

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний комітет України з теоретичної і прикладної механіки
Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова
Національний аерокосмічний університет імені Жуковського (ХАІ)
Одеський національний політехнічний університет
Gdansk University of Technology (Poland)
Державне підприємство Науково-виробничий комплекс газотурбобудування
«Зоря»—«Машпроект»
ЗМКБ «Прогрес» імені академіка А.Г. Івченко

АКТУАЛЬНІ ПРОБЛЕМИ ІНЖЕНЕРНОЇ МЕХАНІКИ ТА ТЕХНОЛОГІЇ МАШИНОБУДУВАННЯ

МАТЕРІАЛИ

**VII Міжнародної науково-технічної конференції, присвяченої
пам'яті професора Горбова В.М.**

23–24 листопада 2022 року

**Національний університет кораблебудування
імені адмірала Макарова
Машинобудівний навчально-науковий інститут
вул. Кузнецька 5**

Миколаїв
«Ілліон»
2022

УДК 539.3:621.822
М90

ОРГАНІЗАТОРИ

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

Національний комітет України з теоретичної і прикладної механіки

Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова

Національний аерокосмічний університет імені Жуковського (ХАІ)

Одеський національний політехнічний університет

Gdansk University of Technology (Poland)

Державне підприємство Науково-виробничий комплекс газотурбобудування
«Зоря»–«Машпроект»

ЗМКБ «Прогрес» імені академіка А.Г. Івченко

**Матеріали публікуються за оригіналами, поданими
авторами. Претензії до організаторів не приймаються.**

Відповідальні за випуск: М. Р. Ткач, С. О. Моргун

**М90 Актуальні проблеми інженерної механіки та технології
машинобудування:** Матеріали VII Міжнародної науково-технічної
конференції, присвяченої пам'яті професора Горобова В.М. – Миколаїв:
Ілліон, 2022. – 112 с.

ISBN 978-617-534-617-7

У збірнику наведені матеріали міжнародної науково-технічної конференції, яка відбулась у Національному університеті кораблебудування імені адмірала Макарова (м. Миколаїв) 23-24 листопада 2022 року.

Метою конференції є обмін науково-технічною інформацією і визначення перспективних напрямків фундаментальних і практичних досліджень та розв'язування прикладних задач в галузі інженерної механіки з питань проектування, математичного моделювання та дослідження технічних систем, міцності та надійності інженерних конструкцій, використання прогресивних технологій виробництва складних механічних систем.

Матеріали збірника можуть бути корисними для науковців, інженерно-технічних працівників, викладачів, аспірантів, студентів.

УДК 539.3:621.822

ISBN 978-617-534-617-7

© Національний університет кораблебудування
імені адмірала Макарова, 2022

ОРГАНІЗАЦІЙНИЙ КОМІТЕТ

Голова:

- **Є.І. Трушляков** - д.т.н., професор, ректор Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова (м. Миколаїв);

Заступники голови:

- **С. І.Сербін** - д.т.н., професор, директор Машинобудівного навчально-наукового інститута НУК (м. Миколаїв);
- **М.Р. Ткач**, - д.т.н., професор, завідувач кафедри інженерної механіки та технології машинобудування НУК, д-р техн наук, професор (м. Миколаїв);
- **Ю. М. Харитонов** – д.т.н., професор, директор Центруморської інфраструктури НУК (м. Миколаїв);
- **В.Ф. Квасницький** – д.т.н., професор, завідувач кафедри зварювального виробництва НУК (м. Миколаїв).

Вчений секретар:

- **С.О. Моргун** -к.т.н., доцент, доцент кафедри інженерної механіки та технології машинобудування НУК (м. Миколаїв)

Члени організаційного комітету:

- **М. Р. Ткач** - д.т.н., професор, завідувач кафедри інженерної механіки та технології машинобудування НУК, (м. Миколаїв);
- **С. М. Доценко** - к.т.н., доцент, директор Первомайської філії НУК (м. Миколаїв);
- **Л. І. Коростильов** - д.т.н., професор, професор кафедри будівельної механіки судна (м. Миколаїв);
- **С. Б. Кулішов** - к.т.н., заступник головного конструктора ДП НВКГ «Зоря»-«Машпроект» (м. Миколаїв);
- **О. А. Оргіян** – д.т.н., професор, завідувач кафедри технології машинобудування ОНПУ (м. Одеса);
- **М. Г. Тройніч** – директор з виробництва ДП НВКГ «Зоря»-«Машпроект» (м. Миколаїв);

ПЛЕНАРНЕ ЗАСІДАННЯ

ТЕХНОЛОГІЧНА ПЛАТФОРМА SHIPBUILDING 4.0: АДИТИВНІ ТЕХНОЛОГІЇ

Слободян С.О.

кандидат технічних наук, професор

проректор Національного університету кораблебудування імені адмірала

Макарова

м. Миколаїв, Україна

Харитонов Ю.М.

доктор технічних наук, професор

керівник навчально-наукового центру морської інфраструктури

Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова

м. Миколаїв, Україна

Анотація. Розглянуті основні складові технологічної платформи Shipbuilding 4.0. Показано, що одним з основних елементів технологічної платформи слід вважати перспективні адитивні технології. Наведено результати аналізу впровадження адитивних технологій в Україні. Запропоновано заходи щодо подальшого розвитку діяльності кафедри інженерної механіки та технології машинобудування в напрямку підготовки та відкриття відповідної спеціалізації.

Ключові слова: технологічна платформа Shipbuilding 4.0; адитивні технології; суднобудівна освіта.

Подальший розвиток суднобудування у світі пов'язують із розробкою та впровадженням елементів технологічної платформи Shipbuilding 4.0 (ТП) [1..3].

Формування та становлення ТП в Україні передбачає трансформацію підприємств суднобудівного кластеру на підставі умови цифровізації всіх етапів життєвого циклу судна, тобто створення його цифрового двійника.

Перехід на ТП потребує вдосконалення технологічних процесів виробництва та приведення їх у відповідність до вимог, існуючих на світовому ринку суднового машинобудування.

Серед основних елементів ТП особливу увагу підприємства приділяють питанням розробки та впровадженню адитивних технологій, які забезпечують: суттєве зниження витрат матеріалів для створення продукції; підвищення її якості та зниження виробничих витрат; створення кастомізованих виробів; мінімізацію екологічних наслідків виробництва та термінів створення прототипу виробу тощо [4].

Наводиться результати аналізу можливих галузей застосування основних адитивних технологій таких, як: SLM (Selective Laser Melting) – селективне лазерне плавлення металевого порошку за математичними CAD-моделями за допомогою ітербієвого лазера; FDM (Fused Deposition Modeling) – метод пошарового наплавлення із використанням пластикової нитки або гранул; SLA (Stereo Lithography Apparatus) – технологія лазерної стереолітографії, заснована на пошаровому затвердінні рідкого матеріалу під дією лазерного променя; DLP (Digital Light Processing) – один із методів стереолітографічного 3D-друку, який використовує цифрові світлодіодні проектори; SLS (Selective Laser Sintering) – селективне лазерне спікання, одна з найбільш широко застосовуваних адитивних технологій; MJP (Multi Jet Printing) – багатоструменеве моделювання за допомогою фотополімерного або воскового матеріалу; BinderJetting – адитивна технологія, яка полягає в пошаровому склеюванні композитного порошку сполучною речовиною; CJP (Color Jet Printing) – технологія повно кольорового друку шляхом склеювання спеціального порошку на основі гіпсу.

Розглянуті перспективи застосування реверс-інжинірингу, як складової процесів адитивних технологій, у судновому машинобудуванні.

Наведено приклади ефективного впровадження адитивних технологій на підприємствах та в учбових закладах України: держпідприємство “Антонов”, “Укрзалізниця”, Харківський політехнічний університет тощо. Так, наприклад, в Харківському політехнічному університеті було виконано понад 500 науково - технічних розробок для провідних підприємств України: “Мотор-Січ”, ЗМКБ “Прогрес”, КБ Антонов, КБ “Південне” та ін.

Виконаний аналіз сучасного стану освіти в різних країнах світу доводить, що впровадження адитивних технологій, як елементу технологічної платформи Shipbuilding 4.0, актуалізує питання підготовки фахівців з відповідного напрямку технологічного розвитку виробництв машинобудування [5, 6].

Пропонується у відповідності до основних напрямків розвитку Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова запропонувати кафедрі інженерної механіки та технології машинобудування, за умов підтримки з боку адміністрації університету, розглянути питання можливості відкриття спеціалізації з адитивних технологій: визначитися з кадровим забезпеченням, необхідною матеріально-технічною базою тощо.

Література

1. Bernard Ash. Digital shipyard sounds great but what is it? The technologies making it possible. DXC Technology Company. November 2018. 11 с.
2. Hribernik K., 2016. Industry 4.0 in the Maritime Sector, SEA, Tokio, Japan.
3. Zhavoronkov D. Tsifrovizatsiya Shryodingera: kak v sudprome i naf lote (ne)

Voploschayutsya novyie IT-resheniya (2020). URL: <http://flotprom.ru/2020/Tehnologii7>.

4. Wohlers T. Wohlers report 2014: Additive manufacturing and 3D-printing state of the industry: Annual world-wide progress report, Wohlers Associates, 2014. — 276 p.

5. Sankt-Peterburgskiy gosudarstvennyy morskoy tehnicheskiy universitet: [ofitsialny sayt] (St. Petersburg State Marine Technical University: [official site]). URL: <https://www.smtu.ru/ru/listeduprog/>

6. The_Digital_Shipyard_Opportunities_and_Challenges URL: https://www.flinders.edu.au/content/dam/documents/research/aiti/The_Digital_Shipyard_Opportunities_and_Challenges.pdf Information model of the shipbuilding cluster Technological platform Shipbuilding 4.0 : additive technologies

EXPERIMENTAL AND THEORETICAL DETERMINATION OF GAS TURBINE ENGINE BLADES VIBRATION CHARACTERISTICS

M.R. Tkach

*Doctor of Technical Sciencies, Professor, Head of the Engineering
Mechanics and Technology of Machinebuilding Department, Admiral Makarov,
National University of Shipbuilding, Mykolaiv, Ukraine*

S.B. Kulishov

*Candidate of Technical Sciencies, Deputy Chef Designer for NewTechnic,
State Company "Research and Production Complex of Gas Turbine Construction,
"Zorya"-"Mashproekt" Mykolaiv, Ukraine*

S.O. Morhun

*Candidate of Technical Sciencies, Associate Professor, Department of
Engineering Mechanics and Technology of Machinebuilding, Admiral Makarov,
National University of Shipbuilding, Mykolaiv, Ukraine*

V.A. Polischyk

Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, Department of Engineering Mechanics and Technology of Machinebuilding, Admiral Makarov, National University of Shipbuilding, Mykolaiv, Ukraine

Yu.M. Halynkin

Candidate of Technical Sciences, Senior Lecturer, Department of Engineering Mechanics and Technology of Machinebuilding, Admiral Makarov, National University of Shipbuilding, Mykolaiv, Ukraine

A.Yu. Proskurin

Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, Department of Internal Combustion, Power Plants and Technical Exploitation, Admiral Makarov, National University of Shipbuilding, Mykolaiv, Ukraine

Introduction

During the operation of a gas turbine engine, the rotor blades are exposed by time-varying gas dynamic loads. Due to the determination by the rotor speed and the number of structural elements these forces change in time and are periodic in nature. So their action causes the blades vibration. When the frequency of the external action coincides with one of the natural frequencies of the blade, resonance occurs, accompanied by an increase in vibration amplitudes and a sharp increase in vibration stresses of the blade.

Formulation of the problem.

At the same time, the accuracy of the calculated data (obtained by the FEM) directly depends on the compliance of the geometry of the investigated blade with the used calculation model, and significantly reduces it in the event of a discrepancy. As a result, to ensure the accuracy of the calculation, a geometric model is required, created by 3D scanning the dimensions of a real blade, which increases the complexity of a three-dimensional model developing.

The aim of this work is to determine the influence of the boundary conditions for fixing the model of a gas turbine rotor blade to determine its vibration

characteristics using a geometric solid-state parametric model created on the basis of 3D scanning of a real blade.

Methodology of turbine blades vibration experimental studies

Description of the experimental stand.

In the process of experimental determination of the blade vibration characteristics, an experimental stand was used, operating on the basis of the digital speckle interferometry method, with a diffuse reference wave and separate propagation channels of the reference and object beams (Fig. 1).

The source of coherent light is a diode-pumped solid-state laser 1 (DPSS) with a radiation power of 50 mW and a wavelength of $\lambda = 0.532 \mu\text{m}$

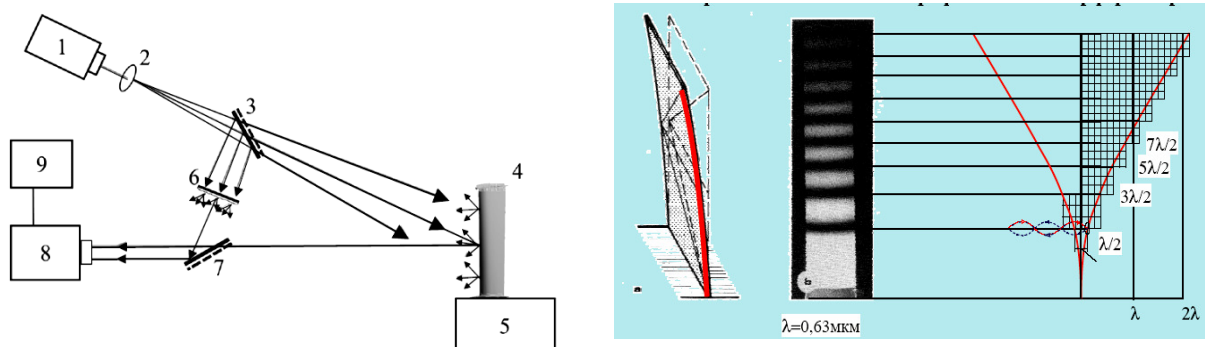


Fig. 1. Optical layout of the experimental stand: 1– laser; 2– micro lens; 3, 7– beam splitters; 4– the investigated blade; 5– clamping device; 6– transmissive diffuser; 8– video camera; 9– personal computer

Vibration excitation of the blade is carried out through the lock by a piezoceramic vibration transducer, to which a sinusoidal signal of the sound generator is fed, amplified by a low-frequency amplifier. The light beam reflected by the beam splitter 3 is scattered by the transmission diffuser 6 and creates a diffuse reference wave. The object and reference beams, combined by the beam splitter 7 and the camera lens 8, form the resulting speckle field - a specklogram on the light-sensitive matrix. With resonant vibration, it encodes an interferogram of the vibrational shape of the blade, which is decoded on a computer 9 using the method for determining the dynamic pattern of speckles.

A detailed description of the scheme of the experimental stand, as well as the method of obtaining and processing holograms, are presented.

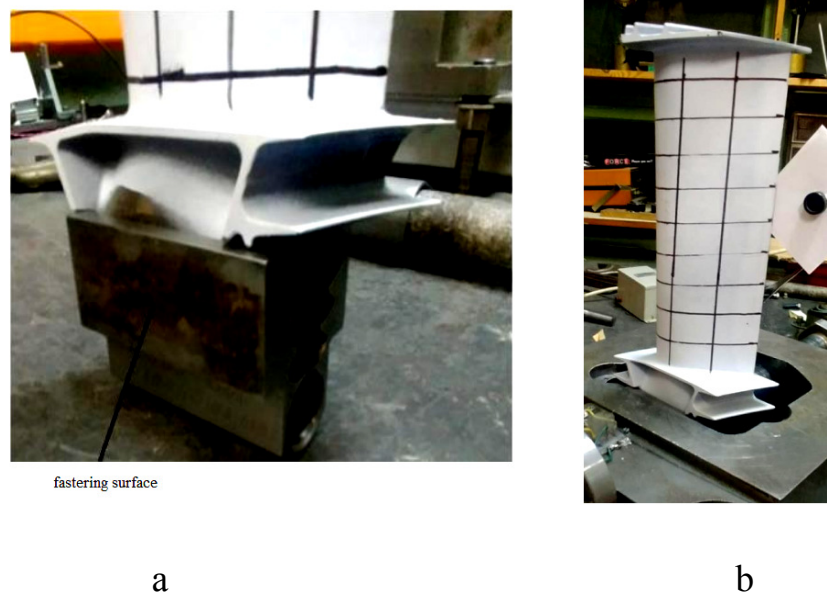


Fig. 2. Scheme of placement and fastening of the blade: the clamping device: *a*– the location of the blade in the lock; *b*– installation of the blade in the clamping device

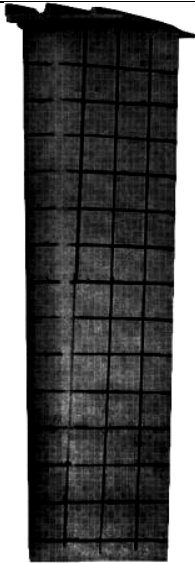
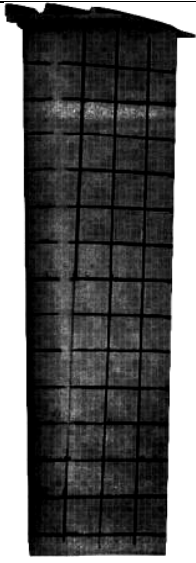
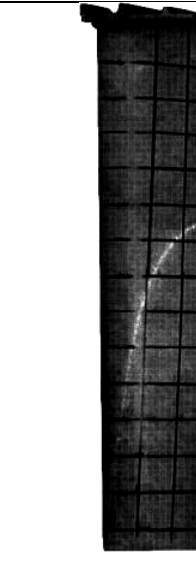
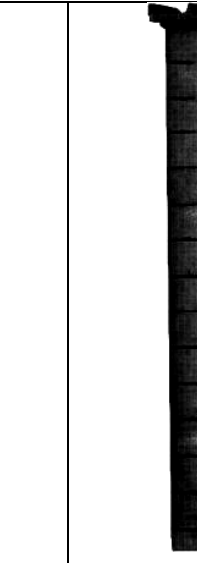
Experimental boundary conditions.

A turbine blade of a gas turbine engine was chosen as the object of research; blade dimensions: height along the trailing edge - 288 mm, chord in the middle section - 88.5 mm. The experimental determination of the vibration characteristics was carried out with a clamped of the blade fir tree part. For this, the blade was installed in the lock (Fig. 2a), after which it was fixed in the clamping device along the outer surfaces of the lock body (Fig. 2b).

Experimental determination of natural frequencies and vibration modes of a turbine blade.

The resonant frequencies and vibration modes of the blade obtained experimentally are presented in table 1. The boundary conditions of the experiment are described.

Table 1. Some experimental forms and frequencies of the turbine blade natural vibration

			
165 Hz	805 Hz	1706 Hz	2844 Hz

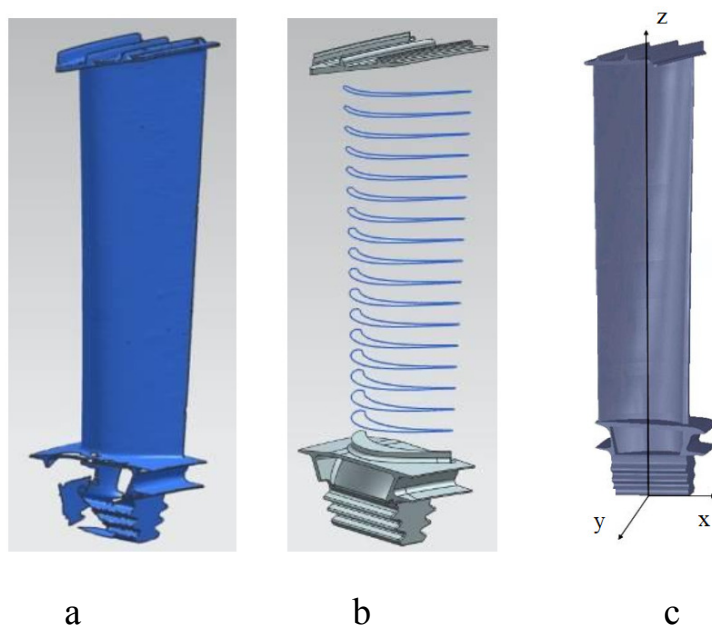


Fig. 3. The main steps of the turbine blade geometric model construction

Construction of the turbine blade geometric model.

To determine the vibration characteristics of a particular blade under study, its solid-state geometric model was created based on 3D scanning. On the basis of

the faceted body obtained during scanning (Fig. 3a), in the environment of the Siemens NX computer-aided design system, using the «Reverse engineering» functions, along sections (Fig. 3b), a 3D model of the blade was developed (Fig. 3c).

Influence of the blade lock fixing method on its vibration characteristics.

Resonant frequencies and vibration modes of the investigated blade model are obtained by the finite element method implemented in the ANSYS Workbench software package. The boundary conditions are cantilever fastening of the blade root part (Fig. 4a), which corresponds to the conditions of the blade fastening to the experimental stand described in Fig. 2.

The properties of the material are determined by achieving the minimum root-mean-square deviation of the calculated values of the blade the resonant vibration frequencies from the experimental data under free boundary conditions: ρ - 7830 kg / m³; μ - 0.3; E - 215 GPa.

In the course of the calculation, a finite element SOLID 187 (tetrahedron) was used, the element height was 0.6 mm. The number of elements was ~ 1.5 million (Fig. 4b).

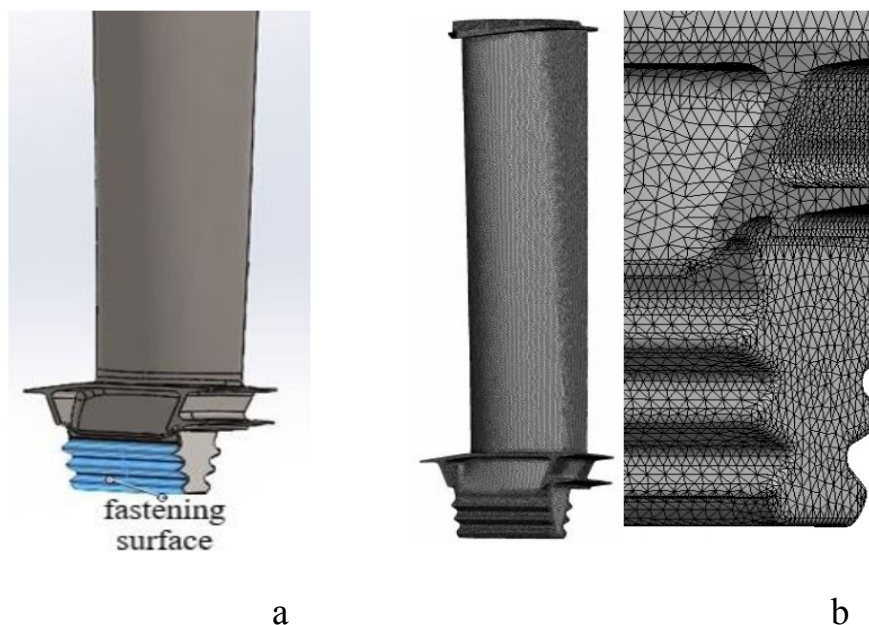


Fig. 4. Calculation of the turbine blade vibration characteristics *a*– the

boundary conditions for the blade attachment; *b*– scheme of splitting the blade model into tetrahedrons

Calculations carried out with a twofold decrease in the finite element showed an insignificant deviation (less than 1%) of the obtained values of the resonant vibration frequencies for the studied blade model.

Some characteristic frequencies and vibration modes of the blade model are shown in Fig. 5.

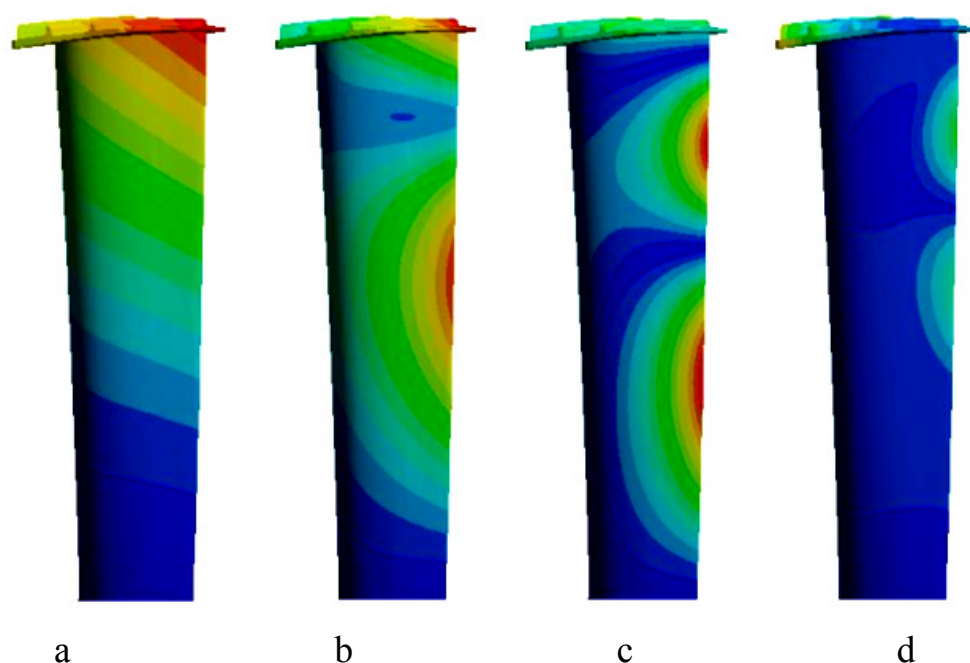


Fig. 5. Some calculated vibration modes and resonance frequencies of the turbine blade: *a* – 179,66 Hz; *b* – 856,04 Hz; *c* – 1712,4 Hz; *d* – 2843,7 Hz

A comparison of the values of the resonant frequencies of the investigated blade, obtained experimentally and by calculation, is given in table 2.

Table 2. Comparison of the turbine blade resonant frequencies fixed along the blade root part with experimental data

Form number	Resonance frequencies, Hz		Percent error, %
	Experiment	Calculation	
1	165	179,66	8,88
2	805	856,04	6,34
3	1310	1368,2	4,44
4	1706	1712,4	0,38
5	2033	2269,0	11,6
6	2844	2843,7	0,01
7	3321	3236,4	2,55
8	3384	3407,1	0,68
9	3999	3946,9	1,30
Mean square value, %			5,50

Thus, when calculating the vibration characteristics of the blade, by the finite element method, the influence of the lock (Fig. 2a), that fixes the blade in the clamping device, was not taken into account. So it became necessary to verify the calculated data. Thus the calculation of the resonance frequencies values was carried out using a three-dimensional model of the blade, combined with the lock. The surfaces of the blade attachment (Fig. 4a) are mated with the inner surfaces of the lock model (Fig. 6a). The 3D model of the lock was developed in accordance with the overall dimensions of the lock used in experimental research.

