов «Теория автоматического управления». М.: МИРЭА. 44 – 51.
18. **Домбровский В.В. 1983.** Справочное пособие по расчету электромагнитного поля в электрических машинах. М.: Энергоатом-издат. 286.
19. **Домрачев В.Г., Матвеевский В.Р., Смирнов Ю.С. 1987.** Схемотехника цифровых преобразователей перемещений. Справочное пособие. М.: Энергоатомиздат. 185.
20. **Корицкий А.В., Королева Т.Д., Проворова И.П. 1981.** Исследование критериальной зависимости выходной ЭДС измерительного преобразователя перемещений // Межвуз сб. научн. трудов. М.: МИРЭА. 25 – 31.

THE COMPARING ANALYSIS OF MATERIAL CONSUMPTION OF THREE – PHASED SPATIAL ELECTROMAGNETIC SYSTEMS VARIANTS

Summary. The comparing analysis of spatial electromagnetic systems` variants with jointed magnetic cores, which are different the type of technology, configuration and magnetic flux direction in rods are made on the base of the analytical dependences of material consuming exponents. The advantages of magnetic cores with parallel sides of are shown.

Investigation of the characteristics of AD dvuhpaketnoy rotor design with an analytical method

based on the use of equivalent circuits. Calculations performed on computers using the method of successive approximations and linear piecewise approximation 1fivyh magnetization. Experimental studies of the magnetic flux distribution along the length conducted by an indirect method, by measuring the emf induced in special measuring windings arranged in the air gap of a laminated package and massive rotor.

The results obtained in the main results brought to the level of practical use. They are applied in the design of a number of modifications of the serial AD sizes to improve the starting and adjusting properties designed for electric machines with high inertia, working in intermittent mode or speed regulation in aggressive or explosive environments.

Key words: spatial electromagnetic systems, material consuming, winding windows.

ИССЛЕДОВАНИЕ ИЗМЕНЕНИЯ МОЩНОСТИ ДИЗЕЛЯ АВТОМОБИЛЕЙ, РАБОТАЮЩИХ В НЕСТАЦИОНАРНЫХ УСЛОВИЯХ

Виктор Аулин, Виктор Слонь, Сергей Лысенко, Дмитрий Голуб
Кировоградский национальный технический университет
Просп. Университетский, 8, Кировоград, Украина. E-mail: Aulin52@mail.ru

Viktor Aulin, Viktor Slon, Sergey Lysenko, Dmitry Golub
Kirovograd national technical University
Ave. University, 8, Kirovograd, Ukraine. E-mail: Aulin52@mail.ru

Аннотация. В статье дана характеристика типов нестационарных условий эксплуатации в зависимости от условий внешней среды, климатических, дорожных, горнотехнических условий, режимов работы. Определены основные параметры. Показано что в нестационарных условиях работают автомобили в сельскохозяйственном производстве, карьерные самосвалы, автомобили с приводом навесного оборудования, автомобили дорожно-строительной и специальной техники.

Разработана методика определения изменения мощности двигателя. Приведены результаты исследований изменения мощности дизеля автомобиля в нестационарных условиях эксплуатации. Дано описание испытательного комплекса исследования влияния композиционного (модифицированного) моторного масла. В комплекс включен компрессор, представленный собой физическую имитационную модель сопряжений дизеля. Исследованию подвергали присадки "НИОД-5", "RoilGold", дисульфид молибдена и предложенную авторами присадку "КГМТ-1". Исследовали как потребляемую, так и эксплуатационную мощности компрессора. Использовали дистанционное управление персональным компьютером и универсальным прибором "цифровой мультиметр DMK-32". Проведено ряд измерений величин напряжения, тока активной, реактивной и полной мощности, коэффициента мощности $\cos\phi$, частоты тока и напряжения. Осуществляли контроль, хранения и передачу на компьютер базы данных.

При исследовании потребляемой мощности выявлено, что самый высокий уровень характеру для работы на базовом моторном масле M10Г₂к, а самый низкий для работы на модифицированном масле присадками дисульфид молибдена и "КГМТ-1". Общей тенденции выявлено снижения потребляемой мощности при внесении в масло присадок. Характер снижения потребляемой мощности компрессора зависит от типа присадок, их состава и концентрации.

Зафиксировано обратную картину для эксплуатационной мощности. Проведены исследования по-

требляемой мощности при ступенчатом нагружении и разгрузке компрессора. Выявлено, что характер изменения мощности зависит от характера нагружения и разгрузки, а также типа присадки. В целом потребляемая мощность снижается на 11...18 % при модифицировании моторного масла присадками.

Ключевые слова: мощность, дизель, нестационарные условия эксплуатации, присадки, нагрузка.

ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМЫ

Эксплуатация автомобилей, работающих в нестационарных условиях, является одной из наиболее сложной и динамичной технической системой транспорта, от надежной работы которой зависит не только эффективность их работы, но и смежных производств [1-4].

К нестационарным условиям работы автомобилей можно отнести: непрерывный и знакопеременный нагрузки, «пуск-остановка», «разгон-накат» режим работы; сложный профиль автомобильных дорог (спуски и подъемы с большими углами наклона, наличие серпантинных, затяжных поворотов и т. д.); преимущественное движение автомобиля с грузом на подъеме; движение по временным автомобильным дорогам с щебеночным покрытием и с некачественным состоянием дорог; эксплуатация самосвалов в условиях запыленности; пробег автомобиля на небольшие дистанции; низкая скорость движения и большие нагрузки; постоянная неравномерная работа двигателя и др. [4].

В указанных условиях работают автомобили в сельскохозяйственном производстве, карьерные самосвалы, автомобили с приводом навесного оборудования, автомобили дорожно-строительной техники, автомобили специальной техники, обслуживающей аэропорты и др. [4-6].

Обобщенная характеристика типов условий эксплуатации [6] указанной техники; приведена на рисунке 1.



Рис. 1. Характеристика типов нестационарных условий эксплуатации

Fig. 1. Characteristics of types of non-stationary operating conditions

Нестационарные условия эксплуатации автомобилей, безусловно, будут влиять на характер изменения свойств моторных масел, их физико-химических показателей качества, дает возможность внести коррективы к необоснованному уменьшению продолжительности технического обслуживания (ТО) и эксплуатации и к использованию масел с неудовлетворительными функциональными свойствами и показателями качества. Указанное обуславливает повышенный износ деталей двигателя [7, 8] и выхода их из строя, особенно во время пуска.

АНАЛИЗ ПОСЛЕДНИХ ИССЛЕДОВАНИЙ И ПУБЛИКАЦИЙ

Проблема повышения надежности автомобилей напрямую связана с повышением ресурса моторных масел и обеспечения оптимального уровня их основных свойств и показателей качества. Вопросы проблемы отражены в работах Наглюка И.С., Войтова В.А., Розбаха А.В., Захарова Н.С., Зырянова И.В., Григорьева М.А., Погодаева Л.И., Кузьмина В.Н., Ефимова В.В., и др. [9-11].

Следует отметить, что условия эксплуатации, их влияние на долговечность дизелей и повышения эксплуатационной надежности рассматривались в этих работах, однако не достаточно обос-

нован механизм действия присадки на базовое масло и поверхность трения сопряженных деталей, на изменение внешне-скоростных и технико-экономических характеристик дизелей, работающих в нестационарных условиях эксплуатации [12-16].

ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Целью данной работы является исследование влияния модифицирования моторного масла присадками на изменение мощности дизеля автомобилей, работающих в нестационарных условиях.

ИЗЛОЖЕНИЕ ОСНОВНОГО МАТЕРИАЛА

Влияние моторного масла, модифицированного присадками, на характер изменения мощности дизеля проводили на испытательном комплексе, общий вид которого представлен на рис. 2. В состав комплекса входит компрессор Forte-24; как имитационная физическая модель двигателя, и цифровой мультиметр DMK – 32, служащий для измерений, контролирования, сохранения и передачи на компьютер параметров одно-, двух-, и трехфазных сетей.

Принципиальная схема испытательного комплекса приведена на рис. 3.



Рис. 2. Общий вид испытательного комплекса исследования влияния композиционного моторного масла на характер изменения мощности дизеля

Fig. 2. General view of the test complex study of the effect of engine oil to the composite nature of the change of power diesel

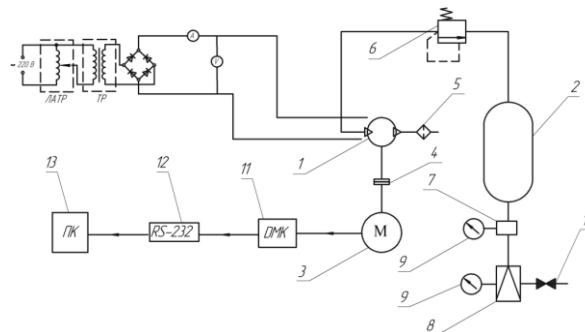


Рис. 3. Принципиальная схема испытательного комплекса исследования влияния композиционного моторного масла на характер изменения мощности дизеля:

1 – компрессор; 2 – ресивер; 3 – электродвигатель; 4 - вал привода компрессора;
5 - воздушный фильтр; 6 - обратный клапан; 7 - 8 - редукционный клапан;
9 - манометр жидкостный; 10 - выходной клапан; 11 - аналого-цифровой преобразователь;
12 - интерфейсный модуль; 13 - персональный компьютер (ПК)

Fig. 3. Schematic diagram of the test facility studies of the effect of engine oil to the composite nature of the changes in the power of a diesel engine:

1 – compressor; 2 – receiver; 3 – motor; 4 - the drive shaft of the compressor;
5 - air conditioner; 6 - non-return valve; 7 - 8 - pressure reducing valve;
9 - liquid manometer; 10 - the outlet valve; 11 - an analog-digital converter; 12 – Interface; 13 - a personal computer (PC)

Нагрузки компрессора осуществляли ресивером, в котором благодаря редукционному клапану меняли давление воздуха в диапазоне 1,0 ... 5,0 МПа через промежуток интервала 1 МПа, в течение 50 мин. Сопряжение "гильза цилиндра - поршневое кольцо", обрабатывали моторным маслом М10Г₂к и маслом с добавлением присадок "НИОД-5", "RoilGold", "КГМТ-1" [17] и дисульфид молибдена. Величину расхода мощности измеряли подключением к электродвигателю измерительного комплекса.