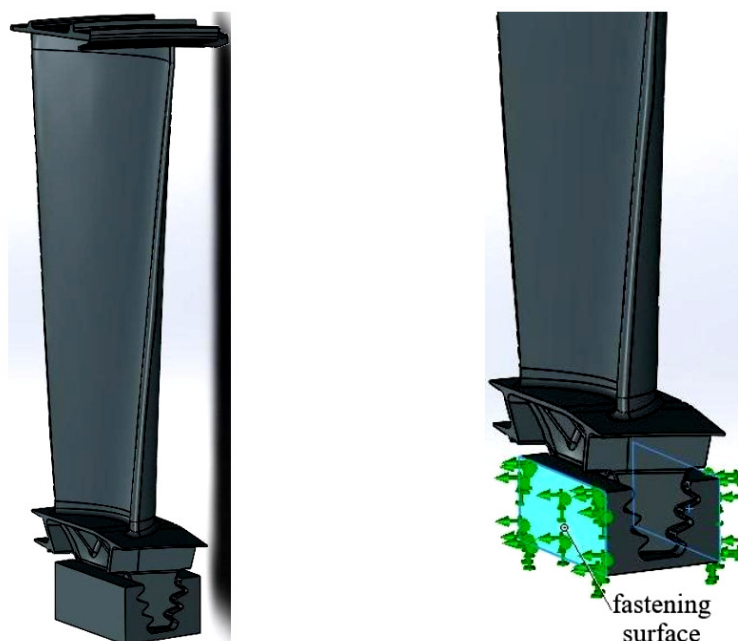


Fig. 6. 3D model of the blade in the lock: *a*– 3D model of the blade, clamped in the lock; *b*– boundary conditions for fastening the lock

The calculation was carried out in conditions of rigid fixation of the outer surfaces of the lock body (Fig. 6b). To exclude the influence of the boundary conditions on the calculation results, the material properties, as well as the final element, remained unchanged.

The percent error of the resonant frequencies of the blade model fixed in the lock are given in table 3.

Table 3. Comparison of the resonant frequencies of the blade fixed in the lock with experimental data

Form number	Resonance frequencies, Hz		Percent error, %
	Experiment	Calculation (blade+lock)	
1	165	181	9,70
2	805	864	7,33
3	1310	1385	5,73

4	1706	1728	1,29
5	2033	2296	12,94
6	2844	2865	0,74
7	3321	3266	1,66
8	3384	3442	1,71
9	3999	3960	0,96
Mean square value, %			6,30

As follows from the obtained data, the magnitude of the deviations in the calculation of the resonance frequencies of the model of the blade clamped in the lock increased. The standard deviation was 6.3% (versus 5.5% when calculated without a clamping device). Thus, the calculation of the vibration characteristics of the blade model taking into account the lock is **impractical**.

Determination of the gas turbine working blade material properties.

The joint use of experimental and calculation methods allows determining the mechanical properties of the material of a real blade: Young's modulus (E) and Poisson's ratio (μ). The density of the blade material ($\rho = 7830 \text{ kg/m}^3$) was measured by the method of hydrostatic weighing. In order to determine the actual values of the blade material properties, a series of calculations of the blade resonance frequencies was carried out in the range of changes in the values of the mechanical properties $E = 200 \dots 230 \text{ GPa}$ and $\mu = 0.26 \dots 0.3$. The density value of the material used in the calculation is $\rho = 7830 \text{ kg/m}^3$. Based on the obtained data, by the method of two-dimensional spline interpolation, the dependence of the mean square deviation of the calculated data δ on the assumed mechanical properties of the blade material was determined. The graph of the function $\delta = f(E, \mu)$ is presented in Fig. 7a. The zones of constant and deviated values are shown in fig. 7b. As follows from the given results, the minimum mean square deviation of the calculated frequencies from their experimental value - 0.73% (see Fig. 7b) is

provided in the range of values of the mechanical properties $E = 215...217$ GPa and $\mu = 0.295-0.3$. At the same time, the mean square frequency deviation of 1% is provided in the range of values of the mechanical properties of the blade material $E = 211...220$ GPa and $\mu = 0.26...0.3$. Narrowing the studied range of variation of Young's modulus values to 208...220 GPa, with an unchanged range of Poisson's ratio values, did not reveal any significant changes in the obtained results.

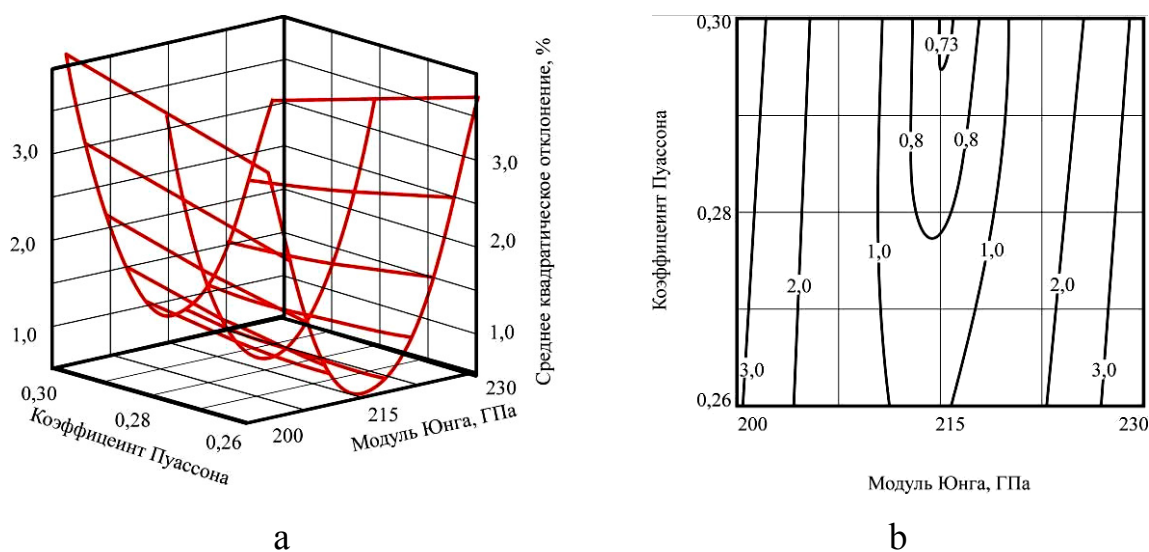


Fig. 7. Mean square deviation of the calculated data: *a*– dependence $\delta = f(E, \mu)$;
b– isoline $\delta = \text{const}$

Investigation of the gas turbine engine axial compressor working blade

On the basis of the developed and verified methodology it has been decided to investigate the GTE axial compressor blade natural vibration. The investigated axial compressor blade is shown in Fig. 8. For modelling of the blade surface a special hexagonal finite element, shown in Fig. 9 is used [7].

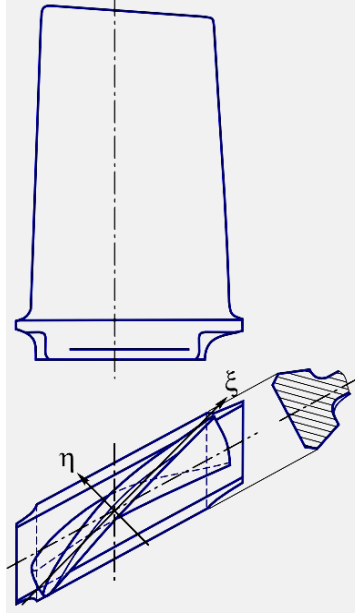


Fig. 8. The working blade of the gas turbine engine axial compressor: ξ and η are the principal axes of the blade feather inertia

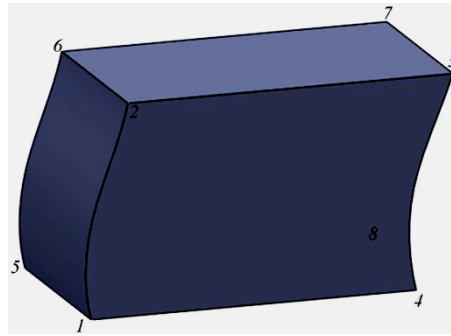


Fig. 9. Special hexagonal finite element

The blade has the following characteristics: blade height $l = 54\text{mm}$; chord $b = 37\text{ mm}$; blade feather thickness $c_{\max} = 0.1\text{ mm}$; twist angle $\alpha = 17^\circ$. The blade is made of titanium alloy having the following mechanical characteristics: density $\rho = 4700\text{ kg/m}^3$, Young's modulus $E = 1.125 \times 10^{11}\text{ MPa}$; Poisson's ratio $\nu = 0.31$.

The results of numerical determination of the compressor blade natural vibration frequencies are given below in table 4.

Table 4. Natural vibration frequencies of the axial compressor blade, kHz

Natural vibration modes			
Bending modes	Torsional modes	Bending-torsional modes	
m=0 n=1	m=1 n=1	m=1 n=2	m=2 n=1
Calculated data			
1,389	4,066	11,905	15,700
Experimental data			
1,400	4,000	11,970	15,100
Divergence, %			
0,78	1,62	2,54	3,82

Analyzing the obtained vibration modes, given in the Fig. 10, we found a tendency of the vibration modes complication during the transition to resonances of higher orders. Nodal lines during the transition from one frequency of natural vibration to another change their shape and location relative to the axis of the blade. Nodal lines in the blade transverse direction are not orthogonal to their edges, but are located to them at different angles depending on the value of the resonant frequency. In the blade meridian direction, they are also not parallel to the edges. Moreover, the nodal lines on the blade surface are not straight lines, but curves. This phenomenon is observed both on the lower bending ($m = 0$, $n = 1$), and on higher bending-torsional vibration modes.

Based on the calculated data, we found out the dependences of the resonance frequency f from the wave number n for a constant value of the wave number m . For comparison, the experimental and calculated frequencies are shown in Fig. 10 [7].

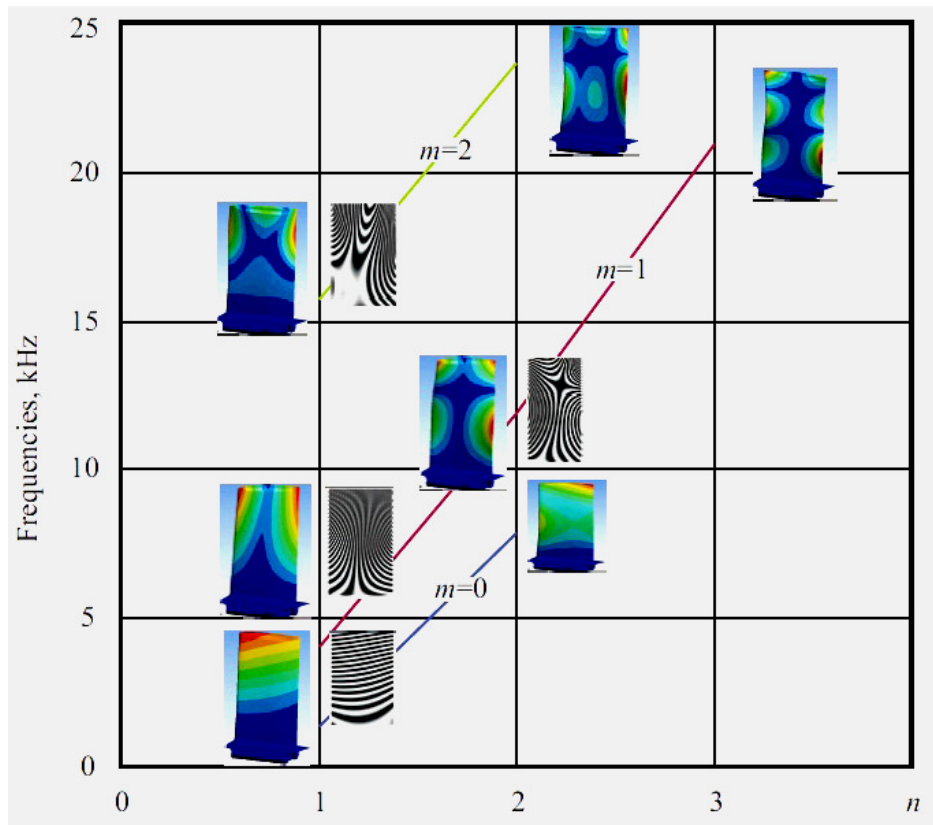


Fig. 10. Graphical dependences of the axial compressor blade natural vibration frequency from the wave number in the blade transverse direction (calculated modes are colourized, experimental – monochrome)

Conclusions

In the frequency range from 100 to 4000 Hz, using the finite element method, the resonant vibration frequencies of a three-dimensional model of a GTE turbine and axial compressor blades are determined. The standard deviation of the calculated and experimental data was about 5.5%.

It is shown that cutting off the fir tree part of the blade root when modeling the boundary conditions of fixing makes it possible to simplify the calculation process by simplifying the geometry of the three-dimensional model of the blade under study, with a minimum loss of calculation accuracy ($\sim 1.5\%$).

The verification of the developed mathematical model was carried out by an experimental study. It has been hold on the base of an advanced method of time-dependent electronic interferometry of a thick smooth cylindrical shell. The results

of the test problem solution obtained by the numerical method are in good agreement with experimental data (divergence between 0.4% – 3.9%) that indicates adequacy and high reliability of the developed mathematical model

The obtained scientific and technical results ensured the creation of a number of new training courses for masters and postgraduate students of the specialty "Applied Mechanics".

References

1. Tkach, M. R., Zolotoy, Yu. H., Dovhan, D. V., et all. Investigation of the gas turbine engines vibration modes using the method of holographic interferometry in real time. *Aviation-space technique and technology*, 2011, no. 85(8), pp. 51-56.

2. Morgun, S. The blades constructions finite elements models development. *Bulletin of the National Technical University «KhPI». Ser. New Solutions in Modern Technologies*, 2016, no. 42 (1214), p. 86-91. <https://doi.org/10.20998/2413-4295.2016.42.14>.

3. Tkach, M. Improving the Noise Immunity of the Measuring and Computing Coherent-Optical Vibrodiagnostic Complex. *Lecture Notes in Networks and Systems*, Springer Cham, 2020, vol 188. https://doi.org/10.1007/978-3-030-66717-7_23

4. Tkach, M. R., Zolotoi, Yu. G., Zhuk, I. Yu., Galynkin, Yu. N., Proskurin, A. Yu., Klyuchnik, V. S. Eksperimental'noe opredelenie vibratsionnykh kharakteristik rabochikh lopatok turbin po-mekhoustoichivym tsifrovym spekl-interferometrom [Experimental Determination of Vibration Characteristics of Turbine Blades with Noise-Immune Digital Speckle Interferometer]. *Aviatsionno-kosmicheskaya tekhnika i tekhnologiya*, 2021, no 4., pp. 52-61. <https://doi.org/10.32620/aktt.2021.4sup2.07>.

5. Tkach, M. R., Zhuk, I. Yu., Dovhan', D. V., Zolotyy, Yu. H. *Sposib vyznachennya chastot i form rezonansnykh kolyvan' lopatok hazoturbinnoho dvyhuna metodom spekl-interferometriyi* [A method for determining the frequencies

and shapes of resonant coliving blades of a gas turbine engine using the speckle-interferometry method]. Patent UA, №.103068, 2015.

6. Tkach, M. R., Kulishov, S. B., Polishchuk, V. A., Klyuchnik, V. S., Zolotoi, Yu. G., Zhuk, I. Yu., Proskurin, A. Yu., Galynkin, Yu. N. Eksperimental'no-raschetnoe opredelenie mekhanicheskikh svoistv materiala rabochikh lopatok GTD [Experimental and computational determination of the mechanical properties of the material of rotor blades]. *Aviatsionno-kosmicheskaya tekhnika i tekhnologiya*, 2021, no. 4, pp. 83-92.

7. Tkach, M., Morhun, S., Zolotoy, Y., Zhuk I. Modal analysis of the axial compressor blade: advanced time-dependent electronic interferometry and finite element method. *Int. J. Turbo Jet-Eng*, 2021. <https://doi.org/10.1515/tjj-2020-0014>.

СЕКЦІЯ №1
Новітні досягнення у галузі прикладної механіки
ОСОБЛИВОСТІ ВИГОТОВЛЕННЯ РОТОРНО-ПОРШНЕВИХ
ДВИГУНІВ

Познанський А. С.

*кандидат технічних наук, доцент кафедри інженерної механіки та технології
машинобудування Національного університету кораблебудування
імені адмірала Макарова м. Миколаїв, Україна*

Митрофанов О. С.

*доктор технічних наук, доцент кафедри двигунів внутрішнього згорання,
установок та технічної експлуатації Національного університету
кораблебудування імені адмірала Макарова м. Миколаїв, Україна*

Незалежно від сфери застосування двигуна, на стадії проектування нового дослідного зразка необхідно провести аналіз існуючих подібних конструкцій двигунів з метою виявлення їх недоліків та переваг. Такий підхід дозволяє врахувати досвід проектування аналогічних двигунів попередниками та встановити шлях подальшого вдосконалення двигунів даного типу.

Основним завданням механізму руху роторно-поршневих двигунів є перетворення зворотно-поступового руху поршня в обертальний рух вихідного валу [1]. Виконуючи свою основну функцію, конструкція механізму руху повинна бути перш за все надійною, безвідмовною, мати низькі механічні втрати, забезпечувати мінімальні габарити двигуна, а також бути простою у виготовленні, зборці та обслуговуванні.

У порівнянні з поршневими двигунами з класичною схемою кривошипно-шатунного механізму (КШМ), роторно-поршневі двигуни мають меншу масу та більш динамічні [2].

Однак поряд з перевагами роторні двигуни мають і деякі недоліки. Відповідно до основних недоліків можна віднести високу вимогу щодо

точності виготовлення та гірше ущільнення робочого простору [3]. Вирішення цих та інших недоліків можна за рахунок удосконалення існуючих конструкцій, створення принципово нових двигунів, застосування більш точного обладнання при виготовленні тощо.

На машинобудівному підприємстві ТОВ «Мотор-Плюс» спроектовано зразок роторно-поршневого двигуна нової конструкції 12РПД-4,4/1,75. При проектуванні та створенні роторно-поршневого двигуна використано досвід підприємства у створенні подібних типів двигунів [4]. У конструкцію нового роторно-поршневого двигуна внесено значний ряд принципів змін та враховано всі недоліки, що підтверджено патентом [5]. У конструкції даного роторно-поршневого двигуна, для розподілу повітря використовуються впускні та випускні отвори, перекриття яких здійснюється центральним ротором. Таким чином центральний ротор виконує функцію золотника та корпусу, в якому рухаються поршні. Поршні зв'язані між собою за допомогою плаваючих пальців та жорстких ланок таким чином, що утворюють шарнірний чотирикутник. У центрі шарнірного чотирикутника розміщено регулюючий кулачок, який дозволяє змінювати кут відкриття органів газообміну і тим самим регулювати режими роботи роторно-поршневого двигуна. Така конструкція КШМ є простою та надійною. Застосування золотникового розподілу повітря забезпечує досить просту та компактну конструкцію та досить добре ущільнення робочого циліндру.

Виконання корпусу роторно-поршневих двигунів (саме така будова й спроектованого зразка роторно-поршневого двигуна нової конструкції 12РПД-4,4/1,75) з внутрішньою циліндричною поверхнею дозволяє створювати економічні і компактні двигуни без зовнішніх деталей що обертаються. Така будова двигунів дозволяє зменшити вібрацію і зробити їх безпечнішими в роботі. Конструкція механізму руху двигуна 12РПД-4,4/1,75 є простішою за будовою порівняно з подібними роторно-поршневими двигунами.

Висновки

1. Розглянуто основні напрямки розвитку створення нових сучасних та вдосконалення існуючих роторно-поршневих двигунів.

2. Встановлено, що будова корпусу роторно-поршневих двигунів з внутрішньою циліндричною поверхнею, в якому розташований ротор з робочими циліндрами, дозволяє створювати економічні і компактні двигуни без зовнішніх деталей що обертаються.

3. На основі проведеного аналізу встановлено, що конструкція механізму руху спроектованого двигуна 12РПД-4,4/1,75 є простішою за будовою та технологією виробництва, а також надійнішою порівняно з подібними існуючими роторно-поршневими двигунами.

Література:

1. Зеленецкий С.Б. Ротационные пневматические двигатели [Текст] / С.Б. Зеленецкий, Е.Д. Рябков, А.Г. Микеров. – Л.: Машиностроение, 1976. – 240 с.

2. Абрамчук Ф.И. О достоинствах и целесообразности применения поршневого пневмодвигателя в составе автомобильной гибридной установки [Текст] / Ф.И.

Абрамчук, А.И. Воронков, И.Н. Никитченко // Вестник ХНАДУ: сб. научн. тр. – 2010. – Вып. 48. – С. 200 – 206.

3. Юша, В. Л. Оценка применимости бесконтактных уплотнений в рабочих камерах объемных компрессоров [Текст] / В. Л. Юша, А. А. Гуров, А. К.Беззатеев // Компрессорная техника и пневматика. – 2006. – № 2. – С. 28-31.

4. Voloshhuk, O. I., Shabalin, Yu. V., Frolov, V. K., Tyetyeryev, V. S. (1995). Porshneva mashyna. Patent UA, №7592.

5. Mytrofanov, O. S., Shabalin, Yu. V., Biryuk, T. F., Yefenina, L. O. (2019). Porshneva mashyna. Patent UA, №120489.

ОСОБЛИВОСТІ ВИБОРУ ЗАЗОРІВ ЦИЛІНДРОВОЇ ГРУПИ РОТОРНО-ПОРШНЕВИХ ДВИГУНІВ

Митрофанов О. С.

*доктор технічних наук, доцент кафедри двигунів внутрішнього згорання,
установок та технічної експлуатації Національного університету
кораблебудування імені адмірала Макарова м. Миколаїв, Україна*

Познанський А. С.

*кандидат технічних наук, доцент кафедри інженерної механіки та технології
машинобудування Національного університету кораблебудування
імені адмірала Макарова м. Миколаїв, Україна*

Широке використання пневмодвигунів зумовило велику кількість різноманітних конструкцій [1]. Однак незалежно від конструктивного виконання та призначення пневмодвигуни повинні забезпечувати максимальне енергоперетворення енергії потоку стиснутого повітря.

Потік стиснутого повітря, підведеного до робочого циліндра пневмодвигуна, можна умовно розділити на те, що використовується для здійснення роботи, й те, яке втрачається через зазори в місцях сполучення деталей. На величину втрат стисненого повітря пневмодвигунів напряду впливають - спосіб ущільнення сполучних деталей, правильність обраних зазорів, точність виготовлення, та інше.

На машинобудівному підприємстві ТОВ «Мотор-Плюс» було спроектовано та виготовлено зразок роторно-поршневого пневмодвигуна принципово нової конструкції РПД-4,4/17,5, що підтверджено патентом на винахід України [2]. У корпусі пневмодвигуна розміщено центральний ротор у якому радіально виконано дванадцять попарно-опозитних циліндрів. У циліндрах зворотно-поступово рухаються поршні. У корпусі пневмодвигуна також виконані впускні та випускні ресивери з повітряними каналами. При

повороті, центральний ротор відкриває впускні отвори і стиснуте повітря з впускного ресивера поступає до робочого циліндра пневмодвигуна де стиснене повітря розширюється та передає зусилля на два симетрично розташованих поршня й відповідно зв'язаним з ними рухомим ланкам. При цьому поршні, які рухаються до центра ротора здійснюють робочий хід, а інші два (зв'язані з ними у шарнірному чотирикутнику) – допоміжний хід, тобто забезпечують випуск відпрацьованого повітря. Внаслідок цього центральний ротор починає обертатися.

Негативний вплив на роботу роторно-поршневого двигуна має як надмірний зазор, так і недостатній. Так, надмірний зазор між поршнем та робочим циліндром призводить до підвищення витоків стиснутого повітря, збільшення інтенсивності ударів поршня по стінках циліндра, підвищення рівню шуму, збільшення зносу поршня та циліндру. Недостатній зазор призводить до виникнення задирів поршня та робочого циліндру, заклинювання поршня з подальшим розривом рухомих ланок механізму руху та пошкодженням бобишок поршня.

На величину необхідного зазору між поршнем та робочим циліндром, а також центральним ротором і корпусом роторно-поршневого двигуна мають вплив, перш за все, матеріали, з яких вони виготовлені, а також початкова температура стисненого повітря перед розширенням. Матеріал деталей впливає на величину зазору через коефіцієнт лінійного розширення, а початкова температура стисненого повітря – на кінцеву температуру відпрацьованого повітря на виході з пневмодвигуна.

Сполучна пара поршень–робочий циліндр для роторно-поршневого двигуна була виготовлена у двох варіантах:

- поршень з алюмінієвого сплаву, робочий циліндр чавунний;
- чавунний поршень та чавунний робочий циліндр.

Основні зазори сполучної пари поршень – робочий циліндр для роторно-поршневого двигуна були вибрані відповідно до рекомендацій [3].

Так, номінальний торцевий зазор, який забезпечує нормальну роботу роторно-поршневого пневмодвигуна у діапазоні температур від -25 до $+100$ °С, для чавунного поршня та чавунного робочого циліндра складає 25 мкм, а для поршня з алюмінієвого сплаву й чавунного робочого циліндра – 33 мкм.

Для оцінки величини обраних зазорів циліндро-поршневого сполучення роторно-поршневого пневмодвигуна коефіцієнт температурного (лінійного) розширення обирається залежно від матеріалу та температури [4].

Була проведена серія випробувань роторно-поршневого пневмодвигуна РПД-4,4/17,5 на різних режимах роботи з подальшою розборкою та дефектацією деталей. Візуальний огляд і заміри показали, що встановлені зазори є коректними та забезпечують необхідне ущільнення робочого циліндра.

Висновки

1. Розроблено практичні рекомендації щодо вибору оптимального зазору циліндро-поршневого сполучення роторно-поршневого пневмодвигуна РПД-4,4/17,5 з урахуванням матеріалу й температури сполучних деталей.

2. Проаналізовано вплив обраного матеріалу та температури сполучних деталей пневмодвигуна на величину зазору.

3. Установлено, що перевищення температури у 100 °С для варіанта виготовлення поршня з алюмінієвого сплаву та чавунного робочого циліндра призводить до заклинювання поршня з пошкодженням деталей руху.

Література:

1. Зеленецкий С.Б. Ротационные пневматические двигатели [Текст] / С.Б. Зеленецкий, Е.Д. Рябков, А.Г. Микеров. – Л.: Машиностроение, 1976. – 240 с.

2. Митрофанов О.С., Шабалін Ю.В., Бірюк Т.Ф., Єфеніна Л.О. (2019). Пат.на винахід України № 120489. Поршнева машина; заявл. № а201902189 10.09.2019 р.; опубл. 10.12.2019 р., бюл. № 23.

3. Кавахара М. Герметичные холодильные компрессоры [Текст] / М. Кавахара // Рэбото кумё кидзюцу. – 1970. – № 248. – С. 11–21.

4. Орлов П.И. Основы конструирования [Текст] / П.И. Орлов: справочно-методическое пособие в 3-х книгах. Кн. 1. – Изд. 2-е, перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1977. – 623 с.

МОДЕРНІЗАЦІЯ АВТОКОЛИВАЛЬНОГО ВІДРІЗНОГО РІЗЦЯ

Шумілов О. П.

*кандидат технічних наук, доцент кафедри інженерної механіки та технології
машинобудування Національного університету кораблебудування
імені адмірала Макарова м. Миколаїв, Україна*

Різання високоміцних сталей, а також високолегованих, жароміцних сплавів відрізняються низкою оброблюваністю. Для зазначеної групи матеріалів характерними є значні сили різання, створення міцної і вязкої зливної стружки, що викликає труднощі в роботі обладнання і служить джерелом виробничого травматизму.

Цим пояснюється розробка численних пристроїв для отримання дрібної стружки. Однак більшість з них має обмежене застосування, вимагає тривалих експериментальних досліджень.

Вібраційне різання металів як спосіб дроблення стружки вигідно відрізняється тим, що створює необхідний ефект у тих випадках, коли використання загальновідомих способів не дає позитивного результату. Разом з тим, більш простим і в багатьох випадках доцільним є використання для управління процесом утворення стружки, її дроблення, автоколивань, котрі обумовлені безпосередньо процесом різання. У цьому випадку відпадає

необхідність у спеціальному енергетичному джерелі коливань. Управління формою стружки побудовано на використанні для цієї мети пружної системи верстат-деталь-інструмент.

Відомі пристрої, що забезпечують раціональні зміни динамічних властивостей технологічної системи, прийнятої для даної операції.

Разом з тим, одним з підвидів токарного оброблення є різання з переміщенням інструмента тільки в радіальному напрямку (по осі Y-Y). За такою схемою проводиться порізка або обрізка заготовок, точіння різних канавок, пазів і т.п. із застосуванням канавкових, відрізних різців. Відомо також, що цей інструмент працює в несприятливих умовах, має обмежену за розмірами перерізу державку і часто виходить з ладу. Особливо це проявляється при точінні матеріалів, які відрізняються низькою оброблюваністю.

Відомий автоколивальний відрізний різець (авт. Свід .№ 1821292A1, опубліковано "Бюлетень винаходів", 1993, №22, автори Е. А. Станчук, О. П. Шумілов, Г. І. Панов., І. Д. Галімов, А. В. Рудаков) зі змінною ріжучою частиною має недосконалість. Вона полягає в тому, що в зміні ріжучої частини, встановленого на верстаті різця, беруть участь невеликі кріпильні деталі і задіяний слюсарний інструмент. Це викликає певні незручності для робочого, збільшує допоміжний час операції, не забезпечує суворого позиціонування ріжучої частини щодо оброблюваної деталі, веде до зміни кутів різання і погіршення роботи інструмента в цілому.

В данній роботі поставлено задачу удосконалення вузла кріплення ріжучої частини на повзуні при постійному забезпеченні необхідного базування змінного ріжучого елемента, спрощення процесу його установки і скорочення допоміжного часу операції в поєднанні зі стабільною роботою всього відрізного інструмента.

Поставлена задача вирішується шляхом зміни конструкції ріжучої частини і частково конструкції повзуна. На повзуні запропоновано виконати

спеціальний установчий "зуб". В свою чергу, ріжуча частина, забезпечена інструментальним матеріалом, має спеціальний виріз, котрий за формою повторює профіль "зуба" повзуна.

Висновки.

Використання запропонованого інструмента, в порівнянні з найближчим аналогом, забезпечує наступні переваги:

- підвищує надійність кріплення і сталість позиціонування змінного елемента,
- виключає застосування при заміні ріжучої частини слюсарного інструмента і додаткових кріпильних деталей,
- мінімізує витрати часу, пов'язані із заміною ріжучої частини при її поломці або зносі,
- експлуатація інструмента не вимагає високої кваліфікації робітника-верстатника.

ДОСЛІДЖЕННЯ ПЕРІОДУ СТІЙКІСТІ ІНСТРУМЕНТУ ВІД ІНТЕНСИВНОСТІ ОХОЛОДЖЕННЯ

Лисих А.Ю.

*кандидат технічних наук, старший викладач кафедри Енергетичного
машинобудування Первомайського навчально-наукового інституту
Національного університету кораблебудування ім. адмірала Макарова, м.
Первомайськ, Миколаївська область, Україна*

У статті представлено експериментальне дослідження залежності періоду стійкості інструменту від інтенсивності охолодження при свердлінні свердлами зі змінними багатогранними пластинами, що дозволить зменшити витрати потужності при застосуванні багатограних змінних пластин.

Постановка проблеми. Процес свердління використовується для одержання в суцільному металі глухих та наскрізних отворів, які відповідають 11-14 квалітетам точності, шорсткості $R_a50 \dots R_a12,5$. Цей процес пов'язаний з

рядом труднощів: зміною швидкості різання за довжиною різальної кромки від 0 до $V_{\max}$; необхідністю видалення стружки; низькою жорсткістю інструменту.

Під час процесу свердління конструкційних матеріалів інструмент знаходиться під дією значних осьових сил стискання P_0 та крутного моменту $M_{кр}$. Зазначені фактори лімітують обрані режими різання і є основними при розгляданні комплексу обмежень у завданні оптимізації [1, с.59].

Аналіз останніх досліджень та публікацій. Аналіз останніх досліджень показав, що при свердлінні отворів свердлами зі змінними багатогранними пластинками стійкість інструменту має залежність від інтенсивності охолодження в зоні різання [2, с.47], [3, с.62].

Визначення необхідної кількості охолоджувальної рідини дає можливість збільшити стійкість ріжучого інструменту.

Постановка завдання. Метою роботи є експериментальні дослідження щодо визначення необхідної кількості охолоджувальної рідини, яка забезпечить подовження періоду стійкості інструменту, що дозволить зменшити витрати на інструмент та зменшить собівартість виготовленої продукції.

Виклад основного матеріалу. Під час експериментальних досліджень на верстаті Оброблювальний Центр SPACE TURN LB 3000EX фірми ORUMA було використано свердла зі змінними пластинами наступних діаметрів Ø20, Ø24, Ø28 фірми SEKO [4, с.29], [5, с.35], [6, с.42] та водяна мастильно-охолоджувальна рідина Аквол -6,5 -20% емульсія. Після проведених 10^{ти} разових вимірювань витрат охолодженої рідини і періоду стійкості, а також потужності за кожним з режимів різання і проведено розрахунок середнього значення.

Результати вимірювань занесені до таблиці 1.

Таблиця 1 Результати вимірювання витрат охолоджувальної рідини при свердленні отворів свердлами зі змінними пластинами

Діаметри свердла D мм	Подача s мм/об.		Швидкість V м/хв		Оберти n хв. ⁻¹		Кількість витраченої охолоджувальної рідини за 1 хвилину V_v , л	
1	2		3		4		5	6
	min	max	min	max	min	max	min	max
Ø20	0,12	0,28	175,84	226,08	2800	3600	10	32
Ø24	0,14	0,32	155,24	199,70	2060	2650	13	38
Ø28	0,16	0,36	138,03	176,72	1570	2010	15	45
Ø36	0,18	0,38	127,21	166,17	1090	1470	20	57
Ø48	0,20	0,40	118,31	156,75	785	1040	28	75

Приводимо графік витрат мастильно-охолоджувальної рідини і графік залежності витрат потужності від діаметра свердла і подачі.

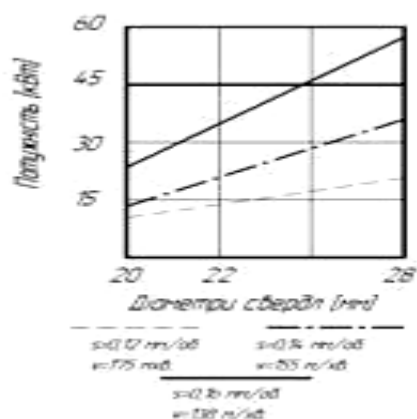
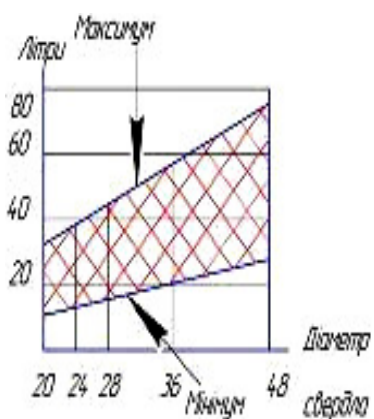


Рис. 1 Витрати мастильно-охолоджувальної рідини

Рис. 2 Графік залежності витрат потужності від діаметра свердла і подачі

Висновок. В результаті експериментальних досліджень встановлено, що при подачі мастильно-охолоджувальної рідини до зони різання зменшується коефіцієнт тертя і зменшується температура в зоні різання, внаслідок чого спостерігається подовження періоду стійкості інструменту. Також показано, що при збільшенні подачі і швидкості різання зменшується період стійкості та збільшуються витрати потужності.

Література

1. Дідик Р.П., Зіль В.В., Пацера С.Т. Розрахункові операції режимів механічної обробки матеріалів: точіння, свердління, зенкерування, розгортання: навч. посіб.. Дніпропетровськ: НГУ, 2013. 196 с.
2. Григурко І.О. Технологія обробки типових деталей та складання машин: навч. посіб.. Первомайськ: ППІ НУК, 2014. 72 с.
3. Островерх Є.В. Інструментальне забезпечення технологічних процесів обробляння матеріалів у машинобудуванні: навч. посіб.. Харків: НТУ «ХПІ», 2019. 270 с.
4. Каталог ріжучого інструменту 2019 URL: <http://www.secotools.com> (дата звернення 12.09.2019)
5. Каталог ріжучого інструменту 2015 URL: <http://www.widia.com> (дата звернення 24.09.2019)
6. Каталог ріжучого інструменту URL: <http://www.taegutec.com> (дата звернення 18.09.2019)
7. Безъязычный В.Ф., Аверьянов И.Н., Кордюков А.В. Расчет режимов резания: учеб. пособ.. Рыбинск: РГАТА, 2009, 183 с.
8. Смазочно-охлаждающие технологические средства и их применение при обработке резанием: справочник / Л.В. Худобин, А.П. Бабичев, Е.М. Булышев и др, – Москва: Машиностроение, 2006. 544 с.

ВИБІР ІНСТРУМЕНТАЛЬНОГО МАТЕРІАЛУ З ТВЕРДОГО СПЛАВУ ДЛЯ ОБРОБКИ ЛЕГОВАНИХ СТАЛЕЙ

Боду С.Ж.

*старший викладач кафедри інженерної механіки та технології
машинобудування Національного університету кораблебудування імені
адмірала Макарова, м. Миколаїв, Україна*

Газюка Д. О.

*студент Національного університету кораблебудування імені адмірала
Макарова, м. Миколаїв, Україна*

Конструкційні матеріали з підвищеними експлуатаційними властивостями стали невід'ємною рисою сучасного виробництва.

Такі матеріали суттєво розрізняються за характеристиками та призначенням (високоміцні та надміцні, корозійностійкі, жароміцні, жаростійкі тугоплавкі та ін.), будовою та основним елементом, що входить до складу (хромові, титанові, нікелеві, кобальтові, алюмінієві, вольфрамові тощо).

При різанні важкооброблюваних матеріалів головною проблемою є висока температура в зоні різання, що призводить до втрати міцності твердих сплавів та зниження стійкості інструменту. Вирішувати проблему доводиться коригуванням режимів обробки, тобто зниженням швидкості різання. Для більшості важкооброблюваних сталей і сплавів швидкість різання знижується в 2-20 разів у порівнянні зі звичайними конструкційними сталями. Так, наприклад, якщо прийняти швидкість різання для сталі 45 за 100%, то для нержавіючої сталі 12Х18Н9Т вона складе 50%, для жароміцної сталі 4Х12Н8Г8МФБ – 30%, для марганцевої сталі Г13Л – 10%, а для деяких жароміцних сплавів менше ніж 1 % [1].

Висока хімічна активність більшості важкооброблюваних матеріалів при температурах, що виникають при різанні, призводить до протікання активних

фізико-хімічних процесів на контактних майданчиках інструменту (поверхнева адгезія, дифузійні реакції між інструментальним та оброблюваним матеріалами) і є головною причиною інтенсифікації таких видів зношування ріжучого інструменту як адгезійно-втомний, хімічно-окислювальний та дифузійний.

Схильність важкооброблюваних матеріалів до наклепу призводить до зростання інтенсивності абразивного зношування. Підвищене тепловиділення за рахунок тертя в сукупності зі схильністю до адгезії інструментального та оброблюваного матеріалу призводить до прискореного зношування задньої поверхні ріжучого інструменту.

Для успішної роботи інструменту твердість інструментального матеріалу HV_i повинна бути вищою за твердість оброблюваного матеріалу HV_m . Однак збільшення твердості HV_i , призводить до збільшення крихкості та зниження тріщиностійкості, тому слід дотримуватися раціонального співвідношення HV_i/HV_m . Високу твердість інструментального матеріалу HV_i при відносно низьких температурах забезпечити нескладно, але при високих температурах вона різко зменшується.

Задачу підвищення стійкості інструменту необхідно вирішувати одночасно за декількома напрямками – використовувати композиційний твердий сплав з ультрадисперсною структурою, яка має високу твердість і об'ємну міцність, а також застосовувати високоміцні та жаростійкі зв'язки, що містять тугоплавкі метали як легуючі добавки [2].

Основними легуючими елементами виступають карбіди хрому, ванадію, ніобію, танталу, титану. Оскільки розмір зерна карбіду вольфраму грає у цьому велику роль, то легування має розглядатися, як засіб, що перешкоджає зростанню зерна карбіду вольфраму у процесі спікання, тобто як уповільнювач зростання зерна.

В якості легуючого елементу, що найбільш відповідає вимогам, можна використовувати рідкісноземельний метал реній Re.

Реній має низку унікальних властивостей:

- висока температура плавлення та рекристалізації ($t_{пл} = 3450\text{ }^{\circ}\text{C}$);
- високий модуль пружності;
- міцнісні та пластичні властивості, близькі до кобальту;
- не утворює стійких карбідів;
- взаємодіє з кобальтом із утворенням безперервного ряду твердих розчинів.

Кристалічна решітка ренію така сама, як у низькотемпературної модифікації кобальту, тому реній стабілізує низькотемпературну модифікацію, зберігаючи її до високих температур.

Добавка ренію сприяє підвищенню температури рекристалізації зв'язки, при виробництві твердих сплавів велике значення має його здатність безпосередньо не реагувати з азотом та воднем[3].

Завдяки легуванню сполучної фази ренієм відбувається збільшення її міцності, опору високотемпературній повзучості, також легування запобігає формуванню крихкої-фази. Реній виступає у ролі сповільнювача зростання зерен, а також збільшує змочуваність зерен WC, таким чином міцність адгезійного зв'язку між WC і основою зростає. Сплави з (Co–Re)-зв'язкою добре опираються термічній втомі та механічним ударам.

Сформульованим принципам відповідає склад твердого сплаву ВРК15 (85% WC; зв'язка 9% Re + 6% C).

Порівняльні випробування [3]показали наступне.

При 20 °C властивості сплаву ВРК15 і сплавів ВК10-ОМ та ВКЮ-ХОМ, які традиційно використовуються для обробки жароміцних сплавів, близькі.

При температурі 800°C твердість сплаву ВРК15 становить 900 HV, а сплаву ВКЮ-ХОМ ≈ 750 HV. Межа міцності за цієї температури сплаву ВРК15 становить 1000 МПа, сплаву ВКЮ-ХОМ ≈ 800 МПа.

При обробці жароміцних сплавів на основі нікелю та хрому проявляється істотна перевага сплаву ВРК15 (табл. 1) [3].

Таблиця 1. Інтенсивність зношування (I_h мкм/хв) сплавів ВКЮ-ХОМ та ВРК15 при обробці жароміцних сплавів ХН77ТЮР та Х65НВФТ

Сплав	I_h при обробці сплавів при швидкості різання, м/хв		
	ХН77ТЮР	Х65НВФТ	
	30	30	40
ВКЮХОМ	<u>102</u>	<u>60</u>	<u>410</u>
	9	8,5	1,2
ВРК15	<u>21</u>	<u>26</u>	<u>44</u>
	26	19,2	11,36
Примітки. 1. Режими різання: глибина різання $t = 1$ мм; подача $S = 0,15$ мм/об. 2. Чисельник – інтенсивність зносу (мкм/хв); знаменник – стійкість до зносу, що регламентується по задній поверхні, $A_z = 0,5$ мм.			

Перевага сплаву ВРК15 в порівнянні з ВКЮ-ХОМ очевидна і найбільш помітна при високих швидкостях різання. Інтенсивність зносу при обробці сплаву на основі хрому при швидкості різання 30 м/хв менше в 5 разів, а при швидкості 40 м/хв – в 10 разів.

Період стійкості змінюється майже аналогічно. Час роботи інструменту до регламентованого зносу при 40 м/хв приблизно в 10 разів більше для інструменту зі сплаву ВРК15. Аналогічний результат спостерігається і при обробці металу на основі нікелю (див.табл. 1) [3].

Література:

1. Режимы резания труднообрабатываемых материалов : Справочник / Я. Л. Гуревич [и др.]. – 2-е изд., перераб. и доп. – М. : Машиностроение, 1986. – 240 с.
2. Твердохлебов А. С. Повышение эффективности твердосплавного инструмента для резания труднообрабатываемых материалов / А. С.

Твердохлебов, А. С. Верещака, Ю. В. Максимов // Известия МГТУ «МАМИ». – М., МГТУ «МАМИ». – №2 (20). – 2014. – Т. 1. – С. 94-99.

3. Адаскин А. М. Инструментальные материалы в машиностроении: [учебник для вузов] / А. М. Адаскин. – М. : Форум : ИНФРА-М, 2015. – 319 с.

УПРОВАДЖЕННЯ МЕТОДІВ НЕ РУЙНУЮЧОГО КОНТРОЛЮ ПРИ ВИГОТОВЛЕНІ ВИРОБІВ МАШИНОБУДУВАННЯ.

Шумілов О. П.

кандидат технічних наук, доцент кафедри інженерної механіки та технології машинобудування Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова м. Миколаїв, Україна

Арістов В. В.

магістрант кафедри інженерної механіки та технології машинобудування Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова м. Миколаїв, Україна

Методи не руйнуючого контролю якості деталей знаходять широке застосування при реалізації технологічних процесів їх виготовлення. Одна з головних переваг цих методів- зберігання контрольованої деталі від пошкоджень та можливість її подальшого використання за призначенням.

К цим методам можна віднести методи магнітного контролю.

Магнітні методи контролю на реєстрації магнітних полів розсіяння, що виникають над дефектами або на визначенні магнітних властивостей, контрольованих виробів. Магнітні методи контролю відповідно до ГОСТ 18353-73 класифікують по способах реєстрації магнітних полів розсіяння або визначення магнітних властивостей контрольованих виробів (рис. .1). Магнітопорошковий метод є одним з найпоширеніших методів виявлення дефектів типу порушення сплошності металу. Метод має наступні переваги: високу чутливість; простоту контролю і можливість перевірки різних за

формою і розмірам деталей на одному і тому ж дефектоскопі; можливість контролю деталей, що знаходяться в конструкції; порівняно високу продуктивність контролю. Суть магнітопорошкового методу полягає в тому, що при намагніченні деталей з феромагнітних матеріалів в місцях розташування поверхневих і підповерхневих порушень сплошності (надалі – дефектів) відбувається розсіювання і вихід на поверхню деталі магнітних силових ліній, при цьому на краях дефектів утворюються магнітні полюси. При нанесенні на деталь суспензії з частками феромагнітного порошку до полюсів притягуються частки магнітного порошку, які вказують місце знаходження і конфігурацію дефекту.

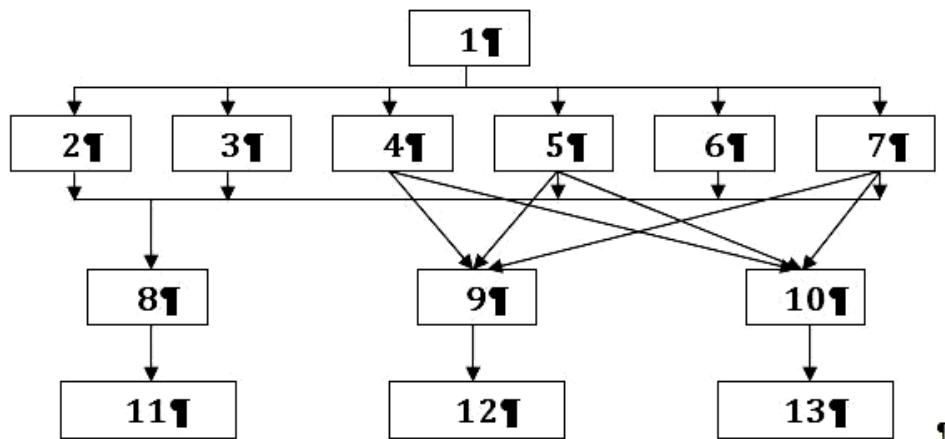


Рис. 1. Класифікація магнітних методів і сфери застосування: 1 – магнітні методи контролю; 2 – магнітопорошковий; 3 – магнітографічний; 4 – ферозондовий; 5 – перетворювача Холла; 6 – індукційний; 7 – пондеромоторний; 8 –дефектоскопія; 9 – вимір товщини; 10 – контроль структури і механічних властивостей; 11 – визначення поверхневих і підповерхневих дефектів типу порушень сплошності матеріалу у феромагнітних виробах; 12 – визначення товщини немагнітних і слабомагнітних покриттів на феромагнітних виробах, товщини азотованого і цементованого шарів, шару поверхневого гарту; 13 – визначення якості термообробки кількості магнітної фази в немагнітних сплавах, механічних

характеристик феромагнітних сталей, залишкового аустеніту, магнітної анізотропії.

Окрім виявлення дефектів типу несплошностей матеріалу (тріщин, волосовин, закатів, флокенів і ін.), магнітні методи дозволяють вирішувати завдання дослідження структури, визначати якість термообробки деталей, наявність і кількість залишкового аустеніту, магнітну анізотропію, контролювати процес розпаду твердого розчину і дисперсійного тверднення, визначати механічні характеристики феромагнітних сталей і чавунів по зміні їх магнітних характеристик, а також контролювати товщину цементованого або азотованого шарів і товщину шару поверхневого гарту виробів.

Магнітопорошковий метод дозволяє виявляти тріщини з шириною розкриття 0,001 мм, завглибшки 0,01 мм і більше. На чутливість магнітопорошкового контролю впливають такі чинники, як величина поля, що намагнічує, якість магнітного порошку, склад магнітної суспензії, товщина шару немагнітного покриття на поверхні контрольованої деталі і ін. Магнітопорошковий контроль проводиться способом прикладеного магнітного поля або способом залишкової намагніченості. Контроль на залишковій намагніченості має наступні переваги перед контролем в прикладеному магнітному полі: можливість установки деталі в будь-яке необхідне положення для хорошого освітлення поверхні і огляду неозброєним оком або із застосуванням луп, мікроскопів і інших оптичних приладів; можливість нанесення суспензії як шляхом поливу, так і шляхом занурення одночасно декількох деталей у ванну з суспензією; простоту розшифровки результатів контролю; меншу можливість припіку деталей в місцях їх контакту з контактними голівками дефектоскопу, оскільки для залишкового намагнічування струм пропускають по деталі короткочасно (0,01-1 с).

При реалізації МПК важливим є вибір способу намагнічування деталі, способу нанесення феромагнітного поршку на виріб та визначення розмірів його часток (високодисперсні чи грубодисперсні), розмагнічування виробів.

Виконувати МПК можливо на різноманітному обладнанні. Його вибір залежить від габаритних розмірів, форми та ваги контролюємих виробів.

Висновок. Магнітопорошковий контроль – один з найпоширеніших методів виявлення дефектів типу сплошності металу. Цей метод має високу чутливість, простоту контролю і можливість перевірки різних за формою і розмірами деталей. У розробленій технології виготовлення деталі – «вал» магнітний контроль проводиться після виконання всіх механічних операцій в кінці технологічного процесу. Магнітопорошковий контроль проводиться способом залишкової намагніченості. Цей контроль дозволяє виявити внутрішні дефекти матеріалу типа шліфувальних тріщин, розшарування матеріалу, пористість та інше. Для контролю деталі «вал» застосовується магнітний дефектоскоп УМДЕ-2500.

ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ДИНАМІЧНИХ ПОХИБОК ВЕРСТАТНИХ ПРИСТОСУВАНЬ НА ТОЧНІСТЬ МЕХАНІЧНОЇ ОБРОБКИ ДЕТАЛЕЙ

Поліщук В. А.

кандидат технічних наук, доцент, доцент кафедри інженерної механіки та технології машинобудування Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова, м. Миколаїв, Україна

Ніколаєв О.Л.

кандидат технічних наук, доцент, доцент кафедри інженерної механіки та технології машинобудування Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова, м. Миколаїв, Україна

Корулик С.О.

*магістрант кафедри інженерної механіки та технології машинобудування
Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова м.*

Миколаїв, Україна

Матвієнко Ю.М.

*магістрант кафедри інженерної механіки та технології машинобудування
Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова м.*

Миколаїв, Україна

Верстатні пристосування є складовою частиною пружної технологічної системи верстат-пристосування-інструмент-деталь. Тому динамічні характеристики верстатних пристосувань впливають на динамічні якості технологічної системи та на досягнення заданої точності механічної обробки. Цей вплив проявляється при близькості власних частот елементів пристосування і елементів головного контуру зв'язку динаміки технологічної системи через вплив парціальних коливальних контурів.