При исследовании характера изменения мощности в трибосопряжениях и воздействия присадок на рабочую поверхность деталей в работе использовали универсальный прибор "цифровой мультиметр ДМК-32", предназначенный для из-

мерения, контроля, хранения и передачи на компьютер параметров и определения напряжения, тока, активной, реактивной и полной мощности, коэффициента мощности $\cos\phi$, частоты тока и напряжения.

В режиме дистанционного управления ПК и ДМК-32 подключены через последовательный "Интерфейс RS - 232". Активация последовательного обмена, вывод интерфейса с помощью кабеля витой пары, осуществляется подключением к интерфейсу конвертора, соблюдая полярность выводов [18].

Результаты исследования потребляемой компрессором мощности представлены на рис. 4.

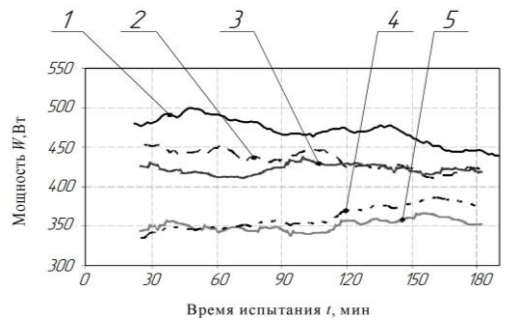


Рис. 4. Характер изменения потребляемой мощности компрессором от продолжительности испытаний при постоянной нагрузке $P_1 = 0,3$ МПа:

1 - базовое моторное масло М10Г₂к; масло с присадками: 2 - "Roil Gold", 3 - "НИОД-5"; 4 - "КГМТ-1"; 5 - дисульфид молибдена

Fig. 4. Character of change of power consumption by the compressor on the duration of the test at a constant load $P_1 = 0.3$ MPa:

1 - engine oil M10Г₂к; oil additives: 2 - "Roil Gold", 3 - "НИОД-5"; 4 - "КГМТ-1"; 5 - molybdenum disulfide

Можно видеть, что внесение присадок в масло снижает потребляемую мощность в зависимости от их типа, состава и концентрации. После уменьшения интенсивности действия присадок на поверхности трения сопряжения деталей уровень потребляемой компрессором мощности растет.

Зависимость эксплуатационной мощности компрессора от продолжительности испытаний при фиксированной нагрузке с использованием присадок в масле показана на рис. 5.

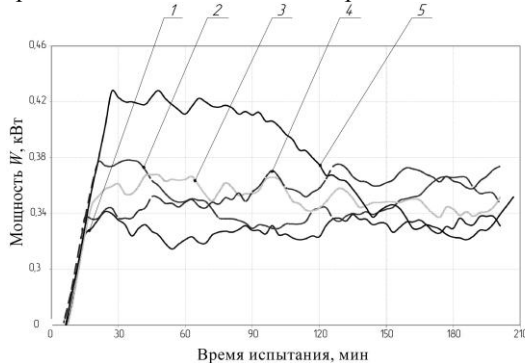


Рис. 5. Зависимость эксплуатационной мощности компрессора от времени испытания при постоянной нагрузке $P_1 = 0,3$ МПа:

1 – базовое масло М10Г₂к, 2 – М10Г₂к + "КГМТ-1"; 3 – М10Г₂к+Roil Gold; 4 – М10Г₂к+Ниод-5; 5 – М10Г₂к+Дисульфид молибдена

Fig. 5. The dependence of the operational capacity of the compressor from the time of the test at a constant load $P_1 = 0,3$ MPa:

1 - engine oil M10Г₂к; 2 - M10Г₂к + "КГМТ-1"; 3 - M10Г₂к + Roil Gold; 4 - M10Г₂к + "НИОД-5"; 5 - M10Г₂к + molybdenum disulfide

Полученные результаты свидетельствуют о различном характере действия присадок на моторное масло и поверхность трения деталей. Выявлено, что присадка дисульфид молибдена предназначена больше для приработки поверхностей деталей ЦПГ, а присадки Roil Gold, Ниод-5 и КГМТ-1 – при эксплуатации. Различаются и характеры изменения потребляемой мощности при нагружении и разгрузке компрессора.

Результаты характера изменения потребляемой мощности при ступенчатом нагружении исследования во времени и использовании модифицированного моторного масла присадками приведены на рис. 6.

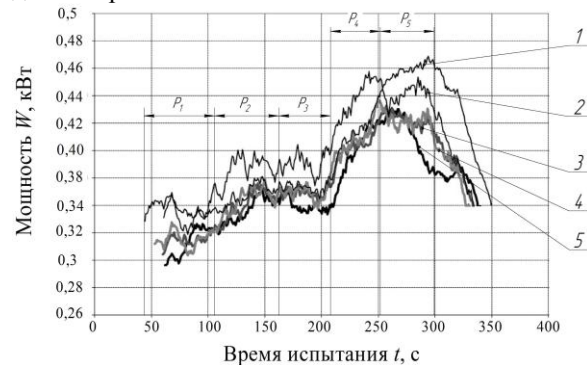


Рис. 6. Характер изменения мощности, потребляемой компрессором во времени при ступенчатом нагружении:

1 - базовое моторное масло М10Г₂к; масло с присадками: 2 - "Roil Gold", 3 - "НИОД-5"; 4 - "КГМТ-1"; 5 - дисульфид молибдена; $P_1=0,1$ МПа; $P_2=0,2$ МПа; $P_3=0,3$ МПа; $P_4=0,4$ МПа; $P_5=0,5$ МПа

Fig. 6. The character of changes in the power consumed by the compressor over time with gradual loading:

1 - engine oil M10Г₂к; oil additives; 2 - "Roil Gold", 3 - "НИОД-5"; 4 - "КГМТ-1"; 5 - molybdenum disulfide; $P_1=0,1$ МПа; $P_2=0,2$ МПа; $P_3=0,3$ МПа; $P_4=0,4$ МПа; $P_5=0,5$ МПа

Полученные результаты свидетельствуют о том, что изменения потребляемой компрессором мощности зависят как от характера процесса его нагружения и разгрузки, так и от вида модифицирования масла. Выявлено, что потребляемая мощность снижается на 11...18 % при модифицировании моторного масла присадками.

ВЫВОДЫ

1. Зафиксировано различный уровень потребляемой и эксплуатационной мощностей при использовании базового и модифицированных присадками моторного масла.

2. Установлено, что на потребляемую мощность компрессора Forte-24 влияют тип внесенных в моторное масло присадок, их состав и кон-

центрация, режим и характер нагружения и раз-
гружения.

3. Выявлено, что при уменьшении потребляе-
мой мощности электродвигателя прослеживается
увеличение мощности компрессора в целом.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Аулин В. В. 2010.** Повышение эксплуатационной надежности машин путем модифицирования моторного масла / В.В. Аулин, С.В. Лысенко, О.В. Кузык // Вестник Харьковского нац. техн. университета сельского. хозяйства. / Вып. 100. Проблемы надежности машин и средств механизации сельскохозяйственного производства. Харьков. 127-133. (Украина).
2. **Аулин В.В. 2012.** Изменение физико-химических показателей моторного масла дизелей автосамосвалов в процессе эксплуатации / В.В. Аулин, В.В. Слонь, А.В. Кузык // Сб. наук. работ Кировоградского национального технического университета / Техника в сельскохозяйственном производстве, отраслевое машиностроение, автоматизации / Вып. 25, часть 1. Кировоград: КНТУ. 98-103. (Украина).
3. **Аулин В.В. 2013.** Качество работающего моторного масла как показателя технического состояния карьерных самосвалов / В.В. Аулин, В.В. Слонь, В.М. Лысенко // Сборник статей и тезисов междунар. научно-прак. конф. "Проблемы развития дорожно-транспортного и строительного комплексов", 03-05 октября 2013г. Кировоград, ПП "Эксклюзив-Систем". 216-219. (Украина).
4. **Аулин В.В. 2013.** Закономерности изменения показателей качества моторного масла автомобилей, работающих в нестационарных условиях эксплуатации / В.В. Аулин, В.В. Слонь // Проблемы автомобильно-дорожного комплекса России: Эксплуатация и развитие автомобильного транспорта [Текст]: материалы X междунар. заочн. науч.-техн. конф. 21 ноября 2013 г., Пенза / [редкол.: Э.Р. Домке (отв. ред.) и др.]. Пенза: ПГУАС. 22-29.
5. **Наглюк И.С. 2009.** Оценка качества моторных масел при эксплуатации большегрузных самосвалов / И.С. Наглюк // Вестник Донецкого института автомобильного транспорта. №3. 22-26.
6. **Ефимов В. В. 2006.** Совершенствование системы нормирования ресурса моторного масла для специальных автомобилей / В.В. Ефимов // автореф. спец. 05.22.10 "Эксплуатация автомобильного транспорта". Тюмень. 19.
7. **Аулин В.В. 2014.** Влияние присадок в моторных маслах на характеристики дизелей, работающих в нестационарных условиях эксплуатации / В.В. Аулин, В.В. Слонь, Д.В. Голуб // Сб. научн. работ Украинской государственной академии железнодорожного транспорта. Вып. 148. 18-25. (Украина).
8. **Севрюгина Н.С. 2002.** Моторные масла в дизельных двигателях строительных и дорожных машин и их срок службы // ИНТЕРСТРОЙ-МЕХ: Тр. междунар. науч.- техн. конф. Могилев: МГТУ. 304-306.
9. **Аулин В.В. 2014.** Физические основы процессов и состояний самоорганизации в триботехнических системах: монография / В.В. Аулин. Кировоград: Вып. Лысенко В.Ф. 370. (Украина).
10. **Аулин В.В. 2014.** Изменение режимов трения в сопряжениях цилиндра-поршневой группы дизелей при физико-химическом модифицировании моторного масла / В.В. Аулин // Трение и смазка в машинах и механизмах. №3. 3-9.
11. **Севрюгина Н.С. 2004.** Совершенствование методов управления надежностью строительных и дорожных машин путем мониторинга моторных масел / Н.С. Севрюгина // автореф. спец. 05.05.04 " Дорожные, строительные и подъемно-транспортные машины". Орел. 19.
12. **Аулин В.В. 2012.** Приработки трибосопряжений деталей в режиме "пуск - остановка" / В.В. Аулин, В.В. Слонь / Сб. тезисов материалов международной научно-практической конференции «Ольвийский форум 2012: Стратегия Украины в геополитическом пространстве» Секция «Трибология, энерго- и ресурсосбережения», Ялта., Т. 12. 73-74. (Украина).
13. **Аулин В.В. 2013.** Экспресс-оценка воздействия моторных масел и присадок к ним на характеристики износа рабочих поверхностей деталей двигателей грузовых автомобилей / В.В. Аулин, В.В. Слонь, С.В. Лысенко // Вестник инженерной академии Украины. №2. 166-170. (Украина).
14. **Aulin V. 2013.** Selective wear of cuttings elements of working organs of tillage machines with realization of self-sharpening effect / V. Aulin, T. Zamota // ТЕКА, Commission of Motorization and Energetics in Agriculture. Vol. 13., N4. Lublin-Rzesow. 9-17. (Poland).
15. **Aulin V. 2013.** Improving the efficiency of tribological restoration technologies by control of running-in processes of pairings / V. Aulin, T. Zamota // ТЕКА, Commission of Motorization and Power Industry in Agriculture. Vol. XV. Lublin. 12-19. (Poland).
16. **Венцель Е. С. 2003.** Улучшение качества и повышение сроков службы нефтяных масел / Венцель Е. С., Жалкин С. Г., Данько Н. И. Харьков: УкрГАЗТ. 168.
17. **Пат. 81598** Украина, МПК (2013) С10М 125/04. Прирабатывающая смазочная композиция / Аулин В.В., Слонь В.В., Лысенко С.В., Голуб Д.В.; Заявитель и патентополучатель

- Кировоградский национальный технический университет. №201213907; заявл. 06.12.2012; опубл. 10.07.13, Бюл. № 13.
18. **Аулин В.В. 2014.** Влияние комбинированного физико-химического модифицирования моторного масла на изменения момента трения и потребляемой мощности в сопряжениях образцов и деталей / В.В. Аулин // Трение и смазка в машинах и механизмах. №2. 21-28.
 19. **Bondarenko O.V. 2011.** Teoretichni doslidzhennya nadijnosti kukurudzozbiralnoi tehniki pri vikoristanni rezervuvannya / O. V. Bondarenko, A. I. Bojko // Motrol. Lublin. Vol. XIIa. 86—94. (Poland).
 20. **Bondarenko O.V. 2013.** Variovanie izmenenij pokazatelej nadezhnosti passivno rezerviruemoj sistemy pri povrezhdennom osnovnom i ispravnom dubliruyushhem elementax / O. V. Bondarenko, A. I. Bojko, V. M. Savchenko // Motrol. Lublin. Vol. XV. 35—39. (Poland).
 21. **Bondarenko O. 2013.** Varying of reliability indexes in passively reserved difficult technical systems / O. Bondarenko, A. Boyko // Teka. Lublin. Vol. XIII, № 2. 19—22. (Poland).

RESEARCH OF THE CHANGE OF POWER OF DIESEL VEHICLES OPERATING IN NON-STATIONARY CONDITIONS

Summary. The article presents the characteristics of the types of non-stationary operating conditions depending on the external environment, climate, road, mining conditions and operation modes. Main parameters were determined. It is shown that non-stationary conditions include operation of the vehicles in agricultural production, dump trucks in quarries, vehicles with attached implements, construction and road-building vehicles.

The methodology for determining the change in engine power was developed. The results of research

of changes in power of a diesel engine in non-stationary conditions have been presented. The testing complex of the study of the influence of the compositional (modified) engine oil was described. The complex includes a compressor represented by a physical simulation model of the diesel couplings. The additives "НИОД-5", "RoilGold", molybdenum disulfide and the proposed additive "КГМТ-1" by the authors were tested. We studied both consumption and operational power of the compressor. The remote control of the PC and versatile instrument "Digital Multimeter DMK-32" were used. A series of measurements were made including the voltage value, the current of active, reactive and full power, the power coefficient $\cos\varphi$, frequency of current and voltage. We controlled, saved and transferred the database to a computer.

In the study of the power consumption it was found out that the highest level of character to work on the basic engine oil M10Г₂к, and the lowest for a modified oil additives and molybdenum disulfide "КГМТ-1". The overall tendency showed the reduction in power consumption when additives were added into the oil. The character of the decrease in power consumption of the compressor is dependent upon the additives, their composition and concentration.

We fixed the feedback for the operational power. Investigations were carried out on the power consumption at a stepped loading and unloading of the compressor. It was found out that the changes of the power depend on the type of loading and unloading, as well as the type of additives. In general, the power consumption is reduced by 11 ... 18% in the modified engine oil with additives.

Key words: power, diesel, non-stationary operating conditions, additives, load.

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ПРОЦЕССА ОТДЕЛЕНИЯ ПОЧАТКОВ КУКУРУЗЫ НА ПОЧАТКООТДЕЛЯЮЩЕМ АППАРАТЕ С ИНТЕГРИРОВАННЫМ ИЗМЕЛЬЧИТЕЛЕМ

Николай Завирюха

Николаевский национальный аграрный университет

Ул. Парижской коммуны, 9, г. Николаев, Украина. E-mail: koks_06@mail.ru

Mykola Zaviryuha

Nikolaev National Agrarian University

St. Paris Commune, 9, Nikolaev, Ukraine. E-mail: koks_06@mail.ru

Аннотация. В статье рассмотрены основные проблемы существующих кукурузоуборочных машин и проанализированы пути решения данных недостатков. Также отмечены основные научные и инженерные работники, которые занимались вопросами усовершенствования кукурузоуборочной техники, и рассмотрены нерешенные вопросы проектирования сельскохозяйственной техники.

Определены основные факторы, влияющие на эффективность технологических, технических и энергетических параметров работы початкоотделяющего аппарата.

Разработана механико-математическая модель процесса початкоотделения стреперным аппаратом.

Установлена зависимость влияния конструктивно-технологических параметров початкоотделяющего аппарата на процесс травмирования початков, повреждение зерна кукурузы, степень измельчения листостебельной массы, а также энергоёмкость технологического процесса.

Разработана, изготовлена и проверена работоспособность опытного образца початкоотделяющего аппарата в полевых условиях, проанализированы результаты сравнительных исследований серийной и разработанной машины;

Обоснованы рациональные конструктивно-технологические параметры початкоотделяющего аппарата, повышающих эффективность его работы.

Оценено влияние основных параметров адаптированного одновальцевого початкоотделяющего аппарата с интегрированным измельчителем на качественные показатели технологического процесса уборки спелой кукурузы в полевых условиях.

Проведенные экспериментально-полевые исследования сбора спелых початков кукурузы с одновременным измельчением листостебельной массы позволили определить наиболее результативное сочетание факторов, которые существенно влияют на качество выполнения технологического процесса уборки спелых початков при таких критериях оптимизации, как травмированность початков, потери свободными початками и степени измельчения листостебельной массы.

Экспериментально доказана возможность уменьшения степени травмированности початков, повышения полноты сбора урожая, а также степени измельчения листостебельной массы путем оптимизации основных рабочих органов и повышения их функциональности.

Ключевые слова: сбор кукурузы, интегрированный измельчитель, эксперимент, математическая модель, поверхности отклика

ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМЫ

На данном этапе развития отечественная кукурузоуборочная техника значительно уступает по производительности и надежности зарубежным аналогам, за счет значительной металло- и энергоёмкости. Основным рабочим органом для отделения початков остается початкоотделяющий аппарат, в основу работы которого входит использование пикерно-стрипперных аппаратов, принцип действия которых основан на активном протягивании стеблей пикерно вальцами, которые вращаются навстречу друг другу между двумя неподвижными стрипперными пластинами [6,8,28,29]. С увеличением подачи удельная энергоёмкость на единицу собранной массы снижается, следовательно целесообразно поиск резервов мощности для повышения производительности кукурузоуборочных комбайнов за счет снижения энергоёмкости отдельных рабочих органов и увеличения подачи собранной массы в пределах их технологических возможностей [26]. Исходя из этого разработана новая техническая направленность для повышения производительности, унификации основных рабочих органов и средств для улучшения качественных показателей работы качановидокремльовальных аппаратов является актуальной научной проблемой, решение которой невозможно без полноценных лабораторных и полевых испытаний, только после проведения которых можно делать окончательные выводы о работоспособности и эффективности работы новых рабочих органов машин.