У той же час пристосування мають автономність, тобто одне і те ж пристосування може бути встановлено на різних верстатах. Тому вважаємо доцільним ввести єдину систему показників динамічної якості пристосувань. Враховуючи автономність пристосувань, вважаємо, що вони повинні мати специфічні, характерні тільки для них динамічні показники, а саме: жорсткість, приведену до положення закріпленої заготовки; точність (здатність забезпечувати і зберігати задане положення заготовки в процесі обробки); стійкість пружної системи пристосування при змінних навантаженнях з певним розмахом коливань сил різання в процесі обробки.

Динамічні явища в пристосуваннях викликають похибки положення заготовки, які є складовими загальної похибки установки. Дослідження впливу пристосувань на точність обробки виявили цілий комплекс похибок, викликаних динамічними явищами[1]. Ці похибки можна розділити на власні і вимушені.

Джерелами власної динамічної похибки є елементи конструкцій пристосувань, які виступають як інерційні і демпфіруючі елементи, що характеризуються певними параметрами (масою, моментом інерції, коефіцієнтом демпфірування, контактною жорсткістю тощо). Наявність в пристосуванні зазначених елементів призводить до спотворення положення заготовки в процесі обробки, тобто динамічної складової похибки установки.

Істотними є зовнішні впливи на пристосування, під впливом яких виникає вимушена похибка. Найбільш значні з них -- вібраційні впливи, які є наслідком процесу різання і роботи приводу верстата, на якому використовується пристосування. При цьому спостерігається вібрація двох видів: лінійна(зворотно-поступальні коливання) і кутова (крутильні коливання). Якщо рухома система пристосування невірноважена, то під впливом вібраційного прискорення виникає знакозмінна інерційна сила, яка розгойдує рухома систему, що призводить до динамічної змінної складової в похибці установки. Лінійна вібрація шкідливо впливає на механічну рухома систему пристосування при наявності зазорів в опорах, напрямних, в шарнірних з'єднаннях. При дії лінійної вібрації одночасно по двох взаємно перпендикулярних осях з однаковою частотою, зі зсувом по фазі виникає вібрація, що призводить також до зміщення заготовки.

Кутова вібрація (крутильні коливання) двояко впливає на точність пристосування. Якщо вісь крутильних коливань паралельна осі обертання рухомої системи, то в положенні заготовки створюється змінна складова установки, амплітуди якої можуть досягати значної величини при співпаданні частоти вібрації з частотою власних коливань пристосування. Якщо ж вісь крутильних коливань спрямована під кутом до осі обертання рухомої системи пристосування, то при певних умовах виникають відцентрові сили, що призводять не тільки до появи змінної складової похибки, але і до одностороннього зміщення похибки установки.

На підставі виробничих спостережень і даних досліджень [2] до динамічних похибок пристосувань слід віднести наступні: $\epsilon_H(t)$ -похибки зносу базових елементів, що змінюють положення заготовок у часі; $\epsilon_T(t)$ - похибки пристосування, викликані температурними деформаціями; $\epsilon_{\text{кол}}$ -похибки, обумовлені коливаннями технологічної системи і визначаються власними динамічними характеристиками пристосувань: масами, пружностями і демпфуючими властивостями. Тому коливання, в свою чергу, викликають похибки від інерційних сил (ϵ_{iH}), похибки демпфування в стиках ($\epsilon_{\text{дем}}$), похибки, викликані пластичними деформаціями в стиках пристосування під дією нормальних вібрацій при різанні ($\epsilon_{\text{пл}N}$), похибки, викликані тією ж природою, але коливаннями, дотичними до площини контакту ($\epsilon_{\text{пл}T}$). Методику розрахунку похибок $\epsilon_{\text{пл}N}$ і $\epsilon_{\text{пл}T}$ викладено у [1].

Висновок. Таким чином, при проектуванні точних пристосувань виникає проблема визначення динамічних похибок, тобто величин, що характеризують похибки положення заготовки в часі.

Підводячи підсумки огляду всіх складових похибки установки, слід зазначити, що більшість з них піддаються точному математичному розрахунку, що дає можливість створення математичної моделі і дозволяє розробити розрахункові програми для ПК для вирішення задач автоматизації розрахунків точності верстатних пристосувань.

Література

1. Ильицкий В.Б., Микитянский В.В., Сердюк Л.М. Станочные приспособления. Конструкторско-техническое обеспечение эксплуатационных свойств. – М.: Машиностроение, 1989. – С.99-101.

2. Поліщук В.А., Ніколаєв О.Л. Дослідження впливу зносу спряжених поверхонь елементів технологічних систем на точність обробки на верстатах з ЧПУ. – Вісник НУК. Електронне видання. – Миколаїв: НУК, 2015. – №2

ПІДВИЩЕННЯ РЕСУРСУ КОЛІНЧАСТОГО ВАЛА ДВИГУНА ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ

Боровик Є.Ю.

*магістрант освітньої програми «Технології енергетичного
машинобудування» Первомайського навчально-наукового інституту НУК
імені адмірала Макарова, м. Первомайськ, Україна*

Нестеренко В.В.

*к.т.н., доцент, завідувач кафедри енергетичного машинобудування
Первомайського навчально-наукового інституту НУК імені адмірала
Макарова, м. Первомайськ, Україна*

Ошовський В.Я.

*к.т.н., доцент, доцент кафедри теплоенергетики та технологій
машинобудування Первомайського навчально-наукового інституту НУК імені
адмірала Макарова, м. Первомайськ, Україна*

Серед факторів від яких залежить моторесурс ДВЗ значний вплив має знос спряжень шийок колінчастого валу з вкладишами. Цей знос має різні причини, серед яких основними є механічні властивості поверхонь тертя та їх геометричні характеристики, отримані в процесі викінчувальної обробки [1].

Для підвищення твердості поверхонь шийок валу використовують поверхневе гартування, хіміко-термічну обробку, а також нанесення покриттів за методами напилювання або осадження з газової фази чи з розчину[2].

При чистовій обробці валу утворюється певний профіль шорсткості. Важливим чинником зносостійкості є форма і розміри мікронерівностей та їх напрямок відносно напрямку руху. Відомо, що шорсткість поздовжня у напрямку руху точок поверхні валу є негативним фактором [2], в результаті якого погіршується утворення масляного клину. Тому шийки обробляють суперфінішуванням з шорсткістю поверхонь до $R_a=0,2$ мкм.

Важливою характеристикою шорсткості поверхні валів є відносна опорна довжина профілю мікронерівностей, яка визначає фактичну площину контакту на заданому рівні перерізу профілю (визначається відношенням опорної довжини профілю на заданому рівні до базової довжини, у відсотках). Чим більша опорна довжина профілю, тим більша частина поверхні сприймає силу тиску в процесі тертя, особливо в пусковий період. Збільшення опорної довжини профілю мікронерівностей зменшує питоме навантаження на матеріал контактуючої поверхні, плівка масла видержує більше навантаження без розриву і тому більший ресурс роботи спряження.

Зменшити і закруглити вершини профілю шорсткості валу, підвищити опорну довжину профілю можна електрохімічним поліруванням, яке у відзнаку від полірування абразивними матеріалами не залишає на обробленій поверхні слідів обробки і гострих вершин профілю. Електрохімічним поліруванням можна знімати з поверхні металу самі найдрібніші виступи шорсткості після механічної обробки. Суттєво зменшується шорсткість при попередній обробці до $R_a=0,5...0,06$. Це значно зменшує знос поверхні вкладишу.

Зменшує шорсткість і зміцнює поверхневий шар алмазне вигладжування, яке придатне для металів і сплавів практично будь-якої твердості [2]. Поверхні деталей з вуглецевих і легованих конструкційних сталей можуть піддаватися алмазному вигладжуванню як до так і після термічної обробки. Вигладжування виконується інструментом, який ковзає по поверхні деталі і має робочу поверхню у вигляді випуклої криволінійної поверхні. Для виготовлення інструменту використовують синтетичні алмази, корунди, мінералокераміку та тверді сплави. Припочатковій шорсткості $R_a=1,25$ мкм в загартованих деталях з сталі 40X при твердості HRC36...58 досягається шорсткість $R_a=0,32$ мкм; а в азотованій сталі 38XMЮА при твердості 65...67HRC шорсткість зменшується від $R_a=0,16$ мкм до $R_a=0,04$ мкм. При вигладжуванні мікротвердість може підвищуватися на 5...60%, а

47

глибина наклепаного шару може досягати до 400 мкм. На вигладженій поверхні виникають залишкові напруження стискання, що підвищує втомну міцність. Алмазним вигладжуванням можна ущільнювати і підвищувати твердість та зменшувати шорсткість покриття поверхонь деталей нанесених гальванічним чи іншими методами.

Слід відзначити, що при звичайній абразивній ремонтній обробці шийок колінчастого валу автомобіля ВАЗ досягають шорсткості поверхонь $R_a=0,4...0,2$ мкм [3]. Для шийок валів високо обертових судових дизелів призначають шорсткість $R_a=0,125...0,25$ мкм, для шийок інших дизелів $R_a=0,32...0,5$ мкм [5, 6].

Значний ефект підвищення зносостійкості і ресурсу роботи спряжень “шийки колінчастого валу – вкладиші” може дати притирання, яке зменшує взаємно відносні погрішності форми і розмірів поверхонь спряження та шорсткість валу і формує більш зносостійку структуру поверхневого шару підшипника ковзання. Послідуюче полірування шийок валу значно підвищує ресурс спряження.

Для підвищення ресурсу роботи спряжень “шийка колінчастого валу – вкладиш” можна рекомендувати після суперфінішної обробки алмазне вигладжування з послідуєчим електрохімічним поліруванням. Ще більшого ефекту можна досягти притиранням з послідуєчим електрохімічним поліруванням валу.

Дослідження для вибору оптимальних параметрів цих технологічних процесів та впровадження їх у виробництво може значно підвищити моторесурс двигуна внутрішнього згорання.

Література

1. Григорьев М.А., Пономарёв Н.Н. Износ и долговечность автомобильных двигателей. – М.: Машиностроение, 1976. – 248 с.

2. Отделочные операции в машиностроении: Справочник / П.А. Руденко, М.Н. Шуба, В.А.Огнивец и др.; Под ред. проф. П.А. Руденко. – 2-е изд., перераб. и доп. – К.: Техника, 1990. – 150 с.
3. Росс Твег Ремонт двигателей «Жигулей» - М.: Издательство «За рулём», 1977. – 128 с.
4. Словарь-справочник по трению, износу и смазке деталей машин / В.Д. Зозуля, Е.Л. Шведков, Д.Я. Ровинский, Э.Д. Браун; Под ред. И.М. Федорченко. АН УССР. Ин.-т проблем материаловедения. – 2-е изд., перераб. и доп. – К.: Наукова думка, 1990. – 264 с.
5. Технология производства судовых энергетических установок: Учебник / П.А. Дорошенко, А.Г. Рохлин, В.П. Булатов и др. – Л.: Судостроение, 1988. – 440 с.
6. I. Shvets, O. Hrabovenko, S. Dotsenko, V. Nesterenko. Results of the Experimental Research of the Medium Speed Diesel Engine Work on Soybean Oil. // Proceedings of 24th International Scientific Conference Transport Means, 2020: - Kaunas, Lithuania, 2020, pp. 671-675

ПІДВИЩЕННЯ РЕСУРСУ ДЕТАЛЕЙ ДВЗ ТЕХНОЛОГІЧНОЮ ОБРОБКОЮ

Трюхан О.В.

*магістрант освітньої програми «Технології енергетичного
машинобудування» Первомайського навчально-наукового інституту НУК
імені адмірала Макарова, м. Первомайськ, Україна*

Нестеренко В.В.

*к.т.н., доцент, завідувач кафедри енергетичного машинобудування
Первомайського навчально-наукового інституту НУК імені адмірала
Макарова, м. Первомайськ, Україна*

Ошовський В.Я.

*к.т.н., доцент, доцент кафедри теплоенергетики та технологій
машинобудування Первомайського навчально-наукового інституту НУК імені
адмірала Макарова, м. Первомайськ, Україна*

Основні деталі, які спрацьовуються від тертя і таким чином визначають термін до необхідного ремонту ДВЗ, – це деталі шатунно-поршневої групи, колінчастий вал з вкладишами, клапани та спряжені з ними втулки, спряження механізму розподільного валу.

В поверхневому шарі спряжень деталі мають різні дефекти будови [1]. Їх причиною є виникнення на стадії виготовлення деталі різного роду поверхневих дефектів, наприклад обрив і руйнування кристалічних решіток, порушення рівномірності зв'язків між атомами, утворення залишкових напружень розтягування і стискання. При обробці різальним інструментом на поверхні деталей утворюються шорсткість, хвилястість, а крім того метал в поверхневих шарах пластично деформується та наклепується, причому ступінь наклепу і товщина його шару через складність конфігурації деталей нерівномірні.

В той же час матеріал поверхневого шару тертя в процесі експлуатації деталі навантажений значно більше, ніж внутрішніх об'ємів, оскільки при експлуатації деталі, поверхня сприймає всі діючі навантаження, які крім того збільшуються через дію різного роду концентраторів напружень і контактних навантажень, сил тертя, інерції, температури і т.п.

Першим кроком до підвищення механічних властивостей поверхневих шарів деталей було застосування об'ємної термічної обробки: гартування і відпускання [2]. Але виникаючі при цьому окислення і знеуглецювання не дозволяли забезпечити стабільні і високі експлуатаційні властивості поверхневого шару деталей. Застосування в подальшому захисних, нейтральних газових середовищ привело до помітного підвищення цих властивостей. Проте практика показала, що об'ємна термічна обробка в

50

більшості випадків не забезпечує необхідних властивостей деталей, оскільки розподіл структури по перетину деталей не відповідає розподілу напруженого стану деталей при їх експлуатації.

Подальші успіхи підвищення міцності деталей пов'язані з різними методами поверхневого і об'ємно-поверхневого зміцнення [3].

Так, при використанні методів поверхневої пластичної деформації зменшується шорсткість поверхонь, підвищуються міцність поверхневого шару та точність, зносостійкість і втомна міцність деталей.

Ефективнішим стало гартування СВЧ, оскільки при цьому забезпечуються більша товщина зміцненого шару, вищий ступінь зміцнення та підвищення втомної міцності при збереженні в'язкості серцевини деталі.

Найбільш ефективним є застосування хіміко-термічної обробки. Наприклад, при цементації забезпечується можливість збільшення навантаження зубчастих передач більш ніж в 4 рази.

Подальший приріст властивостей деталей здійснювався за рахунок застосування комплексних технологічних процесів: об'ємної термічної обробки, поверхневої пластичної деформації, нанесення покриттів та ін.

До традиційних методів відносять об'ємне гартування і відпускання, поверхневе гартування з нагрівом СВЧ, цементацію, нітроцементацію, азотування, методи механічного зміцнення (накатку, дробоструменеву обробку).

Нові методи зміцнення, які ще не набули широкого поширення, але вже довели свою ефективність [1] - це термічна обробка у вакуумі, лазерне гартування і лазерне легування, іонне азотування, плазмово-вакуумне нанесення зносостійких покриттів, плазмове оплавлення поверхонь, газотермічне напилення та ін.

Для поверхневого гартування висококонцентрованими джерелами енергії використовують три види випромінювання: лазерне, електронне і світлове. Ці методи поки знаходяться на різних стадіях розвитку.

Дії цих видів випромінювань на поверхню деталі багато в чому аналогічні. Для зміцнення вибрану ділянку поверхні деталі спочатку нагрівають протягом 1...3 с до необхідної температури, а потім промінь переходить на іншу ділянку, або відводиться від деталі взагалі. Від нагрітої ділянки тепло за рахунок теплопровідності відводиться вглиб деталі. При цьому невеликі поверхневі об'єми металу охолоджуються із швидкістю більше критичної і гартування поверхневих шарів відбувається без застосування спеціальних охолоджуючих середовищ.

Переваги, характерні для цих методів зміцнення: відсутність спотворення деталей; локальне зміцнення важкодоступних місць деталей складної форми; чистота ведення процесу; самозагартування, яке дозволяє відмовитися від використання гартівних середовищ; забезпечення заданого профілю зміцненого шару; можливість використання дешевших і легкооброблюваних матеріалів.

Для підвищення ресурсу поверхонь тертя широко пропонуються і використовуються добавки в масла. Так, наприклад припускають, що геомодифікатори тертя на основі серпентинітів [4] можуть підвищити зносостійкість поверхонь в 2...4 рази. Суть методу основана на тому, що на поверхнях тертя може формуватися захисний металокерамічний шар товщиною до 20...30 мкм. Швидкість нарощування шару пропорційна локальним спалахам температури і тиску на локальних ділянках фактичного контакту. В зв'язку з цим шар утворюється першочергово на зношених ділянках спряження поверхонь, в результаті чого відновлюються розміри і форми деталей. На цій особливості основана ремонтно-відновлювана технологія, яка, дозволяє виконувати ремонт деталей без розбирання машин і механізмів і без виводу їх з експлуатації.

Одним з ефективних методів збільшення зносостійкості спряжених поверхонь колінчастого валу і бабітових вкладишів є обробка притиранням з одночасним шаржуванням наноалмазними порошками [5] або алмазно-

дисульфід-молібденовою сумішшю [6, 7]. Така обробка дозволяє підвищити геометричну якість поверхонь тертя та підвищити їх зносостійкість, зменшити коефіцієнт тертя і повністю усуває прихвати, що може значно збільшити ресурс колінчастих валів двигунів внутрішнього згоряння. Окрім того такий метод обробки не має термічного впливу на мікроструктуру і геометрію валу, а тому є перспективним.

Методи технологічної обробки деталей для підвищення їх ресурсу вибираються в кожному конкретному випадку залежно від експлуатаційних вимог до матеріалу деталей в об'ємі та в поверхневому шарі та за техніко-економічною ефективністю.

Література

1. Технология двигателестроения: Учебник /А.Л. Карунин, О.А. Дашенко, В.И. Гладков и др.; Под ред. А.И. Дашенко. – М.: Высш. шк., 2006. – 608 с.
2. Гуляев А.П. Металловедение. – М.: Металлургия, 1978. – 648 с.
3. Блантер М.Е. Металловедение и термическая обработка. – М.: ГНТИ, 1963. – 416 с.
4. Телух Д.М., Кузьмін В.Н., Усачев В.В. Введение в природу использования слоистых гидросиликатов в трибосопряжениях. – Интернет-журнал «Трение, износ, смазка» №3, июнь 2009. <http://www.74rif.ru/class-prisad.html>
5. Барышников С.О. Нанотехнологии и работа двигателей внутреннего сгорания (постановка эксперимента) // Журнал университета водных коммуникаций. 2009. №3. - С. 33-42.
6. Ошовський В.Я. Підвищення ресурсу колінчастого валу алмазно-дисульфідмолібденовою приробкою поверхонь тертя // Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин: Загально

державний міжвідомчий науково-технічний збірник. – Кіровоград: КНТУ, 2016. – Вип. 46. - С. 279-286.

7. I. Shvets, O. Hrabovenko, S. Dotsenko, V. Nesterenko. Results of the Experimental Research of the Medium Speed Diesel Engine Work on Soybean Oil. // Proceedings of 24th International Scientific Conference Transport Means, 2020: - Kaunas, Lithuania, 2020, pp. 671-675

БЕЗТЕРМІЧНА КІНЦЕВА ОБРОБКА ПОВЕРХОНЬ ТЕРТЯ СПРЯЖЕНЬ ДВИГУНІВ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ

Нестеренко В.В.

*к.т.н., доцент, завідувач кафедри енергетичного машинобудування
Первомайського навчально-наукового інституту НУК імені адмірала
Макарова, м. Первомайськ, Україна*

Важливим чинником підвищення зносостійкості деталей ДВЗ є зміна складу і будови поверхневого шару спряжень тертя при кінцевій обробці.

Існують різноманітні методи нанесення покриття на поверхні тертя деталей машин з метою підвищення їх твердості і зносостійкості. Але в основному вони пов'язані з термічним впливом на поверхні в процесі покриття або насичення твердими компонентами. Окрім того покривають або насичують поверхню однієї деталі - сталюого валу, а друга деталь, втулка або вкладиші виконують роль підшипника ковзання і виготовлені з антифрикційного матеріалу без приробки до валу.

Вал твердіший за підшипник і повинен зношуватися менше чим підшипник. Але на практиці при фінішної обробці на поверхні валу можуть утворюватися припали, ділянки з пониженою твердістю, а на вершинах виступів шорсткості структурні складові з малою мікротвердістю. Мають місце відхилення форми і розташування та виступи шорсткості. Ці недоліки значно зменшують дійсну площу контакту поверхонь та збільшують питомі

навантаження на локальних ділянках, часто більше допустимих [1, 5]. Особливо ці недоліки впливають на початку обертання валу або при його зупинці, коли колова швидкість відносного руху контактуючих поверхонь не відповідає умовам утворення мінімального масляного шару між поверхнями та заданої несучої здібності підшипника. В результаті утворюються продукти зносу валу, які в умовах недостатньої товщини масляного шару насичують поверхню деталі, яка виконує роль підшипника, тобто має за принципом Шарпі м'яку основу. Стальні частинки, які втиснуті в м'яку фазу підшипника, за властивостями відрізняються від твердих фазових складових тим, що мають властивість приварюватися на локальних ділянках до поверхні валу. В подальшому вони відриваються. Це призводить до зносу валу та утворенню подряпин на обох поверхнях спряження.

Останнім часом для підвищення зносостійкості приділяється увага методам зміни будови поверхневого шару спряжень без використання нагріву: нанесенням твердого мастила [2]; шаржуванням поверхонь сталей наноалмазним включеннями [3].

Високі показники зносостійкості шийок колінчастого валу надає насичення обох поверхонь тертя в процесі притирання наноалмазним порошком у суміші з мастилом, яке містить дисульфід молібдену [4].

Можна виконувати шаржування поверхонь точно виготовлених деталей окремо - розрізними втулками змащеними вказаною сумішшю. Внутрішньою полірованою поверхнею однієї сталеної втулки слід обробляти поверхню валу, а зовнішньою, теж полірованою – внутрішню поверхню підшипника. При цьому втулка притискається робочою поверхнею до деталі відповідними цанговими затискними та розтискними пристосуваннями. Такий метод міг би підвищити зносостійкість, корозійну стійкість і надійність роботи, наприклад точних деталей паливної апаратури дизельних ДВЗ - голки і корпусу розпилювача, плунжера і гільзи паливного насоса та ін.

Алмазні структурні складові надають поверхням тертя таких властивостей: низький коефіцієнт тертя, хімічна інертність, висока твердість включень і зносостійкість поверхонь, перетворення виступаючих вершин алмазних включень при локальних тисках і нагрівах в графіт, що попереджує появу задирок та ін.

Таким чином запропонований метод може дати високий ефект підвищення зносостійкості і ресурсу деталей ДВЗ, які працюють в умовах тертя при помірних температурах.

Література

1. Ошовський В.Я. Виробничі технології як альтернатива обкатування деталей ДВЗ // Загальнодержавний міжвідомчий збірник. Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин, вип. 43, ч. 1. – Кіровоград: КНТУ, 2013. – 384 с., с. 320-325.
2. Цветков Ю.Н., Тарасов В.М. повышение эффективности дизелей нанесением на поршни твердого смазочного покрытия, содержащего дисульфид молибдена // Вестник государственного университета морского и речного флота им. адмирала С.О. Макарова . 2010. №1 (5). С.45-52.
3. Барышников С.О. Нанотехнологии и работа двигателей внутреннего сгорания (постановка эксперимента) // Журнал университета водных коммуникаций. 2009. №3. - С. 33-42.
4. Ошовський В.Я. Підвищення ресурсу колінчастого валу алмазно-дисульфідмолібденовою приробкою поверхонь тертя // Загально державний міжвідомчий науково-технічний збірник. Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин, вип. 46. – Кіровоград: КНТУ, 2016. – С. 279-286.
5. I. Shvets, O. Hrabovenko, S. Dotsenko, V. Nesterenko. Results of the Experimental Research of the Medium Speed Diesel Engine Work on Soybean Oil.

ІОННЕ АЗОТУВАННЯ ДЛЯ ТЕХНОЛОГІЇ ПІДВИЩЕННЯ ЗНОСОСТІЙКОСТІ ДЕТАЛЕЙ ДВЗ

Ошовський В.Я.

*к.т.н., доцент, доцент кафедри теплоенергетики та технологій
машинобудування Первомайського навчально-наукового інституту НУК імені
адмірала Макарова, м. Первомайськ, Україна*

В ДВЗ широко використовують деталі з легованих сталей та чавунів, в яких окремі поверхні працюють в умовах рідинного тертя. На такі поверхні діють постійні і знакозмінні навантаження. Важливою умовою збільшення ресурсу роботи цих деталей є зносостійкість, яка в свою чергу залежить в основному від твердості поверхні тертя.

Тому відповідальні і крупні вали виготовляють з легованих сталей, а поверхні тертя для отримання високої твердості азотують. Звичайне азотування виконують при температурі 500...700°C в герметичних печах, в які подають аміак. Аміак розпадається з утворенням атомарного азоту, який дуже повільно при контакті з поверхнями деталі насичує поверхневий шар. Азот хімічно з'єднується з легуючими компонентами і утворює в мікроструктурі поверхневого шару дуже тверді хімічні сполуки – нітриди легуючих компонентів, які і надають високу зносостійкість валу.

Але слід відзначити головні недоліки такого азотування. По перше - використовується шкідливий для органів дихання аміак. Печі мають витяжну вентиляцію. При відкриванні печі аміак може попадати в приміщення. По друге - електричні печі для азотування мають велику потужність порядку 60...100 кВт, а повільне насичення азотом на 0,3...0,6 мм триває 60...80

годин. Таким чином на термічний процес звичайного азотування витрачається дуже багато електроенергії, що не відповідає вимогам енергозбереження.

Сучасні наукові дослідження показують, що найбільш техніко-економічним методом насичення поверхонь деталей азотом для зносостійкості, а також для підвищення втомної міцності є іонне азотування.

Таке азотування виконується в вакуумній камері під дією електричного поля і проводиться таким чином. В розрідженій до 1...10 мм рт. ст. атмосфері азоту між катодом (деталлю) і анодом збуджується тліючий електричний розряд. Іони азоту, бомбардуючи поверхню катода, нагрівають її до температури насичення, 470...580°C. Робоча напруга коливається від 400 до 1100В, а тривалість процесу становить від декількох хвилин до 24 годин. Знижений тиск необхідний для стабільного горіння тліючого розряду.

В процесі азотування поверхні вкриті ореолом розрядів нагріваються і адсорбують атомарний азот, який проникає шляхом дифузії вглиб деталі.

Іонне азотування застосовується в зарубіжній практиці для підвищення стійкості ріжучого інструменту, але його можна використати також в технологіях виготовлення деталей ДВЗ з конструкційних легованих сталей.

Іонне азотування має дуже багато переваг перед пічним:

- велику швидкість насичення;
- отримання дифузійних шарів заданого фазового складу і будови;
- можливість проведення регульованих процесів азотування;
- відсутність деформації деталей в процесі іонного насичення;
- велика економічність процесу;
- процес нетоксичний і відповідає вимогам щодо захисту навколишнього середовища.

Іонне азотуванні може використовуватися як викінчувальна операція для підвищення зносостійкості внутрішніх поверхонь гільз циліндрів з легованих чавунів, а також колінчастих валів, клапанів, шестерен механізму

газорозподілу, розподільчих валів та інших деталей при виготовленні їх з легованих сталей.

Таким чином технологія іонного азотування може значно підвищити зносостійкість деталей ДВЗ і сприятиме значному збереженню електроенергії та екологічній безпеці.

Література

1. Каплун В.Г., Гладкий Я.М., Снозик О.В. Дослідження ефективності іонного зміцнення твердосплавного інструменту / Проблеми трибології. - 1996. - №1. - С. 81-84.

2. Каплун В.Г., Пастух І.М., Снозик О.В. Оптимізація параметрів режиму іонного азотування твердосплавного інструменту / Проблеми сучасного машинобудування. - Хмельницький: ТУП, 1996. - С. 104-106.

АНАЛІЗ ПЕРСПЕКТИВНИХ МЕТОДІВ ВИГОТОВЛЕННЯ ЗАГОТОВОК КОЛІНЧАСТИХ ВАЛІВ ПОТУЖНИХ ДВЗ

Дударчук Є. С.

*магістрант освітньої програми «Технології енергетичного
машинобудування» Первомайського навчально-наукового інституту НУК
імені адмірала Макарова, м. Первомайськ, Україна*

Нестеренко В. В.

*к.т.н., доцент, завідувач кафедри енергетичного машинобудування
Первомайського навчально-наукового інституту НУК імені адмірала
Макарова*

м. Первомайськ, Україна

Ошовський В. Я.

*к.т.н., доцент, доцент кафедри теплоенергетики та технологій
машинобудування Первомайського навчально-наукового інституту НУК імені
адмірала Макарова, м. Первомайськ, Україна*

За звичайними технологіями заготовки багатоопорних колінчастих валів потужних дизелів виготовляють куванням зі злитків і поковок, маса, яких перевищує у 8...10 і в 4...5 разів масу готового валу. Для кування використовують преси з силою стискання до 12000 тон, унікальне верстатне обладнання та потужні підйомні транспортні засоби. Крім того при механічній обробці заготовок перерізаються волокна, що знижує міцність валу. Тому пошук спрощених і техніко-економічних методів виготовлення заготовок колінчастих валів потужних ДВЗ є актуальною проблемою [1].

Останнім часом стала популярною технологія лиття заготовок колінчастих валів за випалюваними піномоделями. Модель для виливка, який має масу до декількох тон вирізають з пінополістиролу нагрітим ніхромовим дротом, наприклад, по шаблонах. Далі виготовляють форму, яка містить в собі піномодель, заливають металом, а модель при цьому вигоряє.

Ця технологія дозволила зробити крок уперед серед конкурентів на шляху до ефективних технологій машинобудування. Цехи і дільниці з цією гнучкою технологією розповсюджені по всьому світі - від Америки до Китаю, на заводах General Motors, Ford Motors, Fiat. Світове виробництво відливків цим способом перевищує 1,5 млн. тон на рік.

В інституті електрозварювання ім. Є.О.Патона розроблене електрошлакове зварювання і лиття [2], яке здійснюють оплавленням зварювальних кромок і електрода теплом, що виділяється при проходженні струму крізь розплавлений шлак.

Цей спосіб на початку використовувався для зварювання вертикальних швів заготовок великої товщини, що забезпечувало більш високу продуктивність у порівнянні з ручним і багат шаровим автоматичним зварюванням у нижньому положенні. При такому зварюванні можна забезпечити високу чистоту розплавленого металу, тому що метал рідким шлаком очищається також від шкідливих домішок. Електрошлакове

зварювання й наплавлення завоювали широку популярність і визнання в багатьох країнах світу. Потім була розроблена технологія лиття цим способом.

Для виготовлення заготовки колінчастого валу електрошлаковим литтям заздалегідь виготовлені шийки валу з'єднуються у заготовку послідовним чи одночасним електрошлаковим заливанням щок у спеціальних формах. Переваги цього способу – висока чистота хімічного складу сплаву щок, які з'єднують шийки, відсутність ліквіації, раковин, внутрішніх напружень, формувальних сумішей, ливникових систем, прибутків, висока точність форми і розмірів та якість поверхонь заготовок. Коефіцієнт використання матеріалу за цим способом досягає 0,98. Недолік способу – висока вартість технологічного спорядження для лиття. Однак перші дослідні і виробничі результати показали що електрошлаковий метод має ряд переваг порівняно з куванням.

Особливо великі перспективи у виготовленні заготовок колінчастих валів потужних ДВЗ має спосіб з'єднання окремо виготовлених елементів валу, наприклад щок і шийок або колін, електричним стиковим контактним зварюванням, яке ґрунтується на виділенні тепла при проходженні електричного струму крізь стикові кромки з'єднання. В місці доторкання кромки виділяється велика кількість тепла яка розігріває кромки до зварювального стану. Послідуочим їх стисканням і осадкою завершується процес зварювання. При такому зварюванні забезпечується надійна дрібнозерниста структура і висока міцність шва у відзнаку від інших методів зварювання.

Інститутом електрозварювання імені Є.В.Патона розроблено і досліджено декілька способів такого зварювання [1,3]. Працюючи з 1971 року з інститутом, Каховський завод електрозварювального устаткування, випустив ряд унікальних машин для контактного стикового зварювання рейок. А в 2020 році поставив Укрзалізниці сучасні мобільні рейкозварювальні комплекси встановлені на спеціалізованому шасі Volvo FH з колісною формулою 8*4 для зварювання рейок на залізничному шляху [4,5]. У

м.Первомайську Миколаївської області машини Каховського заводу використовуються підприємством РЗП-13 для зварювання рейок довжиною 0,8...5 км.

Інститутом електрозварювання ім. Є.О.Патона проведені також дослідні роботи по виготовленню крупних (діаметр шийки 200 мм) багатоопорних колінчастих валів із штампованих елементів сталі 34ХН1М методом їх контактного зварювання безперервним оплавленням [1]. Механічні випробування зразків шва одно колінних елементів валу показали, що після гартування з температури 850°С та відпускання при 600°С метал з'єднання має таку ж міцність, як і основний метал. Встановлено, що зварні колінчасті вали більш економічні за вали виготовлені вільним куванням на пресах.

Стикове контактне зварювання колінчастих валів потужних дизелів при програмному автоматичному регулюванні швидкості оплавлення надає високу точність з'єднуваних частин. Так ексцентриситет попередньо шліфованих, а потім зварених поверхонь досягав до 0,05 мм. Метод використовується в США та інших країнах.

Таким чином, найбільш перспективним, ефективним і техніко-економічним методом виготовлення заготовок і відновлення колінчастих валів є метод електричного стикового контактного зварювання, який може бути впроваджений на підприємствах двигунобудування.

Література

1. Сварные коленчатые вали. URL :<https://mash-xxl.info/page/173142128238076045076055169207235008132179020205/>
2. Боженко Л.І. Технологія машинобудування: Проектування та виробництво заготовок :Підручник. Львів : Світ, 1996. 368 с.
3. Пат. UA 46820, 6 В 23К 11/04, С2 Україна. Спосіб контактного стикового зварювання оплавленням / С. І. Кучук-Яценко, О. В. Дідковський, М. В. Богорський та ін. — Опубл. 17.06.2002.

4. Укрзалізниця отримала перші рейкозварювальні машини на платформі Volvo Trucks. URL :<https://www.railinsider.com.ua/ukrzaliznyczya-otrymala-pershi-rejkozvaryuvalni-mashyny-na-platformi-volvo-trucks/>

5. N. Fidrovskа, E. Slepuzhnikov, I. Varchenko, S. Harbuz, S. Shevchenko, M. Chyrkina, V. Nesterenko. Determining stresses in the metallic structure of an overhead crane when using running wheels of the new design Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. PC Technology Center Ukrainian State University of Railway Transport, 1/7 (109), 2021, pp.22-31

THE METHODOLOGY OF TESTING OF A KNOWLEDGE-INTENSIVE PRODUCT FOR TRIBOTECHNOLOGIES

S. J. Bodu

*Senior lecturer of the department of engineering mechanics and mechanical
engineering technology of Admiral Makarov National University of Shipbuilding,
Ukraine, Nikolaev City*

R. V. Gladkiy

*Student of Admiral Makarov National University of Shipbuilding, Ukraine, Nikolaev
City*

The life cycle of a product is a sequence of hypothetical models with their subsequent implementation. Thus, the consumer forms a functional and parametric order, the designer turns it into a design model, and then the technologist can implement it as a physical model, using a variety of technological methods. The physical model is tested by operation, which evaluates all previous engineering work.

In most mechanical systems, reliability and resources depend on wear and tear phenomena, and the causes of failure are most often formed at the manufacturing stage, at the technological stage [1, p. 178-186; 2, p. 182-184].

It seems expedient to analyze and control the reliability problems of science-intensive mechanical systems at the stage of testing the design for manufacturability by introducing the section of testing for tribotechnological capability [3, p. 21-22, 4, p. 17-18, 5, p. 3-7]. Tribotechnology is a surface property (friction pair, unit, machine as a whole) necessary and sufficient to provide a given resource at minimum costs for design, manufacturing and operation of the product. In this case, special attention should be paid to knowledge-intensive mechanical systems [6, p. 51-58].

A knowledge-intensive product (KIP) can be characterized by a number of similar attributes:

- Functional requirements of different physical nature are provided by a complex interconnected complex of systems and units;
- A wide range of parts, systems and units with an extreme design and technological complexity of the parts (a marine Gas-turbine engines have over 5,000 component names);
- Complicated types of part loadings due to high values of complicated types of component loading due to high values of operating process parameters (pressure, temperature and speed), which complicated types of part loadings due to high values of the operation process parameters
- Ensuring reliability of the KIP requires an adequate response tribotechnologies: the design and technology are more rigid in terms of precision, use of a wide range of materials with specific. The use of a wide range of materials with specific properties (alloyed, high-strength, high-temperature steels non-ferrous and titanium alloys) and technologies for hardening friction pair surfaces (nitriding, cementation, hardening, and HFI);
- Creation of the KIP at each stage of the life cycle (engineering, manufacturing of the KIP at each stage of the life cycle (design, production and finishing of a prototype, serial production, operation, repair and disposal) is continuously accompanied by each stage of the lifecycle (engineering, production,

prototype development, serial production, operation, repair and disposal) is continuously accompanied by cooperation with research organizations. Dozens of modifications are made to the operating parameters, engineering and technology during the life cycle.

- The applied experimental-docking complexes require modern control and measuring equipment and automated testing systems.

The qualitative algorithm for testing the KIP for tribotechnologies is the following sequence:

- Analysis loads of the tested units: type, nature of the impact, limit values, exposure time, etc. Loads as mechanical and other types of loads (thermal, chemical, etc.).
- Analysis of damage types of KIP parts and assemblies, Fig. 1.

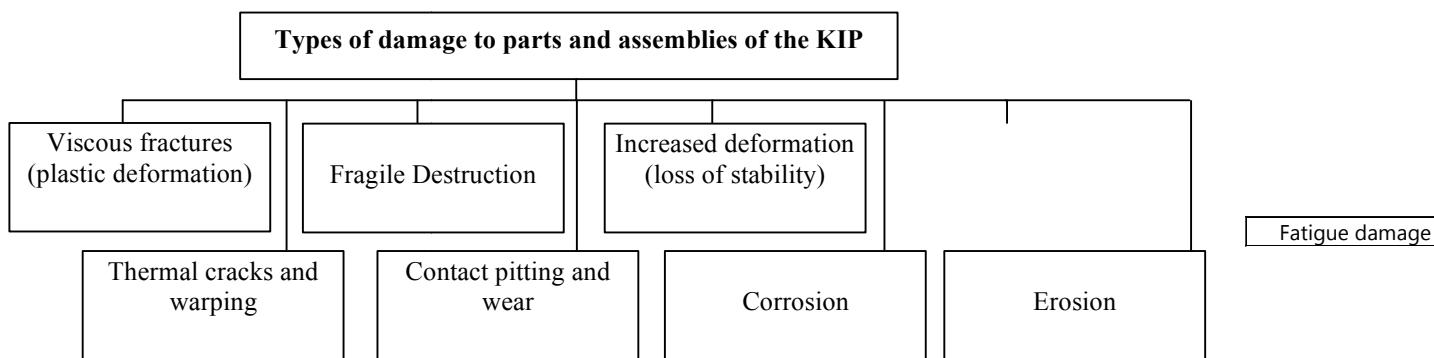


Fig. 1. Types of damage to parts and assemblies

- Identifying types of friction – by kinematic feature and by the presence of lubricant.
- Identifying types of wear and tear. It is important to identify the leading typewear and tear, and it is necessary to exclude the unacceptable, as well asaccidental, caused by irregularities in design, production andoperating conditions, lubricant grade, etc. After determining the type of friction and type of wear it is desirable to experimental verification of the hypothesis of the leading type of wear, which isIt is especially important for units working in non-stationary conditions, under the influence of a multitude of changing

factors (ingress of abrasives, high temperature, aggressive environment, alternating loads, lubrication interruptions, etc. intermittent lubrication, etc.).

- Determination of the main friction pair and the pair of the minimum resource of the mechanism [7, p. 41-46]. The main friction pair determines the occurrence of a parametrical failure, the pair of minimal resource – failure functioning.
- Determination of tribotechnological principle which will allow to solve the problem of a resource and selection of a direction of optimization - that characteristic which change will give the necessary result. It can be reduction of friction coefficient, contact stresses, increase of surface wear resistance, reduction of temperature in the friction zone, introduction of reserve properties, etc.
- Selection of an optimization zone (body, counterbody, lubricant) where it is easier, cheaper and more effective to make changes structurally and technologically.
- Choice of tribotechnological quality optimization method, etc. method of changing the properties of the body, counterbody or lubricant. For example, to reduce the friction coefficient, it is possible to change the material (gray cast iron can be replaced with high-strength), change the material properties (hardness), surface properties (micro- and macrogeometry), lubrication conditions, lubricant, additive to it, etc.
- Calculation of parameters and characteristics of the technological process, providing the necessary properties (modes of cutting, hardening, other types of processing, tools, technological environment, equipment, etc.).
- Development of material and technical support of technological process. This includes designing and manufacturing of machining and inspection tools, tooling, equipment.
- Production and testing of a product prototype (unit, friction pair, etc.).
- Development of the technological process of the pilot batch of the product.
- Determination of tribotechnological indicators of the product.

- Making adjustments to the adopted technical solutions. Preparation for serial production of the product.

The above qualitative algorithm for testing the product for tribotechnological properties gives a general idea. A specific product will require refinement.

References

1. Чихос Х. Системный анализ в трибонике / Х. Чихос; Перевод с англ. С. А. Харламова. – М. : Мир, 1982. – 351 с.
2. Соловьев С.Н. Основы триботехнологии // Основы технологии судового машиностроения. / С.Н. Соловьев. – 2-е изд. – Л.: Судостроение, 1983. – 358 с.
3. Бутенко В.И. Триботехнологическое проектирование технологических процессов / В.И. Бутенко. – *Машиностроитель*. – 1988. – № 10. – С. 21-22.
4. Коффманн К. Технологически ориентированное проектирование / К. Коффманн. – *Автомобильная промышленность США*. – 1988. – № 2. – С. 17-18.
5. Соловьев С.Н. Триботехнологическая ориентация процесса создания новой техники. Сб. науч. тр. «Триботехнология судового машиностроения». – Николаев : НКИ. – 1990. – С. 3-7.
6. Адгамов Р.И. Наукоемкое производство авиационных двигателей / Р.И. Адгамов, Ю.П. Катаев – Изв. вузов. *Авиационная техника*, № 1, 1995. – С. 51-58.
7. Соловьев С.Н. Основы триботехнологии / С.Н. Соловьев, С.Ж. Боду, Е.В. Трофимова . – Николаев: НУК, 2018. – 236 с.

АНАЛІЗ ЕНЕРГОЕФЕКТИВНОСТІ СИСТЕМ ЗМАЩЕННЯ

Дем'яненко Г.С.

*магістрант Національного університета кораблебудування імені
адмірала Макарова, м. Миколаїв, Україна*

Шаповалов Ю.О.

*кандидат технічних наук, доцент, доцент кафедри експлуатації
суднових енергетичних установок та теплоенергетики Національного
університету кораблебудування імені адмірала Макарова, м. Миколаїв,
Україна»*

Семенов М.М.

*доцент НУК кафедри експлуатації суднових енергетичних установок
та теплоенергетики Національний університет кораблебудування імені
адмірала Макарова, м. Миколаїв, Україна*

Занепокоєння щодо глобального потепління навколишнього середовища викликало інтерес до підвищення енергоефективності всіх видів машин. На жаль, коли справа доходить до управління енергоспоживанням, мастило іноді не береться до уваги. Тим часом економія енергії в таких установках може бути досягнута за рахунок зосередження уваги на конкретних компонентах, таких як насоси, двигуни, фільтри та охолоджувачі, які встановлені всередині систем. Як показав аналіз літератури втрати енергії, пов'язані з мастилом, складаються в основному з втрат на збівтування та тертя. Коефіцієнт граничного тертя, коефіцієнт в'язкості тиску та в'язкість при високих температурах і високих зсувних навантаженнях це три вирішальні характеристики мастила у визначенні ефективності використання теплової енергії [1]. Дослідження щодо мастила було проведено на машині для лиття під тиском. Згідно з результатами цього експерименту, перехід з традиційної гідравлічної олії на синтетичну гідравлічну олію може призвести до економії енергії більш ніж на 15% від поточного енергоспоживання [2]. Ґрунтуючись

на аналізі попередніх досліджень, увага була зосереджена на конкретних змінах параметрів мастила для досягнення більшої енергоефективності в цьому дослідженні. Системи змащення та газового ущільнення необхідні для ефективної та надійної роботи технологічного обладнання, такого як компресори, турбіни, редуктори та насоси. Системи змащення розроблені з урахуванням характеристик процесу, вимог ДСТУ та міжнародних стандартів. Головні елементи системи змащення є маслоохолоджувачі, масляні фільтри, насоси, двигуни, прилади для вимірювання тиску і температури, масляні резервуари [3].

Базова схема системи змащення загального призначення показана рис.1.

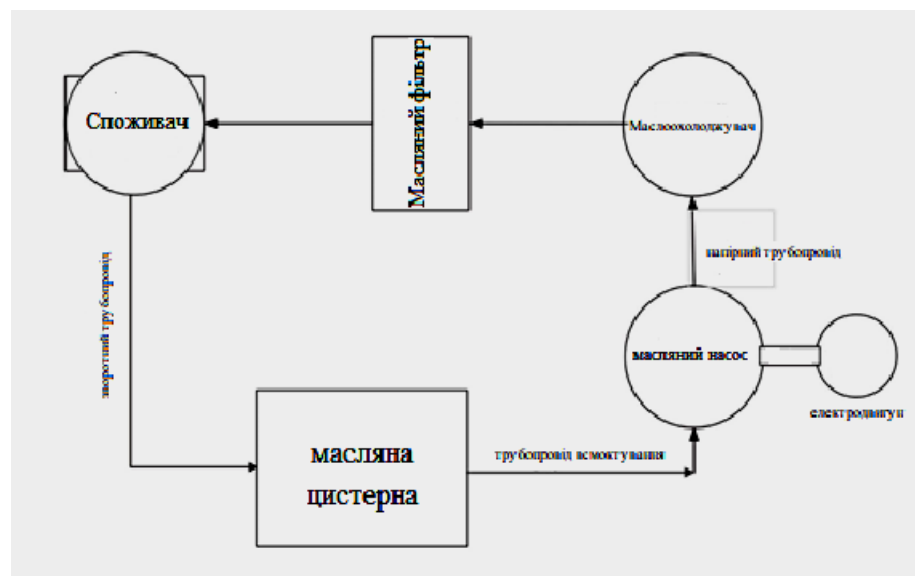


Рис. 1. Базова схема системи змащення[3].

Метою дослідження [4] було аналіз та визначення заходів щодо підвищення енергоефективності систем змащення. Для цього було проаналізовано базу даних центру промислової оцінки, в яких були зроблені рекомендації щодо оцінки, пов'язані з мастилом. В основному існувало два оціночні коди рекомендацій, пов'язаних із мастилом: «2.4312: Поліпшити практику змащування» та «2.4314: Використовувати синтетичні мастильні матеріали». Аналізована база даних відноситься до періоду з 1980-х по 2020

рік, надані рекомендації з мастильних матеріалів, мають потенціал економії до 39 ГВт*г енергії.

Базовий розрахунок енергозбереження проаналізовано за формулами[4], де визначались: економія витрат за енергію, збільшення річних витрат за технічне обслуговування, річна чиста економія витрат. За запропонованими формулами було визначено роль різних елементів для енергозбереження. У таблиці 1 представлена розбивка енергії по елементам системи змащення та рекомендації з її вдосконалення.

Таблиця 1. Системні рекомендації щодо енергозбереження

Елемент системи	Можливі втрати енергії	Загальна рекомендація
Масляний насос	Витік масла через сальники насоса	Регулярна перевірка та обслуговування; механічні ущільнення насоса [5]
Охолоджувач мастила	Надмірне використання води через забруднення	Регулярне очищення труб у кожухотрубних теплообмінниках і пластин у пластинчасто-каркасних теплообмінниках [6]
Масляний фільтр	Підвищені перепади тиску на фільтрі через засмічення фільтруючих елементів	Регулярний моніторинг перепаду тиску на фільтрі та заміна елемента щоразу, коли падіння тиску перевищує заздалегідь визначений пороговий рівень
Електричний двигун для масляного насоса	Використання двигунів з меншою ефективністю.	Використовування вискоефективних двигунів
	Двигун має нижчий коефіцієнт потужності, через що він споживає більше реактивної потужності	Використовування двигунів із вищим коефіцієнтом потужності, ніж ті що встановленні

Маслопровід	Перепади тиску в системі трубопроводів	Зведення до мінімуму різких вигинів, великих відстаней в трубопроводах, а також раптового розширення та раптового зменшення діаметрів труб
-------------	--	--

Література:

1. L.A. Bronshteyn and J.H. Kreiner. “Energy Efficiency of Industrial Oils,” Tri- bology Transactions, vol. 42, no. 4, pp. 771-776, 1999/01/01 1999, doi: 10.1080/10402009908982281.
2. F.L. Quilumba, L.K. Lee, L.K. Lee, and A. Harding. “Improving Hydraulic System Ener- gyEfficiency.”
3. V.P. Patel and D.G. Coppins. “Selection Of API 614, Chapter 3, General Purpose Lube Oil System Components For Rotating Process Equipment,” in Proceedings of the 18th International Pump Users Symposium, 2001: Texas A&M University. Turbomachinery Laboratories.
4. IAC Recommendations Database. [Online]. Available at [https://iac.university/ searchRecommendations](https://iac.university/searchRecommendations)
5. Lawrence Berkely National Laboratory, Resource Dynamics Corporation, Alliance to Save Energy. Improving Pumping System Performance—A Sourcebook for Industry. U.S. Department of Energy and the Hydraulics Institute. DOE/GO-102006-2079. May2006.
6. HRS Hevac. Plate Heat Exchanger—User and Maintenance Manual. 2017. Available at [https://www.hrshevac.co.uk/wp-content/uploads/2017/06/HRS-Hevac-PHE-gasket- ed-OM-Manual-2017.pdf](https://www.hrshevac.co.uk/wp-content/uploads/2017/06/HRS-Hevac-PHE-gasket-ed-OM-Manual-2017.pdf) (accessed7/21/2022).

СЕКЦІЯ №2
Технології CAD/CAE/CAM у проектуванні, створенні та експлуатації технічних систем

**РОЗРОБКА НОВИХ КОНСТРУКЦІЙ КОМПАКТНОГО
МЕТАЛООБРОБНОГО УСТАТКУВАННЯ З ВИКОРИСТАННЯМ CAD
СИСТЕМ**

Новошицький А. В.

*кандидат технічних наук, доцент кафедри інженерної механіки та технології
машинобудування Національного університету кораблебудування імені
адмірала Макарова, м. Миколаїв, Україна*

Довгорученко В.Ю.

*магістрант кафедри інженерної механіки та технології машинобудування
Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова , м.
Миколаїв, Україна*

Хвастунова К.В.

*магістрант кафедри інженерної механіки та технології машинобудування
Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова , м.
Миколаїв, Україна*

Компактні металообробні верстати забезпечують виготовлення малорозмірних деталей приборів, паливної апаратури, різноманітних механізмів, ювелірних виробів. Вони застосовуються також в експериментальних і модельних лабораторіях ВУЗів, НДІ та великих підприємств, на малих виробництвах та у домашніх майстернях [1, 2].

У сучасних умовах використовуються компактні верстати або закордонного, або радянського виробництва, які за своїми технологічними, експлуатаційними або габаритними характеристиками часто не задовольняють кінцевого користувача. Відновлення вітчизняного верстатобудування, можливо, може розпочатися із запуску виробництва конкурентоспроможних

компактних верстатів. Перспективним є створення конструкцій малогабаритних токарних та фрезерних верстатів, оптимальних за критерієм мінімуму наведених витрат на проектування та виготовлення, що мають задані технологічні можливості [3].

Використання систем тривимірного проектування забезпечує можливість максимально гнучкого підходу до проектування та дозволяє отримувати оптимальні конструкції верстатів, адаптовані до існуючих технологічних можливостей та наявності готових чи доступних елементів конструкції [3], що дозволяє суттєво знизити собівартість виготовлення, кардинально скоротити терміни на технологічну підготовку виробництва та запуск у серію (рис. 1)[4].