АНАЛИЗ ПОСЛЕДНИХ ИССЛЕДОВАНИЙ И ПУБЛИКАЦИЙ

Работы по усовершенствованию рабочих органов кукурузоуборочной техники проведенные различными научно-исследовательскими институтами бывшего СССР и конструкторскими бюро иностранных фирм. Глубокие теоретические разработки в этой области проведены известными учеными как П.П. Карпуша, Л.И. Анисимов, К.В. Шатилов, М.В. Тудельом А.И. Буянов, В.Т. Бондарев, М.Э. Резником и другими. Эти работы в основном посвящены теоретическому обоснованию протягивания стеблей, отделению початков, расчета пропускной способности и производительности уборочных машин на основе пикерных початкоотделяющих аппаратов и не освещают вопросы совершенствования технологического процесса работы и конструктивной схемы пикерно-стрипперной кукурузоуборочной техники, которые на современном этапе развития стали актуальными [2,25,27,30]. Исходя из обзора существующих путей совершенствования технологического процесса уборки спелой кукурузы, а также проведенных исследований по определению физико-механических свойств кукурузы был разработан адаптированный початкоотделяющий аппарат с интегрированным измельчителем [4, 5].

ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Целью работы является оценка влияния основных параметров адаптированного одновальцевого початкоотделяющего аппарата с интегрированным измельчителем на качественные показатели технологического процесса уборки спелой кукурузы в полевых условиях.

В соответствии с целью работы определены следующие задачи исследований:

- Определить основные факторы, влияющие на эффективность технологических, технических и энергетических параметров работы початкоотделяющего аппарата;
- Разработать механико-математическая модель процесса початкоотделения стреперным аппаратом;
- Установить зависимость влияния конструктивно-технологических параметров початкоотделяющего аппарата на процесс травмирования початков, повреждение зерна кукурузы, степень измельчения листостебельной массы, а также энергоёмкость технологического процесса;
- Разработать, изготовить и проверить работоспособность опытного образца початкоотделяющего аппарата в полевых условиях, проанализировать результаты сравнительных исследований серийной и разработанной машины;
- Обосновать рациональные конструктивно-технологические параметры початкоотделяющего аппарата, повышающих эффективность его работы. При решении поставленных задач исследований использовались методы системного анализа для анализа структуры системы. Изучение механико-технологических свойств растений кукурузы проводилось с использованием методов математи-

ческой статистики, теории вероятности, регрессионного анализа, методов интерполяции и прогнозирования для обработки данных экспериментов в среде табличного процессора MS Office Excel 2010.

Лабораторные и полевые исследования проводились с использованием специально разработанных приборов в соответствии с разработанными методиками и отраслевыми стандартами, с использованием положений планирования многофакторных экспериментов и последующей обработкой результатов с помощью прикладных программ.

Объект исследований - технологический процесс уборки кукурузы с измельчением листостебельной массы.

Предмет исследований - закономерности взаимодействия початкоотделяющего аппарата с стеблями и початками кукурузы, а также влияние его параметров и режимов работы на качественные показатели уборки.

ИЗЛОЖЕНИЕ ОСНОВНОГО МАТЕРИАЛА

Для оценки влияния параметров руслу кукурузоуборочной жатки на агротехнические показатели процесса ения и измельчения листостебельной массы, на базе проблемной лаборатории Николаевского НАУ, по совершенствованию основных рабочих органов уборочных машин, был изготовлен оригинальный адаптированный початкоотделяющий аппарат с интегрированным измельчающим устройством. Технологическая схема экспериментальной полевой установки и ее наглядный образец представлены на рис. 1 и рис. 2 соответственно.

С целью сокращения объема экспериментальных исследований, уменьшения числа переналадок лабораторной установки, количества ножей, а также получение объективно необходимой информации о зависимости величин потерь и травмированности початков, а также степени измельчения листостебельной массы от одноразовой изменения нескольких кинематических режимов, нами были использованы трехуровневое D - оптимальное планирование второго порядка Бокса для четырех независимых факторов. Анализ математических моделей выполнено для среднеспелого гибрида кукурузы Гилян 391 МВ. В соответствии с планом эксперимента была проведена оценка зависимости показателей качества выполнения технологического процесса уборки спелой кукурузы от величины подачи растений, кг/с (X1), угла наклона стрипперных пластин, град (X2), частоты вращения протягивающего вальца, об/мин (X3) и количества ножей, шт (X4), которые в наибольшей степени влияют на качество работы адаптированного початкоотделяющего аппарата с интегрированным измельчителем. Повторность проведения опытов по каждому из критериев оптимизации составляла три раза. По каждой строке плана рассчитывалось среднее значение потерь (ВК) и травмированности початков (ТК), а также степени измельчения листостебельной массы. Поочередно приравнивались к нулю два фактора, оставляя неравными нулевому значению другие два. Полученные уравнения регрессии для потерь и

травмированности початков, а также степени из- комбинациями факторов.
 мельчения листостебельной массы с возможными

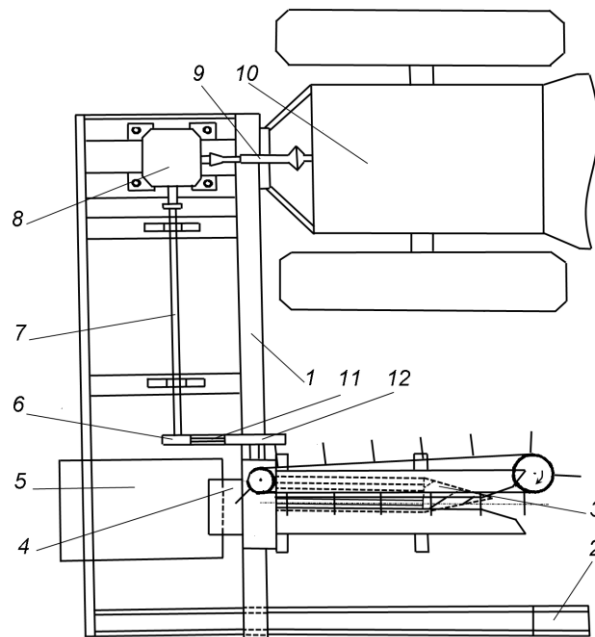


Рис. 1. Схема экспериментальной установки (вид сверху): 1 - рама; 2 - лыжа; 3 –початкоотделяющий аппарат; 4 - лоток початков; 5 - емкость для сбора початков; 6 - приводной шкив-вариатор; 7 - вал; 8 - редуктор; 9 - карданный вал; 10 - трактор Т-40; 11 - клиноременная передача; 12 - ведомый шкив

Fig. 1. The experimental setup (top view): 1 - frame; 2 - ski; 3 - apparatus for separating heads; 4 - tray ears; 5 - the capacity to collect cobs; 6 - drivepulley variator; 7 - shaft; 8 - gear; 9 - drive shaft; 10 - tractor T-40; 11 - belt drive; 12 - driven pulley

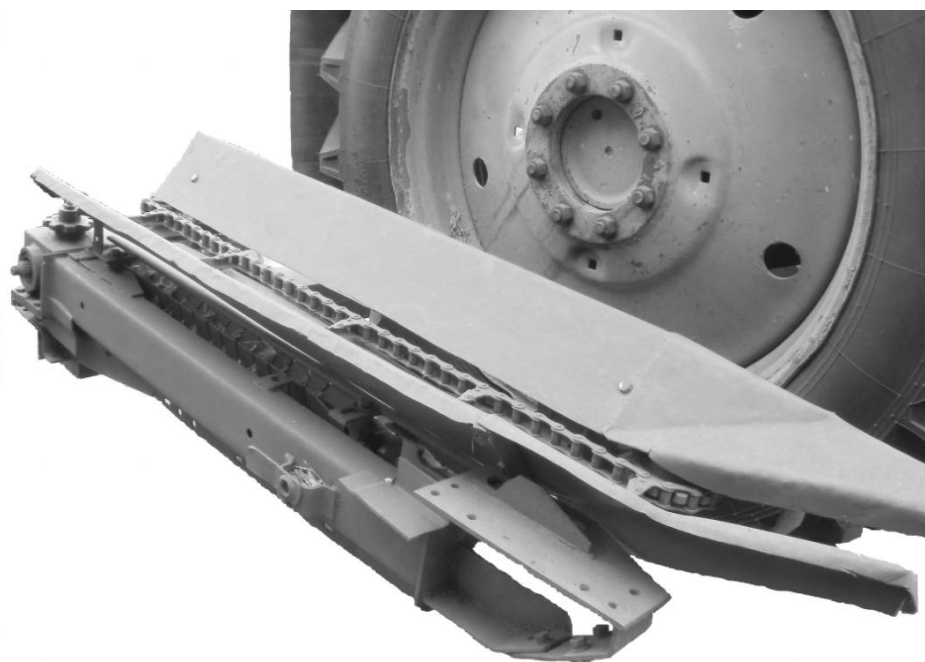


Рис. 2. Экспериментальный образец адаптированного одновальцевого початкоотделяющего аппарата с интегрированным измельчителем

Fig. 2. Experimental sample picker apparatus adapted to one the pull valtsemi integrated shredder

После статистической обработки экспери-
 ментальных данных процесса сбора спелой куку-
 рузы с одновременным измельчением стеблей, с

помощью табличного процессора MS Excel полу-
 ченные математические модели для потерь по-
 чатков (ВК), их травмированности (ТК), а также