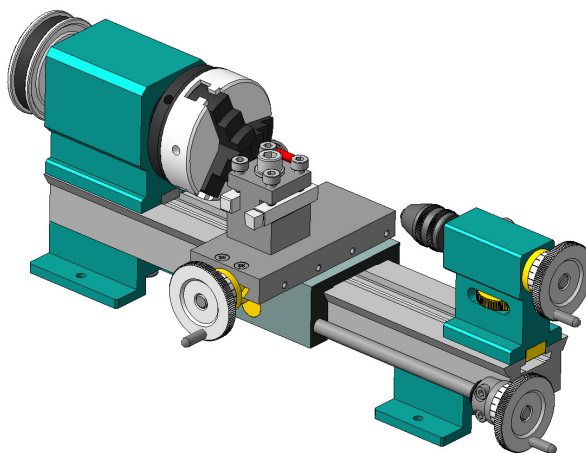


Рис. 1. Модель компактного токарного верстата

Застосування принципів уніфікації та агрегатізації у поєднанні з використанням систем тривимірного проектування дає змогу змодельовати новий готовий виріб з розширеною функціональністю шляхом додавання до існуючої моделі нових модулів.

Прикладом може бути компактний токарний верстат, оснащений додатковою фрезерною колоною, що використовує передню бабку в якості

фрезерної головки (рис. 2) [5]. Після такої модифікації з'являється можливість вертикального фрезерування та свердління.

Також, з використанням цих принципів може здійснюватися проектування верстатів суміжної групи – фрезерних, у яких доцільно використовувати вже спроектовані деталі та складальні одиниці (рис. 3).

Окремо слід зазначити, що практика впровадження в навчальному процесі отримання студентами знань та вмінь тривимірного проектування за допомогою CAD систем, а також практичних навичок роботи на металорізальному обладнанні, дозволяє суттєво підвищити рівень майбутніх фахівців [6].

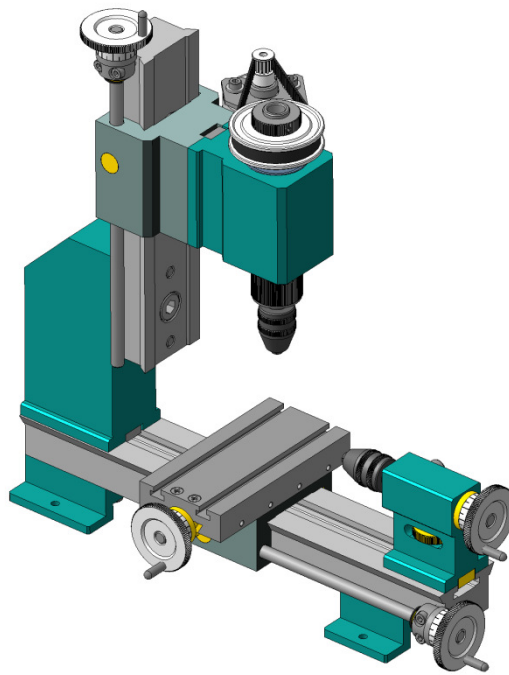


Рис. 2. Модель компактного токарного верстата, який трансформований у в вертикально-фрезерний

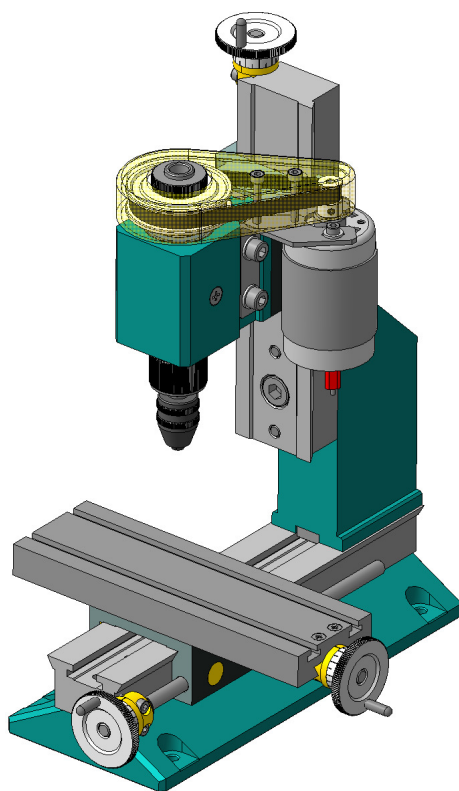


Рис. 3. Модель компактного фрезерного верстата

Висновок. Використання систем тривимірного проектування для розробки нових конструкцій компактних металорізальних верстатів, за умови їх подальшого виробництва, дозволить задовольнити потреби потенційних користувачів та може стати віхою у відродженні вітчизняної верстатобудівної галузі.

Література:

1. Martin, J. (1998) Tabletop Machining: A Basic Approach to Making Small Partson Miniature Machine Tools. Vista, California: Sherline Products Inc.
2. Eichardt, J. (2005) Kleindrehmaschine im Eigenbau. Baden-Baden: Verlag für Technik und Handwerk GmbH.
3. Новошицкий А. В. Использование морфологического анализа при проектировании компактных токарных станков [Текст] / А. В. Новошицкий, М. А. Сергиенко, Д. А. Коваль, К. С. Лепёхина, М. А. Чикал // Суднова

енергетика: стан та проблеми: Матеріали IX Міжнародної науково-технічної конференції, 7-8 листопада : тези допов. – Миколаїв: НУК, 2019.

4. Новошицкий А. В. Применение систем трехмерного проектирования при разработках новых конструкций компактных токарных станков [Текст] / А. В. Новошицкий, В. В. Ткаченко // Актуальні проблеми інженерної механіки: Матеріали VI міжнародної науково-технічної конференції, 21 жовтня : тези допов. – Миколаїв: НУК, 2020.

5. Новошицкий А. В. Применение систем трехмерного проектирования при разработках токарных станков с расширенной функциональностью [Текст] / А. В. Новошицкий, Д. В. Вдов // Актуальні проблеми інженерної механіки: Матеріали VI міжнародної науково-технічної конференції, 21 жовтня : тези допов. – Миколаїв: НУК, 2020.

6. Новошицкий А. В. Проектирование и изготовление действующего металлорежущего оборудования в учебном процессе [Текст] / А. В. Новошицкий, Д. Н. Кравченко // Актуальні проблеми інженерної механіки: Матеріали VI міжнародної науково-технічної конференції, 21 жовтня : тези допов. – Миколаїв: НУК, 2020.

**АВТОМАТИЗАЦІЯ РОЗРАХУНКІВ ПАРАМЕТРІВ ТЕХНОЛОГІЇ
ВИГОТОВЛЕННЯ ТОНКОСТІННИХ ПРОФІЛІВ ГНУТТЯМ З
ПОЗДОВЖНІМ РОЗТЯГОМ**

Новошицкий А. В.

*кандидат технічних наук, доцент кафедри інженерної механіки та технології
машинобудування Національного університету кораблебудування імені
адмірала Макарова, м. Миколаїв, Україна*

Сучасне суднобудівне виробництво характеризується необхідністю використання великої номенклатури тонкостінних деталей і профілів із сучасних високоміцних корозійностійких сталей, конструкційних і легованих сталей, алюмінієвих сплавів і металопласту. Традиційні технології виготовлення таких деталей прокаткою і штампуванням є енергоємними й у ряді випадків не можуть забезпечити необхідну якість виготовлених деталей та економічну доцільність. У сучасних умовах раціональним є виробництво тонкостінних профільних деталей безпосередньо на суднобудівному підприємстві на основі технології профілювання гнуттям з поздовжнім розтягом [1, 2] з використанням відповідного профілюючого устаткування [3].

Розрахунок параметрів для налаштування профілювального устаткування, а також розрахунок геометричних параметрів технологічного оснащення для отримання відповідної конфігурації профілю є достатньо трудомістким завданням, яке передбачає отримання сумісного рішення задачі пружнопластичного згину штаби з поздовжнім розтягом [4] та рівняння пружного розвантаження для кожної криволінійної ділянки профілю.

Спеціалізованого програмного забезпечення для вирішення подібних задач не існує, а використання системи Mathcad не дозволяє добитися швидкості і зручності отримання результатів та вимагає наявності ліцензії.

Для вирішення цієї проблеми було прийнято рішення розробки власного відповідного програмного забезпечення. З метою досягнення зручності користування та мобільності для реалізації було обрано Flutter. Flutter – комплект засобів розробки та фреймворк для створення мобільних додатків для Android та iOS, веб-додатків, а також настільних додатків для Windows, macOS та Linux з використанням мови програмування Dart, розробленої корпорацією Google.

В результаті було розроблено мобільний додаток, який дозволяє проводити розрахунки параметрів, що необхідні для налаштування профілювального устаткування, сили затискання заготовки в кінцевих

затискачах F_{Π} та сили попереднього розтягу штабової заготовки F_z , (рис. 1), а також розрахунки геометричних параметрів кінцевих затискачів та профілювальних роликів для отримання відповідної конфігурації профілю (рис. 2 а). Для профілів, які мають декілька криволінійних ділянок з різними геометричними параметрами, розрахунок проводиться послідовно для кожної ділянки (рис. 2 б).

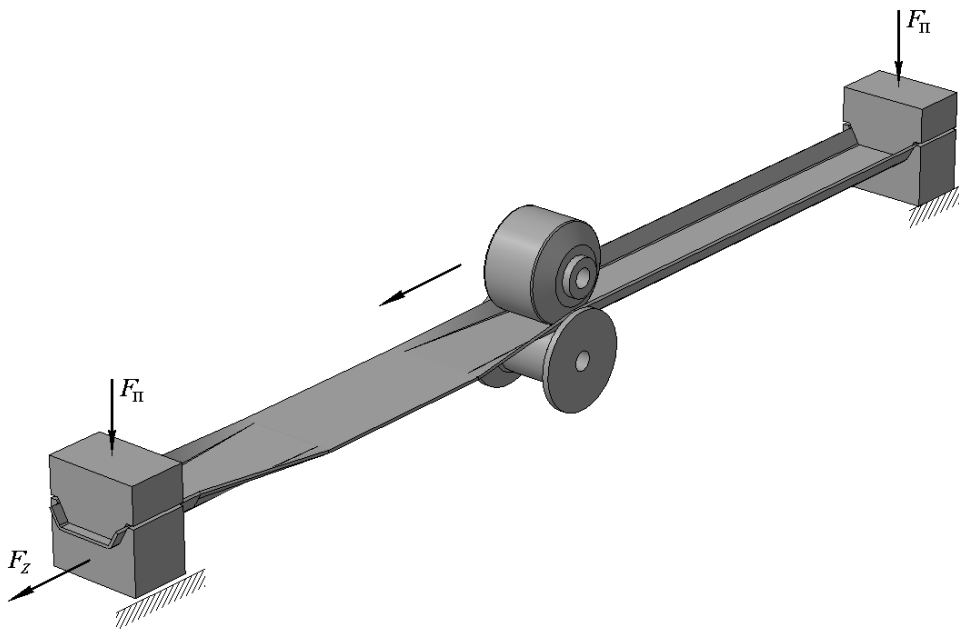


Рис. 1. Схема виготовлення профілю згідно технології гнуття з поздовжнім розтягом

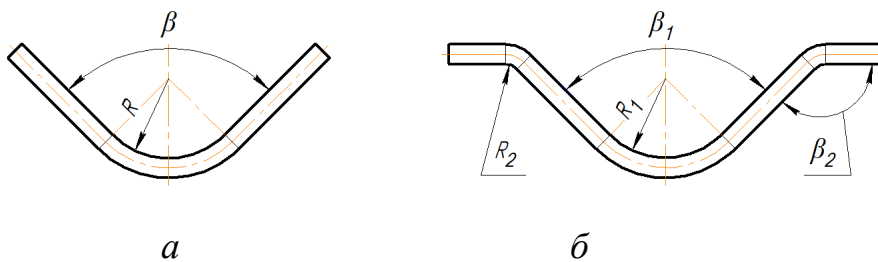


Рис. 2. Приклади профілів з однією та декількома криволінійними ділянками

Перший екран передбачає введення розмірів перерізу штабової заготовки (ширина і товщина) та механічних властивостей її матеріалу

(границя текучості, модуль пружності, відносний модуль зміцнення) (рис. 3 а). Також на екрані передбачена можливість вибору мови додатку та отримання довідкової інформації.

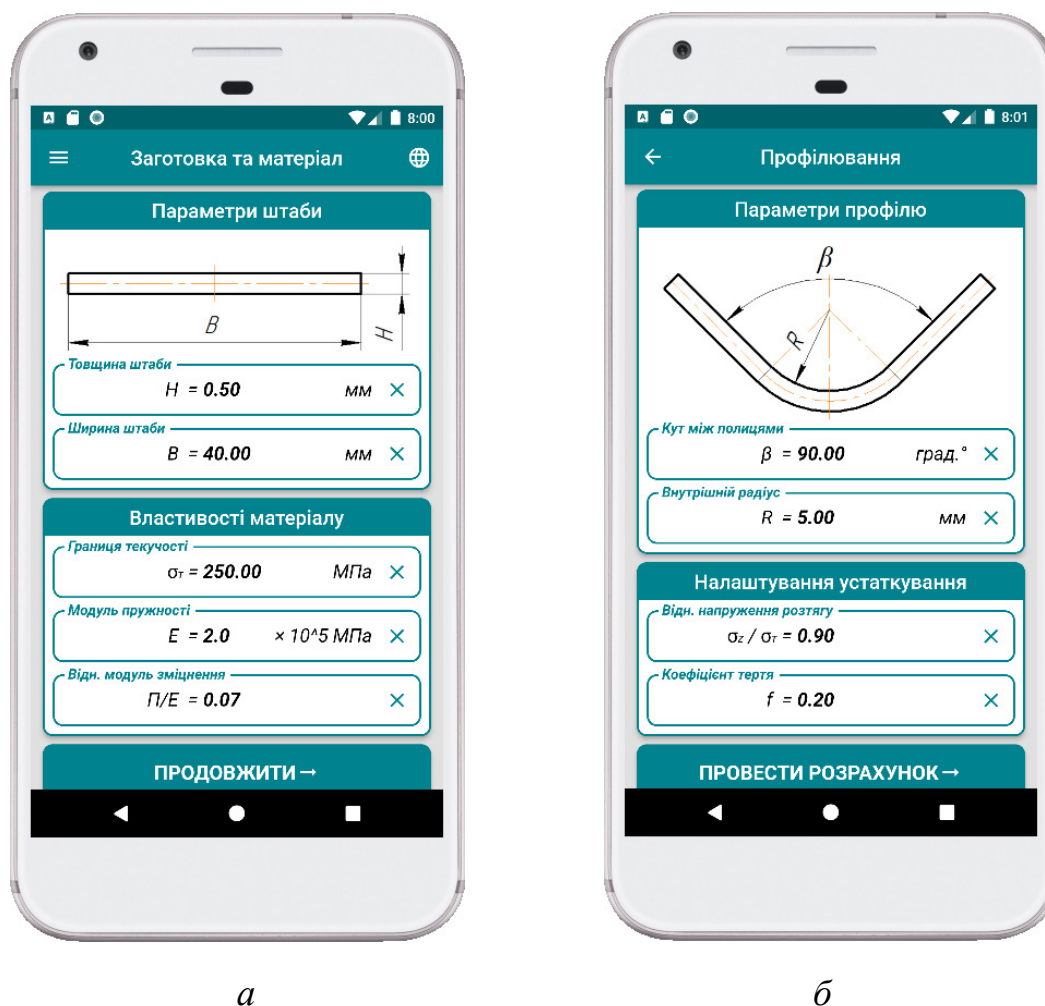


Рис. 3. Екрани введення даних для розрахунку

Другий екран – введення геометричних характеристик ділянки профілю, що розраховується (внутрішній радіус і кут між полицями), а також, деякі характеристики профілювального устаткування, необхідні для проведення розрахунків (відносні напруження розтягу і коефіцієнт тертя матеріалу штабової заготовки в кінцевих затискачах) (рис. 3 б).

На третьому екрані(рис. 4) виводяться результати розрахунків:

1) для налаштуванняпрофілювального устаткування – сила затискання кінцевих ділянок заготовки і сила попереднього розтягу штабової заготовки;

2) для проектування кінцевих затискачів і профілювальних роликів – геометричні характеристики для отримання потрібної форми ділянки профілю, що виготовляється (кути між полицями та внутрішні радіуси згину).

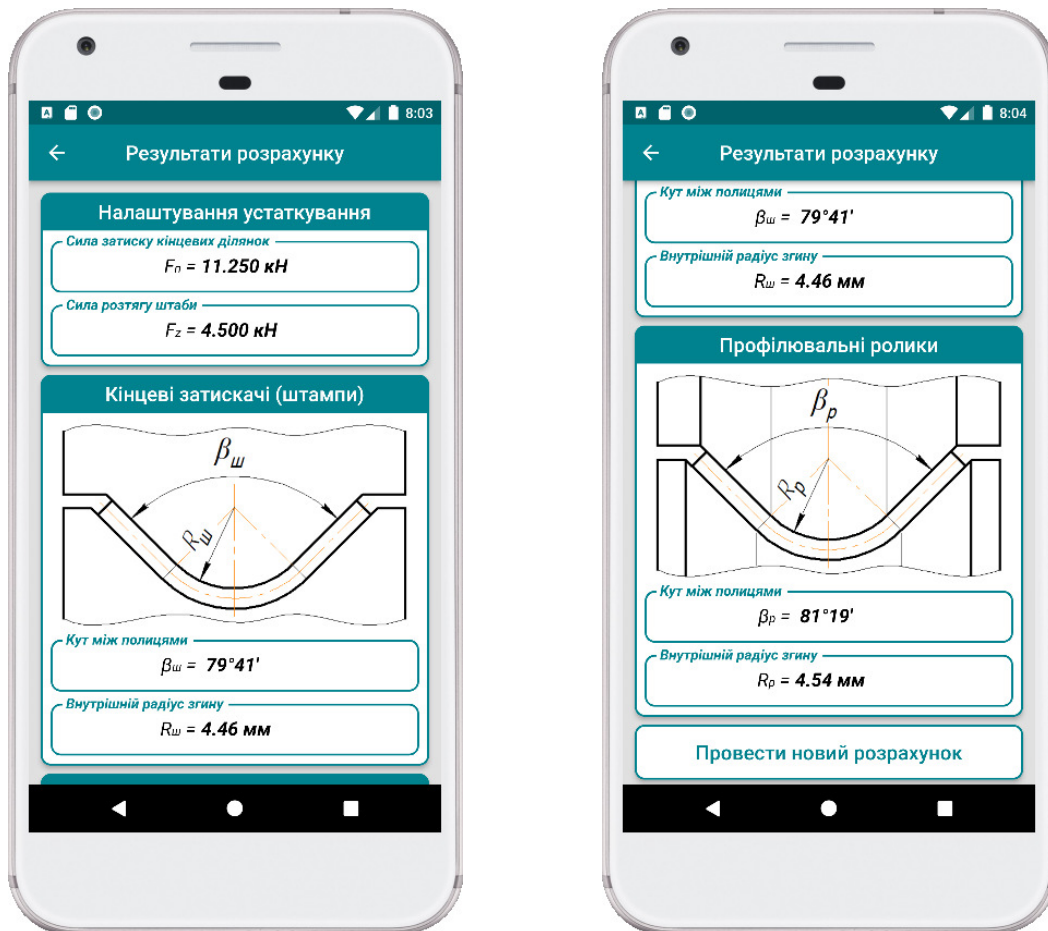


Рис. 4.Екран з результатами розрахунків

Висновок. Застосування розробленого додатку дозволить кардинально скоротити час на технологічну підготовку виробництва тонкостінних профілів гнуттям з поздовжнім розтягом за рахунок автоматизації розрахунків геометричних параметрів технологічного оснащення та силових параметрів профілювального устаткування.

Література:

1. Новошицкий А. В. Технология изготовления модульных конструкций малотоннажных судов [Текст] : монография / А. В. Новошицкий. – Николаев : издательство Швеца В.М., 2021. – 164 с.

2. Декл. пат. 44451А Україна, МПК7 В 21 D 5/00, В 21 D 53/00. Спосіб виготовлення гнутих профілів [Текст] / С. М. Соловійов, А. В. Новошицький ; Національний університет кораблебудування ім. адм. Макарова. – № 2001031674 ; заявл. 12.03.01 ; опубл. 15.02.02, Бюл. № 2.

3. Декл. пат. 43149А Україна, МПК7 В 21 D 5/00, В 21 D 11/20. Розтяжна машина [Текст] / С. М. Соловійов, А. В. Новошицький ; Національний університет кораблебудування ім. адм. Макарова. – № 2001031675 ; заявл. 12.03.01 ; опубл. 15.11.01, Бюл. № 10.

4. Новошицький А. В. Упругопластический изгиб с продольным растяжением полосы с учетом упрочнения материала [Текст] / А. В. Новошицкий // Зб. наук.пр. УДМТУ. – Миколаїв : УДМТУ, 2003. – № 5 (391). – С. 81–87.

ДОСЛІДЖЕННЯ ПОКАЗНИКІВ ЖОРСТКОСТІ ТА ВІБРОСТІЙКОСТІ КОНСТРУКЦІЙ ВЕРСТАТНИХ ПРИСТОСУВАНЬ ЗА ДОПОМОГОЮ CAD/CAE-СИСТЕМ

Поліщук В. А.

*кандидат технічних наук, доцент, доцент кафедри інженерної механіки та технології машинобудування Національного університету кораблебудування
імені адмірала Макарова, м. Миколаїв, Україна*

Ніколаєв О.Л.

*кандидат технічних наук, доцент, доцент кафедри інженерної механіки та технології машинобудування Національного університету кораблебудування
імені адмірала Макарова, м. Миколаїв, Україна*

Попенко В. В.

*магістрант кафедри інженерної механіки та технології машинобудування
Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова,
м. Миколаїв, Україна*

Корулик С. О.

*магістрант кафедри інженерної механіки та технології машинобудування
Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова, м.
Миколаїв, Україна*

Машинобудівне виробництво отримує найбільшу ефективність від експлуатації системи універсально-складаних пристосувань (УСП) при комплексному оснащенні технологічних процесів (на усіх видах механічної обробки, складальних та зварювальних робіт, холодного штампування, контрольно-вимірювальних операцій) та при механізації УСП, що виражається у різкому скороченні термінів технологічної підготовки виробництва, виготовлення оснастки і в значному зниженні витрат.

Одним з основних показників якості для УСП, який впливає на точність роботи, вібростійкість, надійність, є жорсткість. З огляду на велику кількість стиків і спряжень в конструкціях УСП, врахування впливу жорсткості на їх експлуатаційні властивості є необхідним і обов'язковим. Несталість зусиль різання та змінність жорсткості верстатних пристосувань й інших елементів технологічної системи зумовлюють виникнення вібрацій, які підвищують шорсткість оброблюваної поверхні, погіршують умови роботи ріжучого інструмента та посилюють динамічний характер сили різання. Тому вібростійкість – одна з найважливіших експлуатаційних властивостей пристосування при обробці точних деталей, що визначає його динаміку [1]. Динамічні параметри пристосування можуть суттєво змінювати параметри всієї технологічної системи і, головним чином, впливати на положення заготовки в просторі, що прямо пов'язано з точністю і якістю обробки. Тому дослідження експлуатаційних параметрів переналагоджуваних пристосувань, пов'язаних з жорсткістю та вібростійкістю їх конструкцій, є актуальною науково-технічною задачею.

Метою роботи є покращення експлуатаційних характеристик УСП

шляхом технологічного забезпечення показників жорсткості та вібростійкості конструкцій пристосувань. Об'єкт дослідження – комплекс УСП для закріплення заготовок; статична та динамічна точність при експлуатації переналагоджуваної оснастки. Предмет дослідження – твердотільні 3D-моделі конструкцій УСП, їх параметри жорсткості та вібростійкості; затискна здатність верстатного пристосування.

Статистичні дані по відмовам пристосувань, які на сьогодні є основним джерелом інформації для висновків щодо надійності, зібрати складно. Тому не статистичні дані, а розрахунок, моделювання і прогнозування можливих змін параметрів пристосування в очікуваних умовах експлуатації, технологічне забезпечення заданих показників якості, зокрема жорсткості і вібростійкості, є основою для управління надійністю пристосування і забезпечення її необхідного рівня [2, 3].

Питання коливань технологічної системи при накладенні зовнішніх збурень при різанні є одним з найважливіших для розрахунків точності та продуктивності обробки і разом з тим дотепер не до кінця вирішеним. Незважаючи на те, що розроблено фундаментальні теорії оцінки вібростійкості верстатів, конструктори зазнають значних труднощів при розрахунках динамічних параметрів верстатних пристосувань. Вважаючи їх другорядними елементами технологічної системи, дослідники мало приділяли їм уваги, чим пояснюється майже повна відсутність теоретичних і прикладних робіт в цій області.

В роботі вирішувались наступні задачі: розробка технологічного процесу механічної обробки деталі; комплексне оснащення розробленого технологічного процесу із застосуванням системи УСП; твердотільне 3D-моделювання конструкцій УСП у системі Solid Works; визначення напружень і деформацій, що виникають під дією зусиль різання, у спроектованих конструкціях УСП шляхом дослідження 3D-моделей оснастки за допомогою модуля SolidworksSimulation; корегування конструкцій пристосувань з метою

підвищення жорсткості; визначення частот власних коливань системи пристосування-деталь за допомогою SolidworksSimulation; корегування конструкцій пристосувань або режимів різання для підвищення вібростійкості системи та зменшення впливу вібрацій від зусиль різання.

Як окрему експлуатаційну властивість було розглянуто затискну здатність пристосування, яка характеризується особливостями затискних механізмів і полягає в надійному закріпленні, що попереджує вібрацію і зсув заготовки при обробці. При цьому для достовірної оцінки величини зусиль закріплення враховувалися зміни характеристик тертя в умовах обробки під впливом вібрацій.

Висновок. В результаті досліджень були запропоновані аналітичні залежності для визначення значень ефективного коефіцієнта тертя при коливаннях для опорних елементів пристосувань (порівняно зі статичним коефіцієнтом тертя). Використовуючи ці залежності конструктор-проектувальник верстатних пристосувань може вводити в розрахунки зусиль затиску заготовки ефективні коефіцієнти тертя, що дозволяє передбачати вплив коливань в технологічній системі.

Література

1. Ильицкий, В. Б., Микитянский, В. В., Сердюк, Л. М. Станочные приспособления. Конструкторско-технологическое обеспечение эксплуатационных свойств. Москва: Машиностроение. 1989.
2. Заболотна, Ю. В., Вижул, Н. В., Григорович, М. В., Поліщук, В. А. Розробка і дослідження комплексу УСП для повної механічної обробки деталі, Актуальні проблеми інженерної механіки та технології машинобудування: Матеріали IV міжнародної науково-технічної конференції. Миколаїв: НУК. 2016.
3. Поліщук, В. А., Вижул, Н. В., Григорович, М. В. Дослідження

динаміки універсально-складаних верстатних пристосувань, Інновації в суднобудуванні та океанотехніці: VIII міжнародна науково-технічна конференція. Миколаїв: НУК. 2017.

СКІНЧЕННО-ЕЛЕМЕНТНЕ МОДЕЛЮВАННЯ КРУТИЛЬНИХ КОЛИВАНЬ ЛЕГКОГО ВАЛОПРОВОДУ

Ткач М. Р.

*доктор технічних наук, професор, завідуючий кафедри інженерної механіки
та технології машинобудування Національного університета
кораблебудування імені адмірала Макарова, м. Миколаїв, Україна*

Костріков О. А

*студент Національного університету кораблебудування імені адмірала
Макарова, м. Миколаїв, Україна*

Крутильні коливання виникають внаслідок зміни моменту, що крутить, в кожному відсіку двигуна, зміни крутного моменту гвинта і пружних властивостей елементів пропульсивного комплексу.

Класифікаційні товариства вимагають забезпечення міцності валу гребного в умовах багатоциклової втоми (*high cycle fatigue criterion*) [1]. Перевірка відповідності цьому критерію вимагає обов'язкового проведення розрахунку пропульсивного комплексу на крутильні коливання. Система забезпечення якості вимагає проведення таких розрахунків декількома методами, що вже використані практично [2]. Такі розрахунки мають бути проведені першому етапі проектування судна. У разі помилки у проекті, виявленої пізніше, можливості внесення виправлень до проекту вкрай обмежені.

Теоретичне дослідження вібраційних характеристик пропульсивного комплексу потребує його перетворення на ідеалізовану модель.

Моделі крутильних коливань ускладнювались у міру накопичення результатів експлуатації, розвитку методів та засобів математичного моделювання.

Найчастіше для аналізу крутильних коливань використовується модель із зосередженими параметрами (*lumped model*). У ній вали розглядаються невагомими (*massless shafts*) і характеризуються лише податливістю при крученні (*the torsional stiffness of shafts*). Інерційні властивості елементів моделі представлені їх масовими моментами інерції відносно осі валу.

Модель із розподіленими параметрами (*distributed continuous model*) дозволяє визначити частоти та форми крутильних коливань з урахуванням реального розподілу маси валів за їх довжиною. Такі моделі використовувалися, наприклад, при моделюванні коливань колінчастого валу [3].

Дослідження власних частот коливань одного з варіантів легкої трансмісії виконано за наступних вихідних значень моментів інерції дисків (J) та коефіцієнта жорсткості при крученні валів (c) (табл.1) [4]:

Номер	1	2	3	4	5	6	Констр
$J, \text{кг} \cdot \text{м}^2$	0.2814	0.205	0.00549	0.0585	0.104	3.72	4.37
$c, \text{Н} \cdot \text{м/рад}$	9662	325000	162000	9662	234		222.72

Значення частот (Гц) власних форм крутильних коливань розраховані методами визначення власних значень матриці жорсткості конструкції [5] та транзитних матриць [5]:

Форма	1	2	3	4
Частота, Гц, Метод [5]	3.227	36.495	60.04	252.459
Частота, Гц, Метод [6]	3.285	37.153	61.137	257.567

Задля урахуванням реального розподілу маси валів за їх довжиною розглянуто три варіанти твердотільної моделі цієї трансмісії в системі **SOLID WORKS** які відрізняються жорсткістю дисків та інерційністю валів (рис. 1)

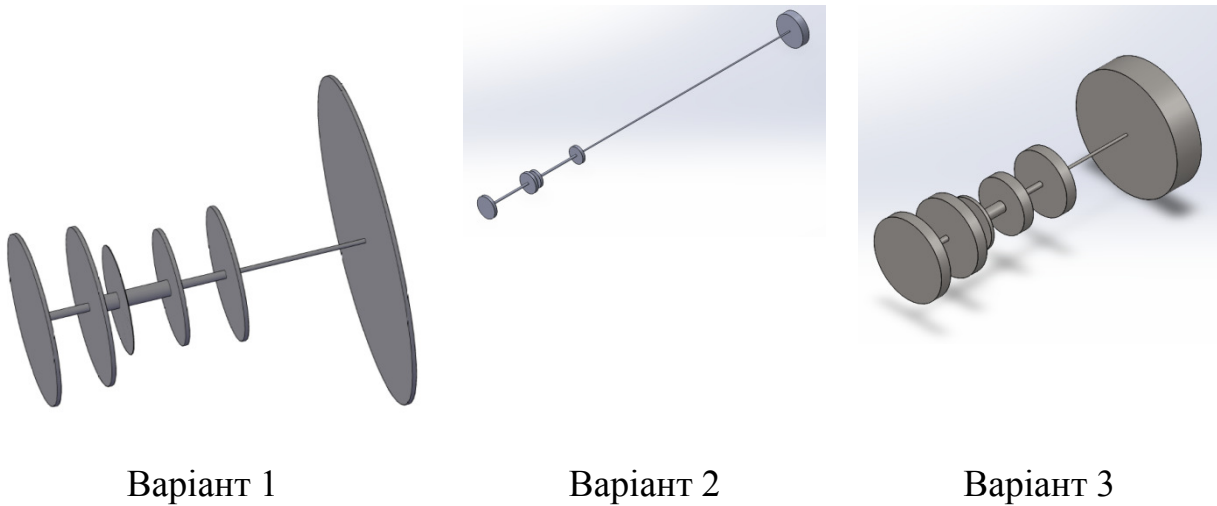


Рис. 1. Розглянуті конструкції

Прийнято наступні значення властивості матеріалу конструкції, що відповідає конструкційній сталі:

Параметр, розмірність	Значення
Модуль пружності, ГПа	210
Модуль зсуву, ГПа	79
Коефіцієнт Пуассона	0,28
Масова густина, кг/м ³	7900

Варіант 1

Елемент	Розмір, мм	Номер елемента					
		1	2	3	4	5	6
диск	радіус	219.00	202.30	139.00	147.80	170.70	417.40
	товщина	10.00	10.00	1.20	10.00	10.00	10.00

вал	радіус	10.00	20.00	20.00	10.00	5.00	
	довжина	135.00	64.00	130.00	135.00	348.20	

Варіант 2

Елемент	Розмір, мм	Номер елемента					
		1	2	3	4	5	6
диск	радіус	153.30	141.60	97.30	103.46	119.49	229.57
	товщина	41.65	41.65	5	41.65	41.65	109.28
вал	радіус	15.00	15.00	15.00	15.00	9.00	
	довжина	682.83	20.25	40.50	682.83	3655.26	

Варіант 3

Елемент	Розмір, мм	Номер елемента					
		1	2	3	4	5	6
диск	радіус	153.30	141.61	97.30	103.46	119.49	229.57
	товщина	41.65	41.65	5.00	41.65	41.65	109.28
вал	радіус	10.00	20.00	20.00	10.00	5.00	
	довжина	135.00	64.00	130.00	135.00	348.20	

Загальні показники всієї конструкції наведено нижче:

Номер варіанту	Момент інерції конструкції, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$	коефіцієнт жорсткості при крученні, $\text{Н} \cdot \text{м}/\text{рад}$
1	4.37	217.91
2	4.42	213.36
3	4.38	216.56

Дослідження варіантів конструкцій виконано у діапазоні від 0 до 400 Гц за умов закріплення – без жорсткої фіксації.

Відповідно до таких вихідних даних розрахунковим шляхом визначено 46 форм коливань для 1 варіанта, 47 для 2 варіанта та 21 для 3 варіанта. З яких 4 крутильні форми для кожної конструкції.

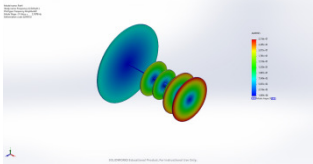
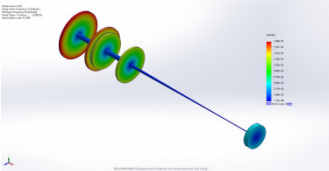
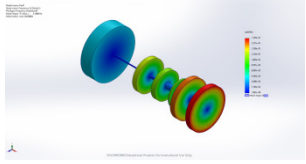
У першій конструкції радіус дисків був двічі більший за товщину. У більшості форм диски мали максимальне переміщення через вібрації.

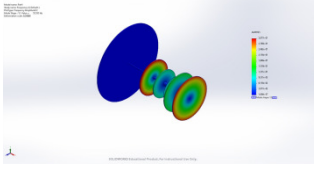
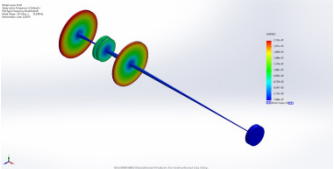
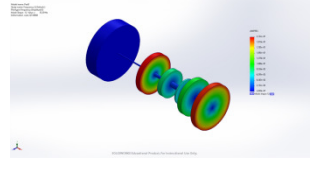
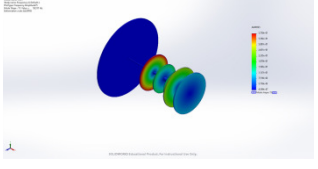
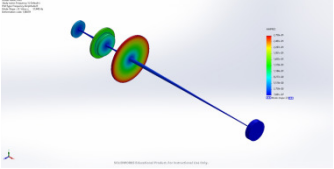
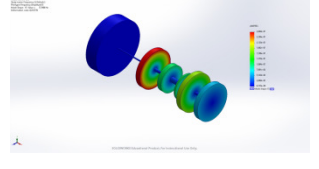
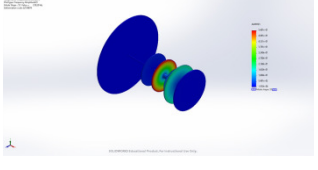
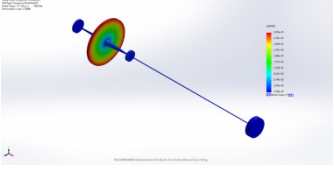
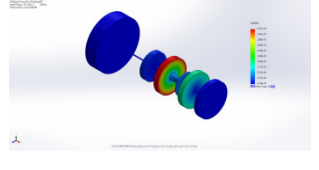
У другій конструкції довжина валів була значно більшою за їхній радіус. Тому більшість форм мало велике переміщення валів.

Розміри третьої конструкції поєднували розміри валів відповідно до першої та дисків другої. Внаслідок чого третя конструкція найменше схильна до вібрацій.

Варіант конструкції	Форма коливань			
	1	2	3	4
1	3.19	35.55	58.31	239.29
2	3.10	35.20	57.44	189.90
3	3.17	35.39	57.99	238.99

Порівняння форм коливань конструкцій наведено на рис. 2.

Форма коливань	Варіант 1	Варіант 2	Варіант 3
1			

2			
3			
4			

Для другої конструкції було знайдено нову форму коливань при 189.90 Гц, і було знайдено, характерна двох інших конструкцій, у районі 240 Гц. Від якості сітки кінцевих елементів залежить результати обчислень. Однак зменшення сітки значно збільшує кількість обчислювальних операцій. Зміна розміру сітки кінцевих елементів на дрібнішу не дало нових результатів.

Література

1. Unified Requirement (UR) M68 Dimensions of propulsion shafts and their permissible torsional vibration stresses, (Rev.2, Apr 2015), IACS International Association of Classification Societies, London, 2015.
2. IACS Quality System Certification Scheme (QSCS), Rev. 1, IACS International Association of Classification Societies, London, 2012.
3. Modelling and experimental study on bending vibration of a diesel engine crankshaft Xing-Cai Lü, Zhen Huang, Ge-Qun Shu Volume: 218 issue: 4, page(s): 385-394 Issue published: April 1, 2004.
4. С. В. Єпіфанов, С. В. Свеженцев, К. М. Підгорський Визначення власних частот роторної системи вертольоту з урахування впливу силової

установки. XXVII Міжнародний конгрес двигунобудівників. Тези доповідей. Харків, ХАІ, 2022. с. 57-58.

5. Позин Б. М. К расчету собственных частот крутильных колебаний моторно-трансмиссионной установки транспортных и тяговых машин // Вестник ЮУрГУ. Серия: Машиностроение. 2012. №12 (271). URL: <https://cyberleninka.ru/article/n/k-raschetu-sobstvennyh-chastot-krutilnyh-kolebaniy-motorno-transmissionnoy-ustanovki-transportnyh-i-tyagovyh-mashin>.

6. Tiwari, Rajiv, Rotor Systems, CRC Press 2017 1092 p. <https://doi.org/10.1201/9781315230962>

ВИКОРИСТАННЯ ПРОГРАМНОГО КОМПЛЕКСУ SOLID WORKS ДЛЯ ВИЗНАЧЕННЯ ЧАСТОТ І ФОРМ ВЛАСНИХ КОЛИВАНЬ ВТУЛКИ СУДНОВОГО ДВИГУНА

Ткач М. Р.

доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри інженерної механіки та технології машинобудування Національного університета кораблебудування імені адмірала Макарова, м. Миколаїв, Україна

Галинкін Ю. М.

*кандидат технічних наук,
викладач кафедри інженерної механіки та технології машинобудування
Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова, м.
Миколаїв, Україна*

Проскурін А. Ю.

*кандидат технічних наук, доцент кафедри «Двигуни внутрішнього згоряння,
установки та технічна експлуатація» Національний університет
кораблебудування імені адмірала Макарова, м. Миколаїв, Україна*

Безушко С. О.

магістрант кафедри «Двигуни внутрішнього згоряння, установки та технічна експлуатація» Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова, м. Миколаїв, Україна

У судових дизелях знаходять застосування як правило вставні «мокрі» втулки, що омиваються водою. Умови роботи втулок визначаються впливом на них гарячих газів, що викликають великі механічні та теплові навантаження, роботою поршневих кілець, що призводить до зношування робочої поверхні «дзеркала», додатковим нагрівання, корозією та кавітаційною ерозією з боку охолоджувальної води.

Механічні навантаження визначаються дією сил тиску газів, нормальних сил бокового тиску поршня і сил затягування анкерних шпильок.

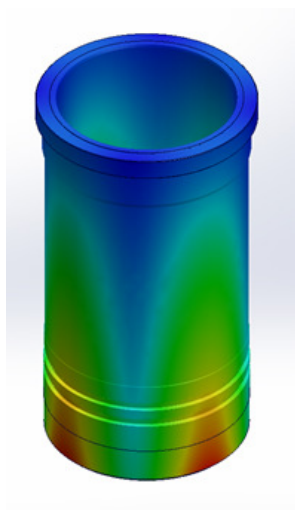
Сумарна дія всіх зазначених сил викликає вібрацію втулок. При збігу частоти зовнішнього впливу з однією з власних частот втулки виникає резонанс, що супроводжується збільшенням амплітуд коливань і різким зростанням вібраційних напружень в ній [1, 2].

Таким чином, визначення форм і частот власних коливань дозволяє визначити: резонансні режими роботи втулки, найбільш небезпечні місця щодо появи тріщин.

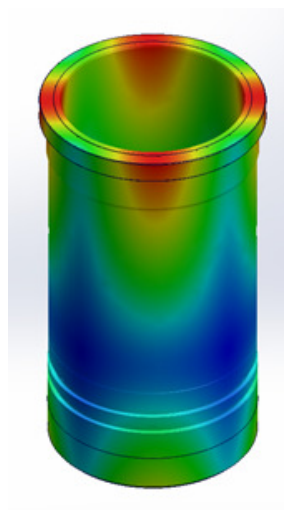
Метою роботи є визначення форм і частот власних коливань втулки судового двигуна 6ЧН12/14.

Об'єктом досліджень обрано втулку чотирьохтактного судового двигуна діаметром 149,0 мм та висотою 257,0 мм. Визначення форм проведено шляхом моделювання у програмному комплексі Solidworks[3]. Зазначений програмний комплекс використовує чисельний метод аналізу технічних конструкцій – метод кінцевих елементів (МКЕ), суть якого полягає в розділенні віртуальної твердотільної моделі на багато малих частин простих форм (їх називають елементами), що дозволяє ефективно замінити складне рішення кількома простими.

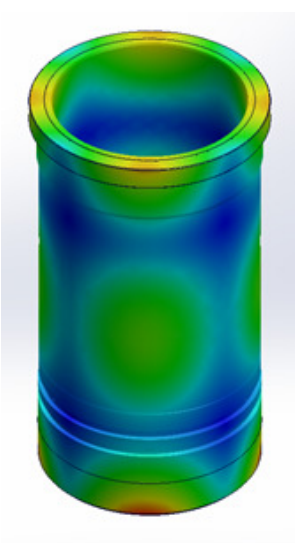
Для визначення власних форм використовується твердотільна модель, розроблена на основі робочого креслення. Тип сітки – сітка на твердому тілі, спосіб розбивання – сітка на основі кривизни, максимальний розмір комірки – 19,7 мм, мінімальний – 0,98, якість сітки – висока. Тип програми рішення FFEPlus. Результатом досліджень є ряд форм, деякі з них наведено на рисунку 1. Всього у діапазоні 50...4500 Гц отримано 10 форм коливань. Отриманні форми та частоти коливань дозволять визначити найбільш небезпечні місця щодо появи тріщин від вібраційних навантажень та встановити небезпечні резонансні режими роботи двигуна.



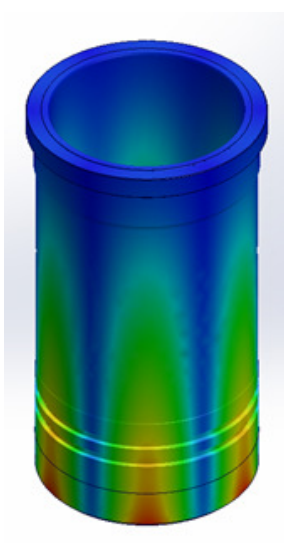
1363,8 Гц



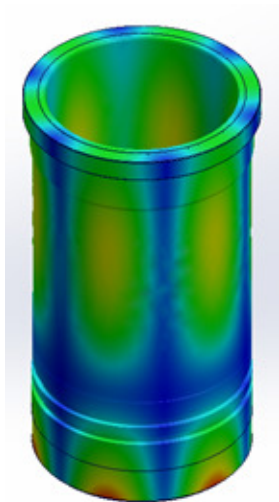
1648,1 Гц



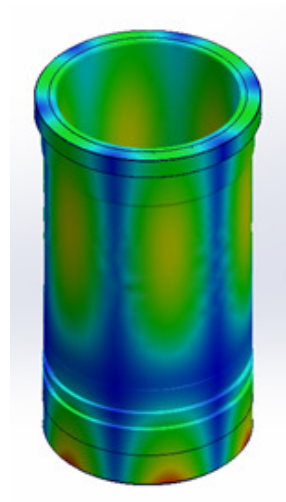
3469,2 Гц



3773,6 Гц



4241,9 Гц



4242,7 Гц

Рис. 1 – Форми коливань втулки

Література:

1. Наливайко В. С., Тимошевський Б. Г., Ткаченко С. Г. Суднові двигуни внутрішнього згоряння : підруч. Миколаїв : Вид-во Торубара В.В., 2015. 332 с.
2. Двигуни внутрішнього згоряння: Серія підручників у 6 томах / за редакцією проф. А.П. Марченка, засл. діяча науки України проф. А.Ф. Шеховцова. Харків: Видавн. центр НТУ "ХПІ", 2004. Т. 6: Надійність ДВЗ. 421 с.
3. <https://www.solidworks.com>.

МОДЕЛЮВАННЯ КРУТИЛЬНИХ КОЛИВАНЬ ТРАНСМІСІЇ З УРАХУВАННЯМ ПОДАТЛИВОСТІ ЕЛЕМЕНТІВ

Ткач М. Р.

доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри інженерної механіки та технології машинобудування Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова, м. Миколаїв, Україна

Поліщук В. А

кандидат технічних наук, доцент, доцент кафедри інженерної механіки та технології машинобудування Національного університету кораблебудування

Дослідження власних частот коливань одного з варіантів трансмісії гелікоптера виконано за наступних вихідних значень моментів інерції дисків (J) та коефіцієнта жорсткості при крученні валів (c) (табл.1) [1]:

Таблиця 1

Номер	1	2	3	4	5	6	Конструкція
$J, \text{кг} \cdot \text{м}^2$	0.2814	0.205	0.00549	0.0585	0.104	3.72	4.374
$c, \text{Н} \cdot \text{м/рад}$	9662	325000	162000	9662	234		222.72

Значення частот (Гц) власних форм крутильних коливань визначені методом визначення власних значень матриці жорсткості конструкції [2]: 3.227, 36.495, 60.04, 252.459, 1516.

Аналіз отриманих результатів дозволяє зробити висновок про можливість редукування розрахункової схеми з метою висвітлення впливу податливості її елементів на форми та частоти власних коливань системи. Показники такої системи наступні:

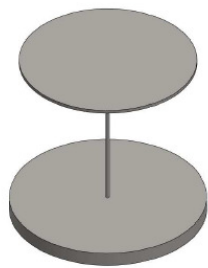
Номер	1	2	Конструкція
$J, \text{кг} \cdot \text{м}^2$	0,699	4,471	5,122
$c, \text{Н} \cdot \text{м/рад}$	234		234

Така система характеризується однією власною частотою коливань – 3,261 Гц значення якої визначається аналітично за класичним рішенням[3].

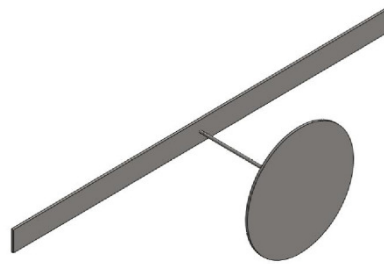
Між тим, допущення про абсолютну жорсткість дисків у деяких випадках є досить наближеним.

Задля урахування реального розподілу маси елементів у просторі розглянуто три варіанти редукованої твердотільної моделі трансмісії за допомогою можливостей модуля ***Simulation*** CAD/CAE-системи ***SOLIDWORKS***. В першому варіанті конструкція складається з двох дисків, поєднаних валом, у другому та третьому – з диску та пластини.

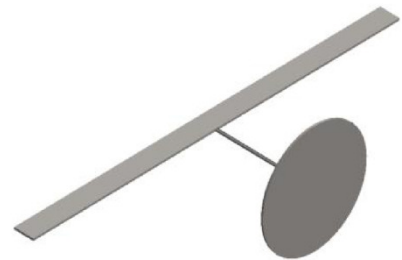
Характеристики валу та диску (диск 1) на його лівій границі у всіх варіантах є однаковими. Відповідно до варіантів 2 і 3 розміри та моменти інерції пластини на правій границі також є практично однаковими, але значення їх податливості щодо скручування відносно осі валу суттєво різняться (рис. 1). Значення частоти власних крутильних коливань системи у варіанті 1, розраховане методом транзитних матриць [4], визначено як 3.323 Гц.



Варіант 1



Варіант 2



Варіант 3

Рис. 1. Конструкції, що досліджено

Прийнято наступні властивості матеріалу конструкцій:

Параметр, розмірність	Значення
Модуль пружності, ГПа	210
Модуль зсуву, ГПа	79
Коефіцієнт Пуассона	0,28
Масова густина, кг/м ³	7800

Розміри (мм) дисків: диск 1 радіус 270,0, товщина – 10,0; диск 2- радіус 300,0, товщина – 45,05.

Розміри (мм) пластин ($L \times b \times h$): пластина 1 – $1900 \times 10 \times 100$; пластина 2 – $1900 \times 100 \times 10$.

Розміри валу для всіх варіантів: діаметр 11,0 мм, довжина 500 мм.

Моменти інерції (кг·м²) всієї конструкцій визначено як 5,122, 5,122, 5,110 відповідно до варіантів 1, 2 та 3. Частоти та форми крутильних коливань для трьох варіантів конструкцій в діапазоні до 300 Гц наведено на рис.2.

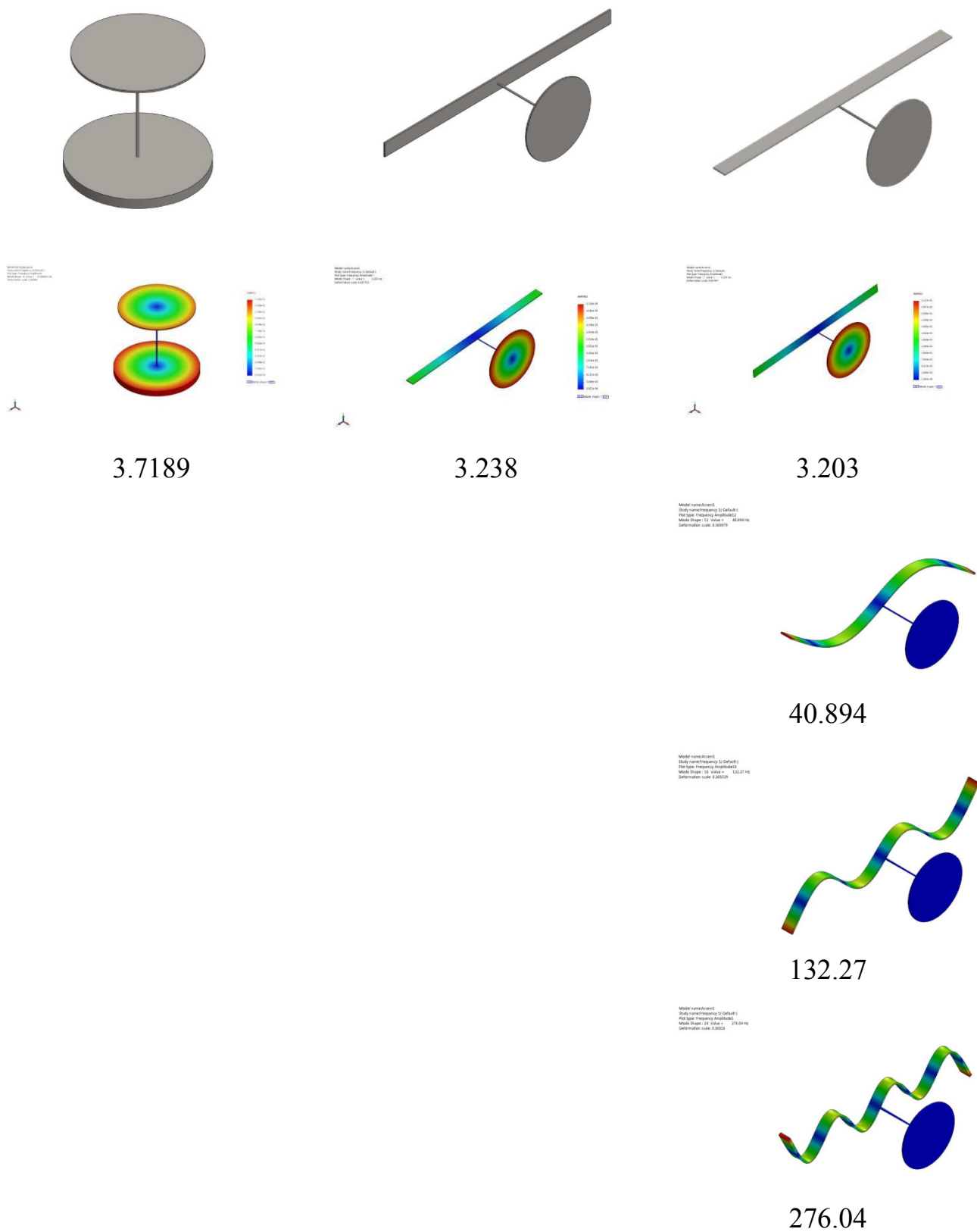


Рис. 2. Форми та частоти власних крутильних коливань розглянутих конструкцій

Частоти та форми власних коливань окремої пластини за умови шарнірного закріплення посередині наведено на рис. 3.