степени измельчения листостебельной массы, которые описывают технологический процесс на новой машине и имеют следующий вид:

$$\begin{cases}
 BK = 1,31818 + 0,21296 \cdot X_1 + 0,67778 \cdot X_2 + 0,22593 \cdot X_3 + \\
 + 0,01111 \cdot X_4 + 0,3375 \cdot X_1 \cdot X_2 + 0,14583 \cdot X_1 \cdot X_3 + \\
 + 0,10417 \cdot X_1 \cdot X_4 - 0,3042 \cdot X_2 \cdot X_3 + 0,02916 \cdot X_2 \cdot X_4 + 0,0125 \cdot X_3 \cdot X_4 + \\
 + 0,198219 \cdot X_1^2 + 0,61489 \cdot X_2^2 - 0,31845 \cdot X_3^2 - 0,1518 \cdot X_4^2, \\
 \\
 TK = 15,0108 + 0,1111 \cdot X_1 + 1,1463 \cdot X_2 + 1,50741 \cdot X_3 - \\
 - 0,00925 \cdot X_4 + 0,09791 \cdot X_1 \cdot X_2 + 0,03958 \cdot X_1 \cdot X_3 - \\
 - 0,4021 \cdot X_1 \cdot X_4 - 0,83958 \cdot X_2 \cdot X_3 - 0,27291 \cdot X_2 \cdot X_4 + 0,68541 \cdot X_3 \cdot X_4 - \\
 - 0,261536 \cdot X_1^2 + 0,15513 \cdot X_2^2 + 0,50513 \cdot X_3^2 - 0,7782 \cdot X_4^2, \\
 \\
 СП = 5,245 - 0,756 \cdot X_1 - 0,2556 \cdot X_2 + 0,04815 \cdot X_3 - \\
 - 4,32963 \cdot X_4 - 0,142917 \cdot X_1 \cdot X_2 - 0,72917 \cdot X_1 \cdot X_3 - \\
 - 0,9667 \cdot X_1 \cdot X_4 - 0,63333 \cdot X_2 \cdot X_3 - 0,227083 \cdot X_2 \cdot X_4 + 0,99583 \cdot X_3 \cdot X_4 - \\
 + 0,65367 \cdot X_1^2 + 3,987 \cdot X_2^2 + 1,187 \cdot X_3^2 - 2,97966 \cdot X_4^2.
 \end{cases} \quad (1)$$

После статистической обработки, анализ полученных уравнений регрессии проводился с закодированными величинами факторов. Исследование критериев оптимизации в зависимости от изменения независимых факторов было проведено с использованием метода двумерных сечений.

Анализ полученных уравнений регрессии проводился с закодированными величинами факторов. Исследование критериев оптимизации в зависимости от изменения независимых факторов было проведено с использованием метода двумерных сечений.

Поочередно приравнивались к нулю два фактора, оставляя неравными нулевому значению другие два. Полученные уравнения регрессии для потерь и травмированности початков, а также степени измельчения листостебельной массы с возможными комбинациями факторов.

Сочетание таких факторов работы адаптированного початкоотделяющего аппарата с интегрированным измельчителем, как частоты вращения протягивающего вальца, об/мин (X3) и количества ножей, шт (X4), при X1 = 0 (величине подачи растений = 3,0 кг / с) и X2 = 0 (углу наклона стрипперных пластин = 33 град) позволило получить уравнение регрессии в виде:

$$\begin{cases}
 BK = 1,31818 + 0,22593 \cdot X_3 + 0,01111 \cdot X_4 + \\
 + 0,0125 \cdot X_3 \cdot X_4 - 0,31845 \cdot X_3^2 - 0,1518 \cdot X_4^2, \\
 TK = 15,0108 + 1,50741 \cdot X_3 - 0,00925 \cdot X_4 + \\
 + 0,68541 \cdot X_3 \cdot X_4 + 0,50513 \cdot X_3^2 - 0,7782 \cdot X_4^2, \\
 СП = 5,245 + 0,04815 \cdot X_3 - 4,32963 \cdot X_4 + \\
 + 0,99583 \cdot X_3 \cdot X_4 + 1,187 \cdot X_3^2 - 2,97966 \cdot X_4^2.
 \end{cases} \quad (2)$$

Решение системы уравнений дало координаты центров поверхностей отклика X3 и X4, а также

значение целевой функции YS в найденном центре и α - угол поворота осей в центре координат математической модели в канонической форме, равны:

- Для потерь початками (BK):

$$X3 = 0,3557; X4 = 0,0512, \\ \alpha = -2,14^\circ; YS = 1,46.$$

- Для травмированности початков (TK):

$$X3 = -1,1458; X4 = -0,51051, \\ \alpha = 71,3^\circ; YS = 4,15.$$

- Для степени измельчения (СП):

$$X3 = 0,2658; X4 = -0,68209, \\ \alpha = 3,72^\circ; YS = 12,5.$$

Результаты, полученные при сочетании факторов X3 и X4, приведены на рис. 3, а. Если рассмотреть построенные графики, можно сделать вывод, что зона оптимального сочетания факторов ограничена кривыми BK, TK и СП в точках А, В, С, D. При этом потери початков не превышают агротехнических требований и находятся в пределах $1,46 < BK < 1,5$, травмированность - $5,2 < TK < 5,5$, а степень измельчения листостебельной массы - $2,0 < СП < 5,0$. При данных показателях критериев оптимизации величина числа оборотов протягивающего вальца составила 390 ... 490 об/мин, а количество ножей в интегрированном измельчающем аппарате - 13...16 шт. Характер изменения кривых ABCD указывает на то, что с увеличением числа оборотов, травмированность и потери початков растут, при этом на степень измельчения в большей степени влияет количество ножей, чем частота вращения протягивающего вальца. Последовательно изменяя сочетание факторов, получено двумерные сечения поверхностей отклика при всех возможных комбинациях факторов. Так при сочетании факторов величины подачи растений кукурузы, кг/с (X1) и количества ножей, шт. (X4), при X2 = 0 (углу наклона стрип-

перных пластин = 33 град) и $X_3 = 0$ (частота вращения протягивающего вальца = 400 об/мин) позволило получить уравнение регрессии в виде:

$$\begin{cases} BK = 1,31818 + 0,21296 \cdot X_1 + 0,01111 \cdot X_4 + \\ + 0,10417 \cdot X_1 \cdot X_4 + 0,198219 \cdot X_1^2 - 0,1518 \cdot X_4^2, \\ TK = 15,0108 + 0,1111 \cdot X_1 - 0,00925 \cdot X_4 - \\ - 0,4021 \cdot X_1 \cdot X_4 - 0,261536 \cdot X_1^2 - 0,7782 \cdot X_4^2, \\ СП = 5,245 - 0,756 \cdot X_1 - 4,32963 \cdot X_4 - \\ - 0,9667 \cdot X_1 \cdot X_4 + 0,65367 \cdot X_1^2 - 2,97966 \cdot X_4^2. \end{cases} \quad (3)$$

- Для потерь початками (ВК):
 $X_1 = -0,1362$; $X_4 = -0,5041$,
 $\alpha = -6,71^\circ$; $YS = 1,48$.
- Для травмированности початков (ТК):
 $X_1 = 0,2849$; $X_4 = -0,0837$,
 $\alpha = -21,46^\circ$; $YS = 5,93$.
- Для степени измельчения (СП):
 $X_1 = 0,0284$; $X_4 = -0,7472$;
 $\alpha = 5,32^\circ$; $YS = 6,82$.

Графическую интерпретацию результатов полученных при сочетании факторов X_1 и X_4 приведена на рис. 3, б.

Вычисленные координаты центров поверхностей отчета:

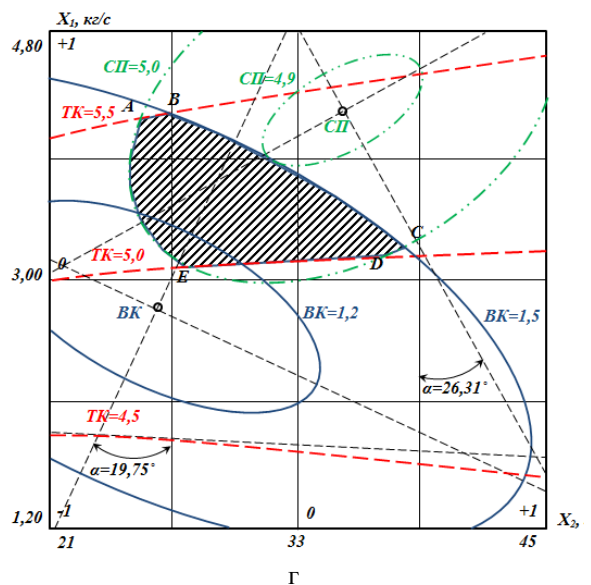
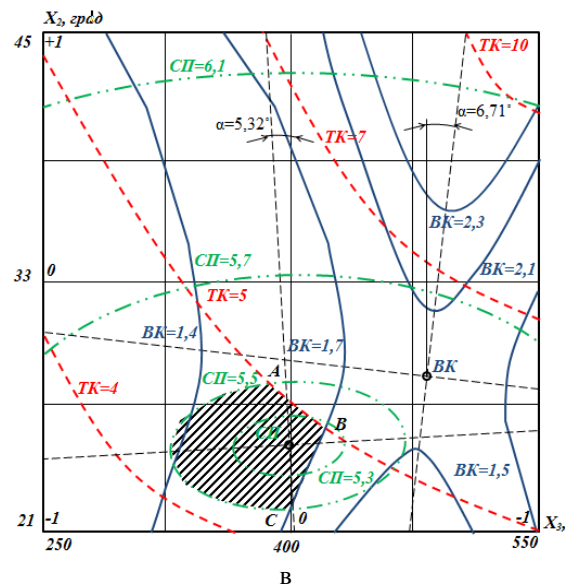
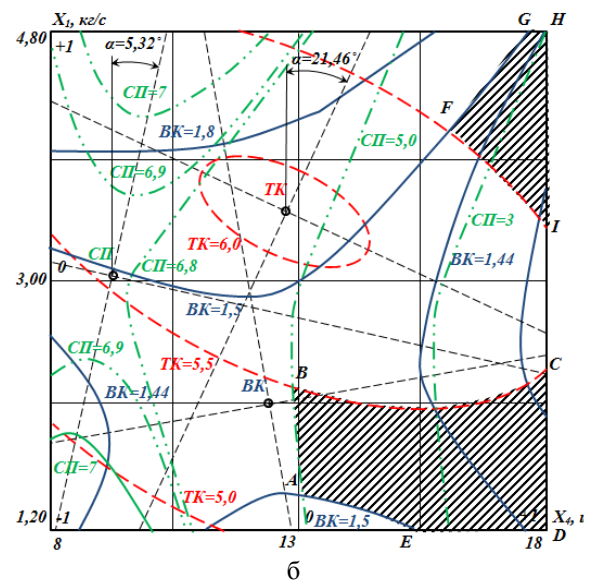
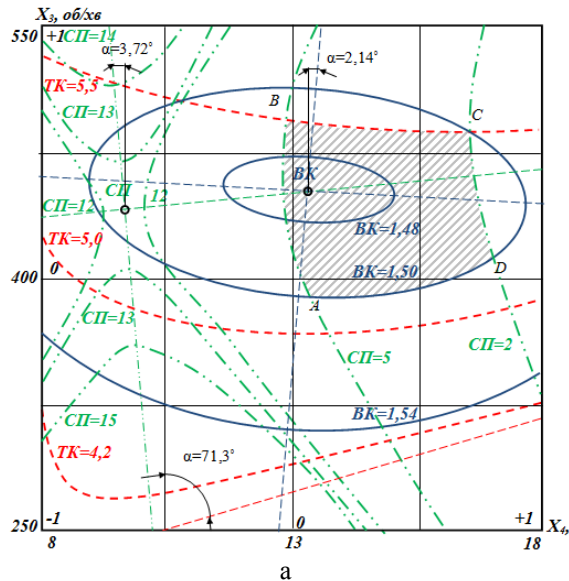


Рис. 3. Двумерные сечения поверхностей отклика: а - при сочетании факторов X_3 и X_4 ; б - при сочетании факторов X_2 и X_3 ; в - при сочетании факторов X_1 и X_4 ; г - при сочетании факторов X_1 и X_2

Fig. 3. Dimensional surface intersections report: а - when combined factors X_3 and X_4 ; б - with a combination of factors X_2 and X_3 ; в - with a combination of factors X_1 and X_4 ; г - the combination of factors X_1 and X_2

Зоны оптимального сочетания факторов ограничены кривыми ВК и ТК, а также ВК, ТК и СП соответственно в точках F, G, H, I и A, B, C, D, E. Исследование результатов свидетельствует о том,

что полученные зоны находятся в пределах агро-технических допустимых технологических показателей. Также при низком уровне подачи растений кукурузы в пределах 1,20 ... 2,30 кг/с минимальное

количество ножей составляет 13 шт, а при увеличении подачи к диапазону 3,45...4,80 кг/с минимальное количество ножей для обеспечения необходимых показателей измельчения листостебельной массы составляет 17 шт. Есть, анализ полученных зон оптимального сочетания факторов указывает на то, что с увеличением подачи растений кукурузы количество ножей в интегрированном измельчителе необходимо увеличивать.

Сочетание факторов угла наклона стрипперных пластин, град (X2) и частоты вращения протягивающего вальца, об/мин (X3), при X1=0 (величине подачи растений =3,0 кг/с) и X4 = 0 (количества ножей = 13 шт) позволило получить уравнение регрессии в виде:

$$\left\{ \begin{array}{l} BK = 1,31818 + 0,67778 \cdot X_2 + 0,22593 \cdot X_3 - \\ - 0,3042 \cdot X_2 \cdot X_3 + 0,61489 \cdot X_2^2 - 0,31845 \cdot X_3^2, \\ \\ TK = 15,0108 + 1,1463 \cdot X_2 + 1,50741 \cdot X_3 - \\ - 0,83958 \cdot X_2 \cdot X_3 + 0,15513 \cdot X_2^2 + 0,50513 \cdot X_3^2, \\ \\ СП = 5,245 - 0,2556 \cdot X_2 + 0,04815 \cdot X_3 - \\ - 0,63333 \cdot X_2 \cdot X_3 + 3,987 \cdot X_2^2 + 1,187 \cdot X_3^2. \end{array} \right. \quad (4)$$

Вычисленные координаты центров поверхностей отчета:

- Для потерь початками (BK):
X2 = -0,3841; X3 = 0, 5479,
α = -6,71 °; YS = 1,90.
- Для травмированности початков (TK):
X2 = 3,4912; X3 = -1,8258,
α = -26,3 °; YS = 2,51.

Графическую интерпретацию результатов полученных при сочетании факторов X2 и X3 приведена на рис. 3, в.

Зона оптимального сочетания факторов ограничена кривыми BK, TK и СП в точках А, В и С. Исследование результатов свидетельствует о том, что при потерях початков до 1,7%, его травмированность не превышает 5%, при этом степень измельчения листостебельной массы находилась в пределах 5,5%. Из данной зоны следует, что угол наклона стрипперных пластин должен находиться в пределах 22 ... 28 град, а частота вращения протягивающего вальца - 330 ... 420 об / мин. Анализ полученной зоны оптимального сочетания факторов указывает на то, что с увеличением частоты вращения протягивающего вальца угол наклона стрипперных пластин нужно уменьшать.

Сочетание факторов величины подачи растений кукурузы, кг/с (X1) и угла наклона стрипперных пластины, град (X2), при X3 = 0 (частота вращения протягивающего вальца = 400 об / мин) и X4 = 0 (количества ножей = 13 шт) позволило получить уравнение регрессии в виде:

$$\left\{ \begin{array}{l} BK = 1,31818 + 0,21296 \cdot X_1 + 0,67778 \cdot X_2 + \\ + 0,3375 \cdot X_1 \cdot X_2 + 0,198219 \cdot X_1^2 + 0,61489 \cdot X_2^2, \\ \\ TK = 15,0108 + 0,1111 \cdot X_1 + 1,1463 \cdot X_2 + \\ + 0,09791 \cdot X_1 \cdot X_2 - 0,261536 \cdot X_1^2 + 0,15513 \cdot X_2^2, \\ \\ СП = 5,245 - 0,756 \cdot X_1 - 0,2556 \cdot X_2 - \\ - 0,1,42917 \cdot X_1 \cdot X_2 + 0,65367 \cdot X_1^2 + 3,987 \cdot X_2^2. \end{array} \right. \quad (5)$$

Вычисленные координаты центров поверхностей отчета:

- Для потерь початками (BK):
X1 = -0,0952; X2 = -0,5683;
α = -19,75 °; YS = 1,08;
- Для травмированности початков (TK):
X1 = -2,2418; X2 = -2,6586;
α = -17,36 °; YS = 3,62;
- Для степени измельчения (СП):
X1 = 0,1879; X2 = 0,6942;
α = 26,31 °; YS = 4,81.

Графическую интерпретацию результатов полученных при сочетании факторов X1 и X2 приведена на рис. 3, г.

Зона оптимального сочетания факторов ограничена кривыми BK, TK и СП в точках А, В, С, D и Е. Исследование результатов свидетельствует о том, что при увеличении подачи повышается показатели потерь свободными початками и их травмированности, вместе с показателем степени измельчения листостебельной массы. Полученная область показывает, что при увеличении подачи с 3,00 до 4,20 кг / снообходимым настройкой является уменьшение угла наклона стрипперных пластин с 38 до 25° соответственно.

ВЫВОДЫ

Проведенные экспериментально-полевые исследования сбора спелых початков кукурузы с одновременным измельчением листостебельной массы позволили определить наиболее результативное сочетание факторов, которые существенно влияют на качество выполнения технологического процесса уборки спелых початков при таких критериях оптимизации, как травмированность початков, потери свободными початками и степени измельчения листостебельной массы.

Экспериментально доказана возможность уменьшения степени травмированности початков, повышения полноты сбора урожая, а также степени измельчения листостебельной массы путем оптимизации основных рабочих органов и повышения их функциональности.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Anazodo U.G.N., Wall G.L., Norris E.R. 1981.** Com physical and mechanical properties as

- related to combine cylinder performance // Canadian Agricultural Engineering, №23. 23-30.
2. **Bilanski W.K. 1966.** Damage resistance of seed grains transactions of the asae. W. v-9. 360—363.
 3. **A.S. 1199214 SSSR, MKI A 01 D 45/02.** Kukuruzoborochnyj kombajn / Ukrainskij nauchno-issledovatel'skij institut mexanizacii i elektrifikacii selskogo xozyajstva; avt.izobret. i.i. reznichenko, ya.a. kuzmich, zayavl. 1504.83, № 3580142/30-15; opubl.v b.i., 23.12.85, № 47.
 4. **A.S. 204769 SSSR, MKI A 01 D 45/02.** Apparat dlya otdeleniya pochatkov kukuruzy ot stebel' / Specialnoe konstruktorskoe byuro xersonsonskogo kombajnovogo zavoda; avt. izobret. v.i. lavrik. zayavl. 09.03.66, №1061022/30-15; opubl.v b.i., 20.10.67., № 22.
 5. Adaptirovannyj pochatkootdelyayushhij apparat : materialy mezhdunarodnoj nauchno-prakticheskoy konferencii (Minsk 19-20 oktyabrya 2010 g) Nauchno-texnicheskij progress v selskoxo-zyajstvennom proizvodstve. Minsk :NPCNAN Belorusi po mexanizacii selskogo xozyajstva, №5. 32-37.
 6. **Anisimova L.I. 1966.** Teoreticheskie i eksperimentalnye issledovaniya zakonomernostej dvizheniya stebel' v pochatkootdelyayushhix apparatax ruhevogo tipa / Anisimova L.I. // Sb. nauch. tr. visxom, Moskva, Vyp. 47. 259-280.
 7. **Bondarenko A.V. 2008.** Prioritetnye napravleniya razvitij texniki i tehnologij v selskom xozyajstve / Bondarenko A.V., Ivanov G.A., Seleznev YU.V., Zaviryuxa N.V. // TRudy Tavrijskogo gosudarstvennogo universiteta, Vypusk 8, Tom 7 Nauchnoe profilnoe izdanie. Melitopol. 16—20.
 8. **Bondarenko O.V. 2008.** Analiz faktoriv, shho vplivayut na vtrati vrozhayu kukurudzi / Bondarenko O.V., Rakul O.I., Zaviryuxa M.V. // Materiali iv-oï mizhnarodnoï naukovo-praktichnoï konferencii molodix uchenix i studentiv. «Perspektivna texnika i tehnologii 2008». 360—362.
 9. **Bosoj E.S. 1977.** Teoriya, konstrukciya i raschet selskoxozyajstvennyx mashin / E.S. Bosoj, O.V. Vernyaev, SH.I.Smirnov, E.G. Sultan-shax. M: Mashinostroenie. 568.
 10. **Broek D. 1980.** Osnovy mexaniki razrusheniya / D. Broek; per. s angl. — M.: Vysshaya shkola.— 368.
 11. **Venikov V.A. 1972.** Kibernetika i modelirovanie v energetike / Venikov V.A., Melentev L.A. M. : Nauka. 207.
 12. **Vojtyuk D.G. 2006.** Teoriya silskogospodarskix mashin: praktikum: nachal'nij posibnik / Vojtyuk D.G., Yacun S.S., DovzhikM.Ya. K.: Agrarna osvita. 156.
 13. **Voronkov I.M. 1964.** Kurs teoreticheskoy me-xaniki: uchebnyk dlya vuzov / I.M. Voronkov. 11-e izd.M.: Nauka. 596.
 14. **Golberg I.I. 1970.** Mexanicheskoe povedenie polimernix materialov / I.I. Golberg. M.: Ximiya. 190.
 15. **Goldshmidt O.V. 2002.** Analiz texnichnogo procesu vidokremlyennya kachaniv kukurudzi / Goldshmidt O.V., Bondarenko O.V. // Visnik agrarnoi nau-ki prichornomor'ya. Vip. 4(18).T.2. Mikolaiv. 239-243.
 16. **Drong V.I. 2005.** Kurs teoreticheskoy mexaniki: uchebnyk dlya vuzov / V. I. Drong, B. V. Dubinin, M. M. Ilin i dr. 3-e izd., Stereotip. M.: izd-vo MTU im. N. E. Baumana. 736.
 17. **Krasnichenko A.V. 1961.** Spravochnik kon-struktora selskoxozyajstvennyx mashin / A.V. Krasnichenko. M. :Gosudarstvennoe nauchno-texnicheskoe izdatelstvo mashinostroitelnoj literatury. 860.
 18. **Livshic V.G. 1980.** Fizicheskie svojstva me-tallov i splavov / Livshic V.G., Kraposhin V.S, Lineckij YA.G. M. :Metallurgiya. 218.
 19. **Malkin A.YA., Isaev A.I. 2007.** Reologiya. koncepcii, metody, prilozheniya / Malkin A.YA., Isaev A.I. M.: Professiya. 560.
 20. **Moroz L.S. 1984.** Mexanika i fizika defor-macij i razrusheniya materialov / L.S. Moroz. L.: Mashinostroenie. 224.
 21. **Parton V.Z. 1985.** Mexanika uprugosti pla-sticheskogo razrusheniya / V.Z. Parton, E.M. Morozov. M.: Nauka. 504.
 22. **Seleznev YU.V. 2001.** Upravlenie proektami na osnove sistemnogo resheniya izobretatel'skix zadach / Seleznev YU.V., KoshkinK.V.. // Sb. nauch. trudov ugmtu №6 (378). Nikolaev: UGMTU. 149-160.
 23. **TRetyak L.N. 2004.** Obrabotka rezultatov nablyudenij: uchebnoe posobie / L.N. Tretyak. Orenburg: GOU UGO. 171.
 24. **Trubilin E.I. 2010.** Mashiny dlya uborki selskoxozyajstvennyx, kultur(konstrukcii, teo-riya i raschet):ucheb.pos. 2 izd. pererab. i dopoln. / E.I. Trubilin, V.A. Ablikov. KGAU, Krasnodar. 325.
 25. **Truflyak E.V. 2008.** Izuchenie mexanicheskogo povrezhdeniya pochatka kukuruzy pri ego otryyve v kukuruzoborochnoj zhatke / E.V. Truflyak, V.S. Kra-vchenko, I.A. Goncharova // Nauchnyj zhurnal kubgau [elektronnyj resurs]. Krasnodar: KUBGAU. № 04(38). 11.
 26. **Zaviryuxa M.V. 2011.** Analiz energoemnosti osnovnix operacij kukurudzobiralnix kombajniv / Zaviryuxa M.V. // Praci tavrijskogo derzharnogo agrarnogo universitetu. naukov-faxove vidannya. Vip. №8. Melitopol: red.-vid. viddiITDAU. 315.
 27. **Zaviryuxa M.V. 2012.** Eksperimentalni doslidzhennya po obruntuvannyu geometrichnix parametriv integrovanogo rizal'nogo aparatu / Zaviryuxa M.V. // Silskogospodarski mashini. Zb. nauk.st. vip. 22. Luck: LNTU. 280.
 28. **Pat. 61986 Ukraina, MPK A 01 D 45/00.** Kachanovidokremlyuvalnij aparat z integrovanim rizal'nim pristroem / Bondarenko

- O.V., Zaviryuxa M.V. № u201015797; zayavl.27.12.2010; opubl.10.08.2011, byul.№ 15.
29. **Pat. 63563 Ukraine**, MPK A 01 D 45/00.Adaptovaniy kachanovidokremlyuvalnij aparat / Bondarenko O.V., Zaviryuxa M.V. – № u201103707; zayavl.28.03.2011; opubl.10.10.2011, byul.№ 19.
30. **Shatilov K.V. 1981.** Kukuruzoborochnye mashiny / K.V. Shatilov, B.D. Kozachok, A.P. Orexov i dr. — 2-e izd., pererab. i dop. M. : Mashinostroenie, 256.

EXPERIMENTAL STUDY OF THE DIVISION OF EARS OF CORN PICKER ON THE MACHINE WITH INTEGRATED CHOPPER

Summary. The article describes the main problems existing machines maize and analyzed ways of solving these drawbacks. Also marked the basic scientific and engineering workers, dealing with improving technology for corn, and discussed the outstanding issues of designing of agricultural machinery.

The main factors affecting the efficiency of the technological, technical and energy parameters of the device for separating the cobs.

Mechanics developed a mathematical model of the separation of cobs strepernim aparata.

The dependence of the impact of structural and technological parameters-ditch apparatus for separating the cobs on the process of cobs injury, damage to corn, the degree of grinding sheet and hypophyseal weight and power consumption of the process.

Designed, manufactured and tested performance of the prototype device for separating the cobs in the field, analyzed the results of comparative studies of series and developed machine.

Substantiated rational design and technological parameters of the device for separating the cobs to improve the efficiency of its operation.

Evaluate the influence of the main parameters of the adapted odnovaltsevogo apparatus for separating the cobs with an integrated shredder for quality indicators cleaning process ripe corn in the field.

Carried out experimental fieldwork collection of ripe ears of corn with simultaneous grinding sheet and hypophyseal weight allowed to identify the most efficient combination of factors that significantly affect the quality of the process of cleaning the ripe ears with such criteria optimization as injury ears, loss of free cobs and extent iz grinding sheet and hypophyseal mass.

Experimentally proved possible to reduce the degree of injured-cob, increasing the completeness of the harvest, as well as the degree of crushing weight of leaf and hypophyseal by optimizing the main working bodies and improve their functionality

Key words: corn, integrated shredder, experiment, mathematical model, response surface.

СОДЕРЖАНИЕ

<i>Igor Atamanyuk, Yuriy Kondratenko.</i> METHOD OF OPTIMAL LINEAR EXTRAPOLATION OF VECTOR RANDOM SEQUENCES WITH FULL CONSIDERATION OF CORRELATION CONNECTIONS FOR EACH COMPONENT....	3
<i>Алексей Попов, Юрий Кипреев, Олег Савенков, Дмитрий Марченко.</i> АНАЛИЗ ХАРАКТЕРИСТИК КОНТАКТА ПОВЕРХНОСТЕЙ С ПЕРВОНАЧАЛЬНЫМ ЛИНЕЙНЫМ И ТОЧЕЧНЫМ КАСАНИЕМ.....	9
<i>Лариса Вахонина.</i> ВЗАИМОДЕЙСТВИЕ ГАРМОНИЧЕСКИХ ВОЛН С ТОНКИМ УПРУГИМ КРУГОВЫМ ВКЛЮЧЕНИЕМ В УСЛОВИЯХ ПОЛНОГО СЦЕПЛЕНИЯ С МАТРИЦЕЙ.....	17
<i>Александр Чередниченко.</i> ИССЛЕДОВАНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ДИЗЕЛЬ-ГАЗОТУРБИННОЙ УСТАНОВКИ С ТЕРМОХИМИЧЕСКОЙ РЕГЕНЕРАЦИЕЙ ТЕПЛА.....	25
<i>Сергей Пастушенко.</i> ФОРМИРОВАНИЕ СИСТЕМ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ТРУБОПРОВОДОВ ГИДРОПРИВОДОВ ТЕХНИЧЕСКИХ ОБЪЕКТОВ.....	29
<i>Вячеслав Шебанин, Владимир Богза, Сергей Богданов, Иван Хилько.</i> РАСЧЕТ КАРКАСОВ ПЕРЕМЕННОГО СЕЧЕНИЯ С ГИБКОЙ СТЕНКОЙ.....	35
<i>Елена Цепурит, Николай Веремеенко.</i> ПРОЧНОСТЬ СТЕРЖНЕВЫХ ЭЛЕМЕНТОВ СТАЛЬНЫХ КОНСТРУКЦИЙ В ОБЛАСТИ ОГРАНИЧЕННЫХ ПЛАСТИЧЕСКИХ ДЕФОРМАЦИЙ ПРИ ПОВТОРНО-ПЕРЕМЕННОМ НАГРУЖЕНИИ.....	41
<i>Елена Горбенко, Наталья Горбенко, Наталья Ким.</i> МЕТОДИКА И РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЙ РАЗМЕРНО – МАССОВЫХ ХАРАКТЕРИСТИК СЕМЕННЫХ ПЛОДОВ БАХЧЕВЫХ КУЛЬТУР (АРБУЗ, ДЫНЯ).....	49
<i>Валерий Гавриш, Максим Шатохин, Василий Грубань.</i> УТИЛИЗАЦИЯ ТЕПЛА ДВИГАТЕЛЕЙ МОБИЛЬНЫХ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ СРЕДСТВ.....	53
<i>Михаил Мыслович, Вадим Чумак, Евгений Укотич.</i> МЕТОДИКА ОЦЕНКИ КАЧЕСТВА ШИХТОВАННЫХ МАГНИТОПРОВОДОВ ЭЛЕКТРИЧЕСКИХ МАШИН ПО ФАКТИЧЕСКОМУ СОСТОЯНИЮ.....	63
<i>Сергей Сербин, Анна Мостипаненко, Артём Козловский.</i> СНИЖЕНИЕ ИНТЕНСИВНОСТИ ПУЛЬСАЦИОННОГО ГОРЕНИЯ В КАМЕРЕ СГОРАНИЯ ГТД ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ПЛАЗМЕННЫХ СТАБИЛИЗАТОРОВ.....	71
<i>Алексей Садовой.</i> МАССО-СТОИМОСТНЫЕ ЗАВИСИМОСТИ ПРОСТРАНСТВЕННЫХ ИНДУКЦИОННЫХ ПРЕОБРАЗОВАТЕЛЕЙ С АКСИАЛЬНЫМ ШТАМПО-ПРЕССОВАННЫМ И ВИТЫМ МАГНИТОПРОВОДАМИ.....	77
<i>Александр Бондаренко, Василий Грубань.</i> МЕТОДИКА И ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ МОРФОЛОГИЧЕСКИХ И ПРОЧНОСТНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ОБЕРТОК КУКУРУЗЫ.....	85
<i>Владимир Стрельцов.</i> ИССЛЕДОВАНИЕ КОНСТРУКЦИЙ РАБОЧИХ ОРГАНОВ МАСЛООТЖИМНЫХ ПРЕССОВ.....	93

Олег Плахтырь. СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ МАТЕРИАЛОЕМКОСТИ ВАРИАНТОВ ТРЕХФАЗНЫХ ПРОСТРАНСТВЕННЫХ ЭЛЕКТРОМАГНИТНЫХ СИСТЕМ.....	97
Виктор Аулин, Виктор Слонь, Сергей Лысенко, Дмитрий Голуб. ИССЛЕДОВАНИЕ ИЗМЕНЕНИЯ МОЩНОСТИ ДИЗЕЛЯ АВТОМОБИЛЕЙ, РАБОТАЮЩИХ В НЕСТАЦИОНАРНЫХ УСЛОВИЯХ.....	103
Николай Завирюха. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ПРОЦЕССА ОТДЕЛЕНИЯ ПОЧАТКОВ КУКУРУЗЫ НА ПОЧАТКООТДЕЛЯЮЩЕМ АППАРАТЕ С ИНТЕГРИРОВАННЫМ ИЗМЕЛЬЧИТЕЛЕМ.....	109

List of the Reviewers

1. Dmitriy Babenko
2. Valeriy Gavrish
3. Andrey Stavinsky
4. Anatoliy Boiko
5. Sergey Pastushenko
6. Karine Gorbunova
7. Larisa Vakhonina
8. Elena Shebanina
9. Dmitriy Voitjuk
10. Valeriy Dubrovin
11. Vladimir Nadikto
12. Valeriy Budak
13. Boris Timoshevsky
14. Vitaliy Dorofeev
15. Vjacheslav Evtukhov

Editors of the “MOTROL” magazine of the Commission of Motorization and Power Industry in Agriculture would like to inform both the authors and readers that an agreement was signed with the Interdisciplinary Centre for Mathematical and Computational Modelling at the Warsaw University referred to as “ICM”. Therefore, ICM is the owner and operator of the IT system needed to conduct and support a digital scientific library accessible to users via the Internet called the “ICM Internet Platform”, which ensures the safety of development, storage and retrieval of published materials provided to users. ICM is obliged to put all the articles printed in the “MOTROL” on the ICM Internet Platform. ICM develops metadata, which are then indexed in the “Agro” database.

We are pleased to announce that the magazine “MOTROL – Motorization and Energetics in Agriculture” (ISSN 1730-8658) has undergone a positive evaluation of the IC Journals Master List 2013, the result of which is granting the ICV Index (Index Copernicus Value) 6.56 pts. The resulting score was calculated on the basis of a survey submitted by the Editorial Team as well as assessments made by the professionals from Index Copernicus. We invite you to familiarize yourself with the methodology of IC Journals Master List evaluation:

<http://journals.indexcopernicus.com/masterlist.php?q=motrol>

Impact factor of the “MOTROL” journal according of the Commission of Motorization and Energetics in Agriculture is 1,88 (July 2015).

GUIDELINES FOR AUTHORS (2015)

The journal publishes the original research papers. The papers (min. 8 pages) should not exceed 12 pages including tables and figures. Acceptance of papers for publication is based on two independent reviews commissioned by the Editor.

Authors are asked to transfer to the Publisher the copyright of their articles as well as written permissions for reproduction of figures and tables from unpublished or copyrighted materials.

Articles should be submitted electronically to the Editor and fulfill the following formal requirements:

- Clear and grammatically correct script in English,
- Format of popular Windows text editors (A4 size, 12 points Times New Roman font, single interline, left and right margin of 2,5 cm),
- Every page of the paper including the title page, text, references, tables and figures should be numbered,
- SI units should be used.

Please organize the script in the following order (without subtitles):

Title, Author(s) name (s), Affiliations, Full postal addresses, Corresponding author's e-mail
Abstract (up to 200 words), Keywords (up to 5 words), Introduction, Materials and Methods, Results, Discussion (a combined Results and Discussion section can also be appropriate), Conclusions (numbered), References, Tables, Figures and their captions

Note that the following should be observed:

An informative and concise title; Abstract without any undefined abbreviations or unspecified references; No nomenclature (all explanations placed in the text); References cited by the numbered system (max 5 items in one place); Tables and figures (without frames) placed out of the text (after References) and figures additionally prepared in the graphical file format jpg or cdr.

Make sure that the tables do not exceed the printed area of the page. Number them according to their sequence in the text. References to all the tables must be in the text. Do not use vertical lines to separate columns. Capitalize the word 'table' when used with a number, e.g. (Table1).

Number the figures according to their sequence in the text. Identify them at the bottom of line drawings by their number and the name of the author. Special attention should be paid to the lettering of figures – the size of lettering must be big enough to allow reduction (even 10 times). Begin the description of figures with a capital letter and observe the following order, e.g. Time(s), Moisture (% vol), (% m³m⁻³) or (% gg⁻¹), Thermal conductivity (W m⁻¹K⁻¹).

Type the captions to all figures on a separate sheet at the end of the manuscript.

Give all the explanations in the figure caption. Drawn text in the figures should be kept to a minimum. Capitalize and abbreviate 'figure' when it is used with a number, e.g. (Fig. 1).

Colour figures will not be printed.

Make sure that the reference list contains about 30 items. It should be numbered serially and arranged alphabetically by the name of the first author and then others, e.g.

7. Kasaja O., Azarevich G. and Bannel A.N. 2009. Econometric Analysis of Banking Financial Results in Poland. Journal of Academy of Business and Economics (JABE), Vol. IV. Nr 1, 202–210.

References cited in the text should be given in parentheses and include a number e.g. [7].

Any item in the References list that is not in English, French or German should be marked, e.g. (in Italian), (in Polish).

Leave ample space around equations. Subscripts and superscripts have to be clear. Equations should be numbered serially on the right-hand side in parentheses. Capitalize and abbreviate 'equation' when it is used with a number, e.g. Eq. (1). Spell out when it begins a sentence. Symbols for physical quantities in formulae and in the text must be in italics. Algebraic symbols are printed in upright type.

Acknowledgements will be printed after a written permission is sent (by the regular post, on paper) from persons or heads of institutions mentioned by name.