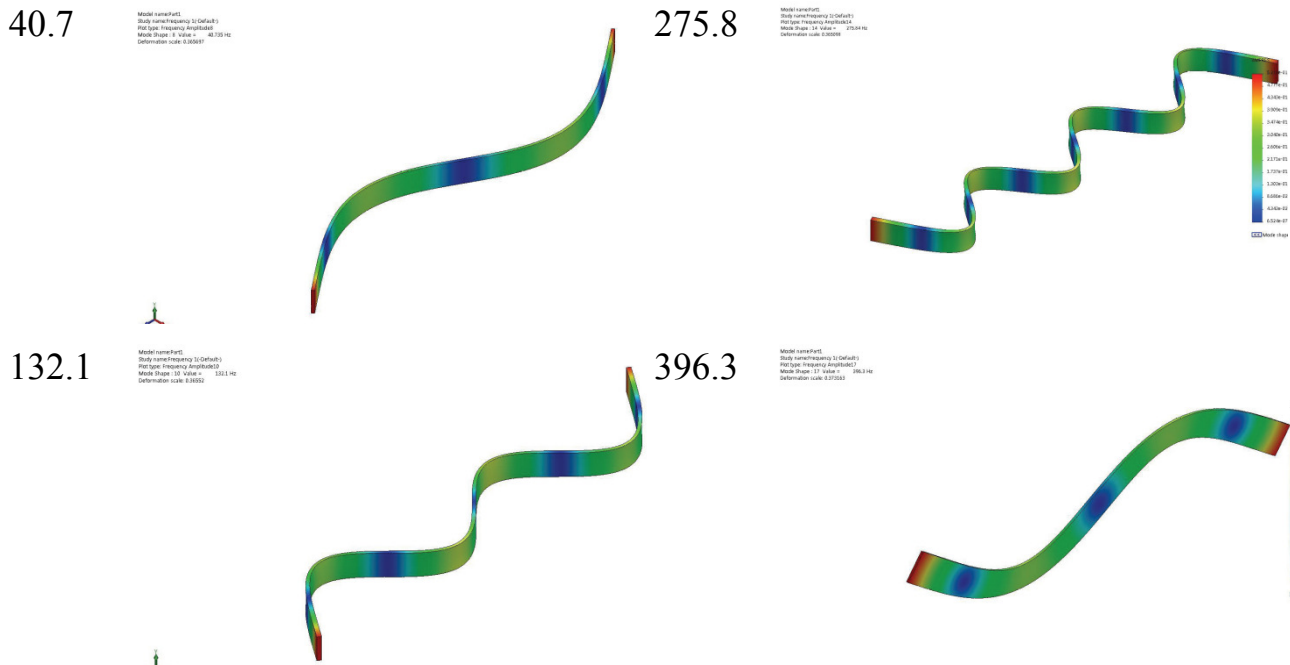


Рис. 3. Частоти та форми коливань пластини

Література

1. С. В. Єпіфанов, С. В. Свеженцев, К. М. Підгорський Визначення власних частот роторної системи вертольоту з урахування впливу силової установки. XXVII Міжнародний конгрес двигунобдівників. Тези доповідей. Харків, ХАІ, 2022. с. 57-58.
2. Позин Б. М. К расчету собственных частот крутильных колебаний моторно-трансмиссионной установки транспортных и тяговых машин // Вестник ЮУрГУ. Серия: Машиностроение. 2012. №12 (271). URL: <https://cyberleninka.ru/article/n/k-raschetu-sobstvennyh-chastot-krutilyh-kolebaniy-motorno-transmissionnoy-ustanovki-transportnyh-i-tyagovyh-mashin>.
3. S. Timoshenko Vibration Problems in Engineering. New York, D. Van Nostrand, Inc. 1928.

4. Tiwari, Rajiv, Rotor Systems, CRC Press 2017 1092 p.
<https://doi.org/10.1201/9781315230962>

**COMPARATIVE ANALYSIS OF THE DYNAMICS OF A LINEAR
OSCILLATOR USING SIMULINK (MATHEMATICAL MODEL) AND
SIMSCAPE (PHYSICAL MODEL) IN THE NEAR-RESONANT REGION.**

O. I. Tarasenko

*Candidate of Technical Science, Assistant Professor of Dept. of Mechanics and
machine design Admiral Makarov National University of Shipbuilding, Mykolaiv,
Ukraine*

A. O. Tarasenko

*Postgraduate of Dept. of Theoretical Mechanics, Admiral Makarov National
University of Shipbuilding, Mykolaiv, Ukraine*

We consider a linear oscillator whose motion is described by the following differential equation:

$$\ddot{y} + 2 \cdot n \cdot \dot{y} + g \cdot k_f \cdot \text{sign}(\dot{y}) + P_0^2 \cdot y = q \cdot \sin(P \cdot t),$$

where P_0 - natural angular frequency, 1/s;

P - driving angular frequency, 1/s;

q - driving amplitude, m/s^2 ;

k_f - kinetic friction coefficient;

n - decay rate, 1/s; $n = P_0 \cdot \zeta$; ζ -damping ratio;

A graphical mathematical model for solving the considered equation in Simulink is shown in Fig.1.

The result obtained by solving in two ways is the same for the case of resonance and in the presence of damping or dry friction.

Figure 3 shows resonant oscillations in the absence of friction.

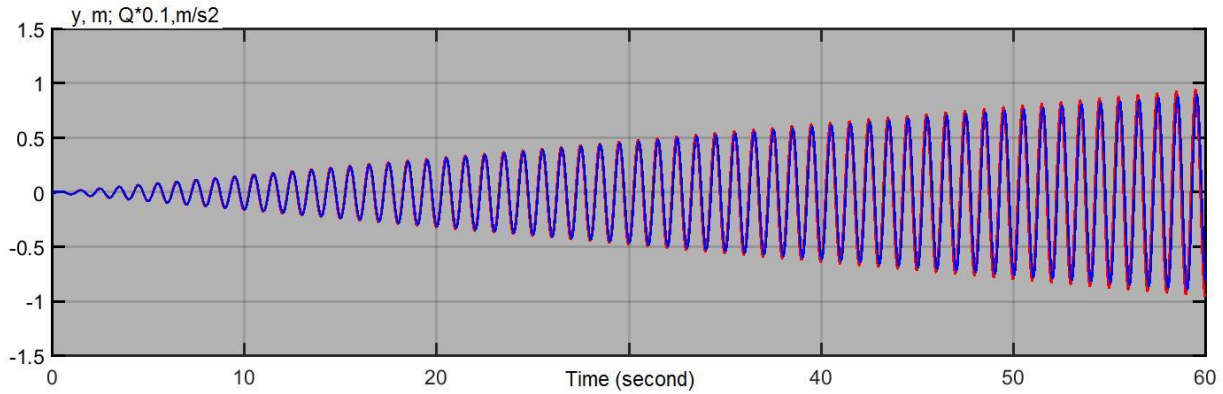


Fig.3. Movement at resonance:

red line - mathematical model; the blue line is the physical model.

Figure 4 - Figure 6 shows graphs of near-resonance oscillations. The yellow curve is derived analytically, the red curve is derived from a mathematical model, and the blue curve is derived from a physical model.

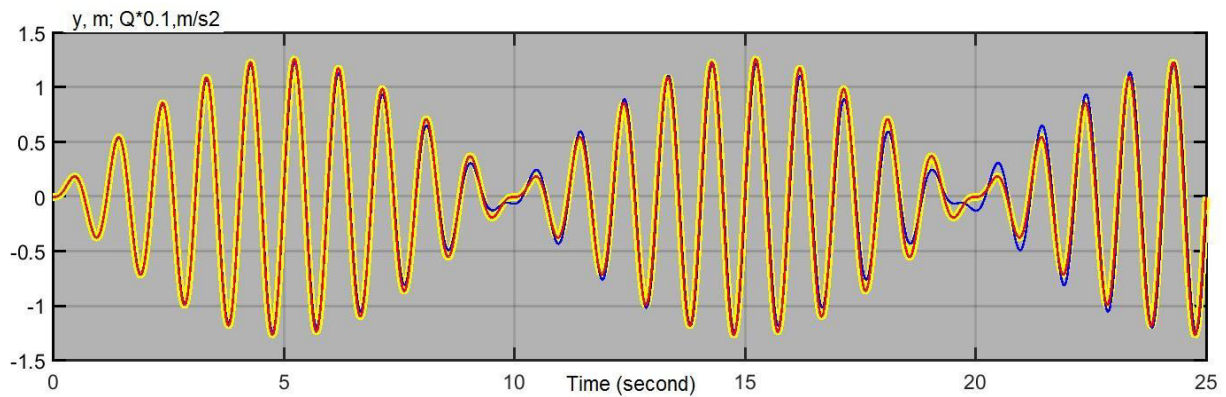


Fig.4. Movement at near-resonance oscillations; calculation time 25 s; blue line - physical model; yellow - analytical chart; red line - mathematical model;

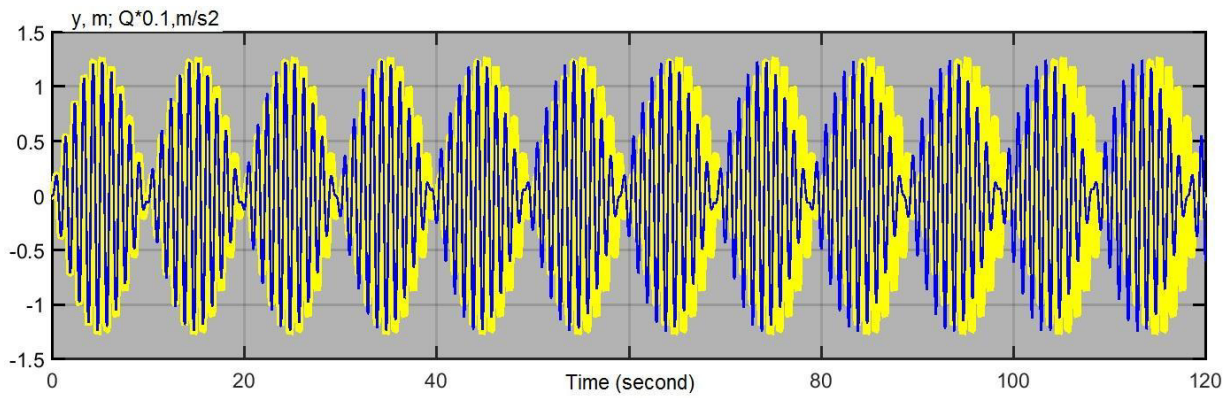


Fig.5. Movement at near-resonance oscillations; calculation time 120 s; blue line - physical model; yellow - analytical chart:

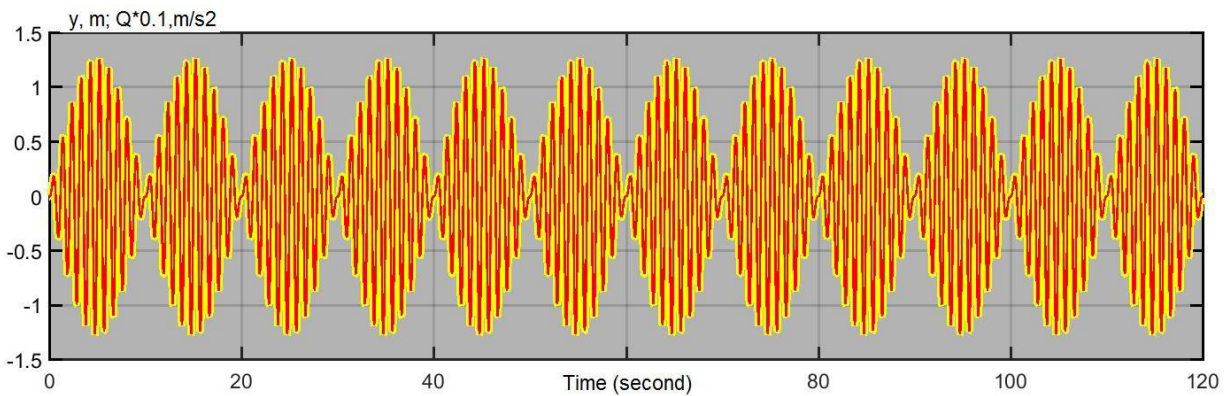


Fig.6. Movement at near-resonance oscillations; calculation time 120 s; red line - mathematical model; yellow - analytical chart:

In order to clarify the reasons for the discrepancies in the results, the authors programmed a classical predictor-corrector method for solving differential equations in MATLAB (on the graph in Fig. 7 this is a green curve). The same graph shows the result of calculations for the physical model.

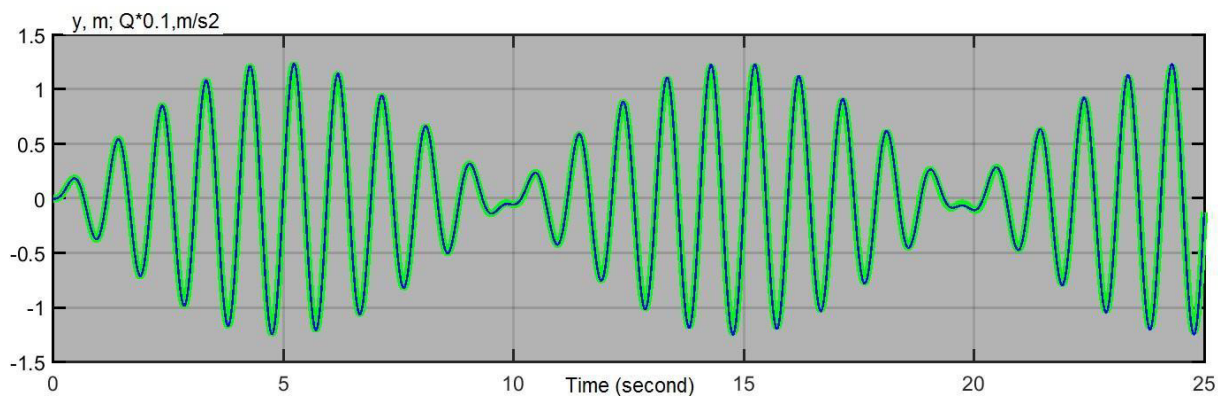


Fig.7. Movement at near-resonance oscillations; calculation time 25 s; green line - calculation by the classical predictor - corrector algorithm[1];
blue line - physical model;

The coincidence of the results in Fig.7 confirms the use of the classical predictor-corrector method [1] in physical modeling.

Using the well-known refined predictor-corrector method [2] gives a complete match with the red line in Fig.4 and with the obtained analytically theoretical solution.

Conclusion

When calculating oscillations in near-resonance zones using a physical model (and it is often used), an improved predictor - corrector algorithm [2] can be recommended.

If necessary, the authors can provide all materials.

References

1. Chapra, S.; Canale, R.; Numerical methods for engineers. 970 pages, Published 2015 by McGraw-Hill Education ISBN: 978-0-07-339792-4, ISBN: 0-07-339792-X
2. McCracken, D.; Dorn, W.; Numerical Methods and Fortran Programming, With Applications in Engineering and Science. 475 pages, Published 1964 by John Wiley & Sons Ltd ISBN-13: 978-0-471-58285-4, ISBN: 0-471-58285-9

УДОСКОНАЛЕННЯ ТЕХНОЛОГІЇ ВИГОТОВЛЕННЯ СТУПИЦІ

Ткач М. Р.

доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри інженерної механіки та технології машинобудування Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова, м. Миколаїв, Україна

Чікал М. А.

студент Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова, м. Миколаїв, Україна

Вступна частина. Тема моєї наукової роботи – дослідження ступиці, її міцнісних характеристик. Ступиця колеса - це деталь, призначена для установки колеса автомобіля на вісь та передачі крутного моменту від двигуна через шлицьове з'єднання. Ступицю можна охарактеризувати як циліндричну поверхню зі змінним діаметром шийок.

В процесі експлуатації деталь зазнає зазнає радіальних крутних моментів. Внаслідок неоднорідності форми деталі, в ній можуть з'явитись концентратори напруги. Концентратори напруги – зони, де локально підвищуються напруження.

В даному дослідженні метою роботи є визначення максимально допустимих навантажень на деталь, аналіз місць максимального напруження та оптимізація конструкції. Результатом роботи буде підвищення рівня максимального навантаження на деталь і, як наслідок, підвищення надійності деталі.

План дослідження складається з таких кроків:

- Побудувати модель для конечно-елементних (КЕ) розрахунків.
- Дослідити модель, розрахувати максимально допустимі напруження.
- Виявити і проаналізувати причини утворення концентраторів, перенапружень. Спробувати виправити ці причини.

- Отримати максимально допустимі навантаження у деталі більші за первинні.

В процесі аналізу найбільш напружених частин деталі виявлено дві потенційно небезпечні зони: у місцях різкої зміни діаметру та у шлицьовому з'єднанні.

Є декілька шляхів для зниження рівня концентрації напружень для зовнішніх концентраторів (при різкій зміні діаметра – див. рис. 1).

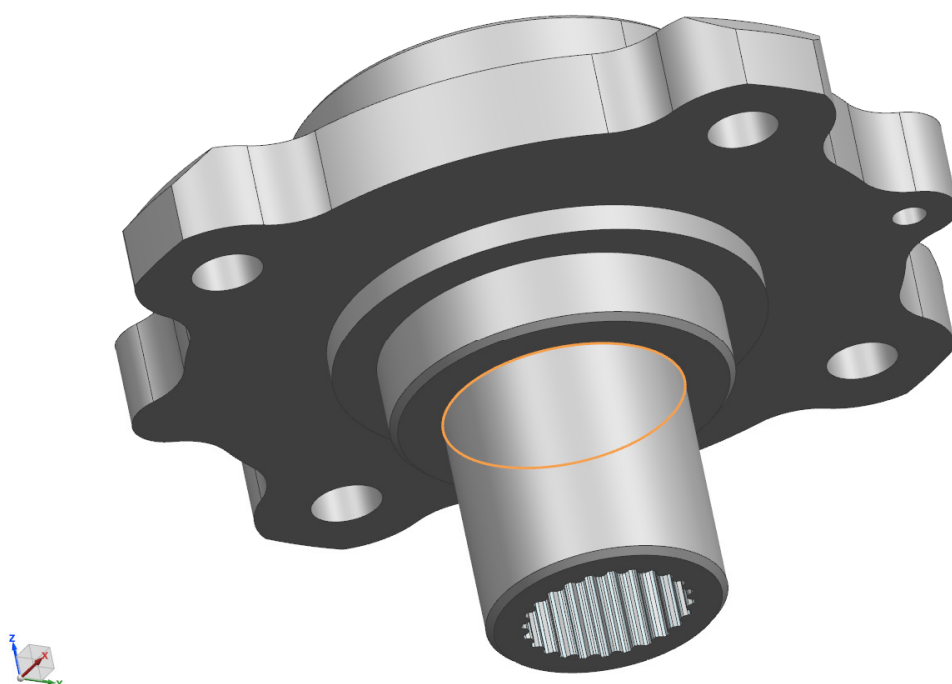


Рис. 1. Місце концентратора при різкій зміні діаметру деталі

Це – використання фасок або скруглень. У роботі було проаналізовано скруглення радіусом від 1 до 5 мм та фаски від 1 мм до 5 мм. В результаті проведеного дослідження, найбільш доцільним є використання скруглення радіусом 5 мм. Це дозволить максимально зменшити рівень концентрації напружень. Більші радіуси не прийняті до розрахунків через можливі складнощі, що виникнуть при установці деталі.

Для шлицьового з'єднання згідно з книгою Решетова «Деталі Машин», у реальному житті навантаження розподіляється нерівномірно у зубчатому з'єднанні через малу жорсткість зубів по краям. Реальні навантаження слід міряти приблизно на відстані $0.4-0.5(b-m)$, де b — ширина зубчатого вінця, m — модуль. Тож, концентратором на краю шлиців (рис. 2) можна знехтувати. Крім того, протяжка, за допомогою якої буде виконуватись нарізка шлиців, спроектована так, щоб після нарізки пластично деформувати новоутворені шлиці. Це підвищить рівень допустимих навантажень.

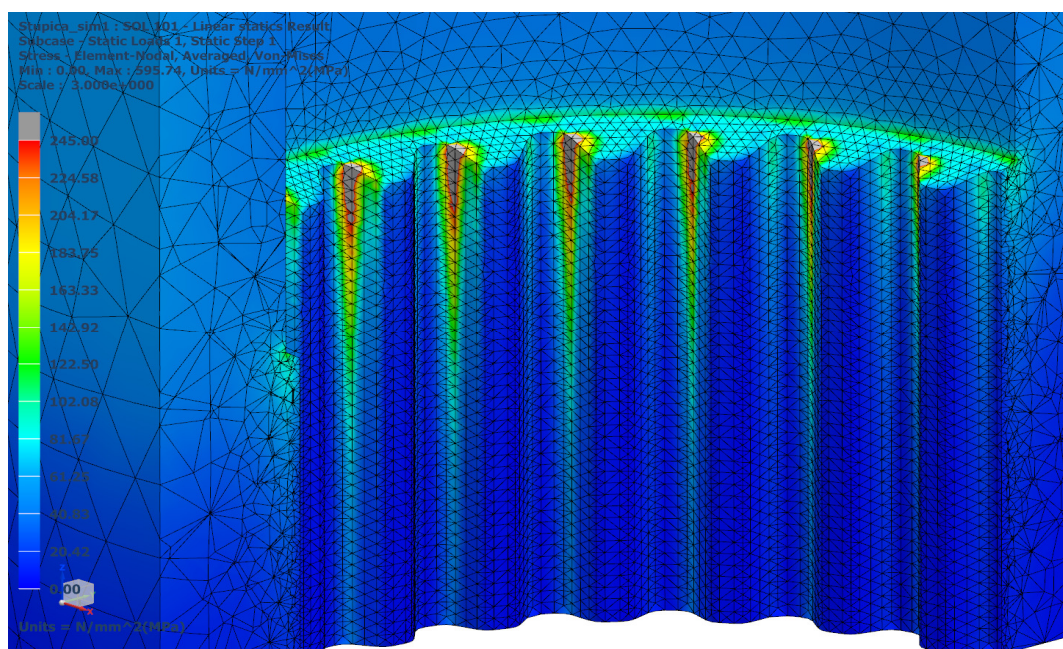


Рис. 2. Концентратор на шлицях

Висновки.

- У даній роботі була проаналізована деталь – ступиця, її службове призначення і навантаження, яким вона підлягає.
- Був проведений розрахунок міцності, виявлені місця перенапруження (концентратори).
- Виконано аналіз перенапружень, запропоновано спосіб їх зменшення, і, як наслідок, підвищено максимально допустимі навантаження.

ЗМІСТ

ПЛЕНАРНЕ ЗАСІДАННЯ

<i>Слободян С.О., Харитонов Ю. М.</i> Технорлогічна платформа SHIPBUILDING 4.0: Адитивні технології	4	ПЛ1
<i>Tkach M.R., Kulishov S.B., Morhun S.O., Polischyk V.A., Halynkin Yu.M., Proskurin A.Yu.</i> Experimental and theoretical determination of gas turbine engine blades vibration characteristics	7	ПЛ2

СЕКЦІЯ №1

Новітні досягнення у галузі прикладної механіки

<i>Познанський А.С., Митрофанов О.С.</i> Особливості виготовлення роторно-поршневих двигунів	23	C101
<i>Митрофанов О.С., Познанський А.С.</i> Особливості вибору зазорів циліндричної групи роторно-поршневих двигунів	26	C102
<i>Шумілов О.П.</i> Модернізація автоколивального відрізного різця	29	C103
<i>Лисих А.Ю.</i> Дослідження періоду стійкості інструменту від інтенсивності охолодження	31	C104
<i>Боду С.Ж., Газюка Д.О.</i> Вибір інструментального матеріалу з твердого сплаву для обробки легованих сталей	35	C105
<i>Шумілов О.П., Арістов В.В.</i> Упровадження методів неруйнівного контролю при виготовленні виробів машинобудування	39	C106
<i>Поліщук В.А., Ніколаєв О.Л., Корулик С.О., Матвієнко Ю.М.</i> Дослідження впливу динамічних похибок верстатних пристосувань на точність механічної обробки деталей	42	C107
<i>Боровик Є.Ю., Нестеренко В.В., Ошовський В.Я.</i> Підвищення ресурсу колінчастого вала двигуна внутрішнього згорання	46	C108
<i>Трюхан О.В., Нестеренко В.В., Ошовський В.Я.</i> Підвищення ресурсу деталей ДВЗ технологічною обробкою	49	C109
<i>Нестеренко В.В.</i> Безтермічна кінцева обробка поверхонь тертяспряжень двигунів внутрішнього згорання	54	C110
<i>Ошовський В.Я.</i> Іонне азотування для технології підвищення зносостійкості деталей ДВЗ	57	C111

<i>Дударчук Є.С., Нестеренко В.В., Ошовський В.Я.</i> Аналіз перспективних методів виготовлення заготовок колінчастих валів потужних ДВЗ	59	C112
<i>Bodu S.J., Gladkiy R.V.</i> The methodology of testing of a knowledge intensive product for tribotechnologies	63	C113
<i>Дем'яненко Г.С., Шаповалов Ю.О., Семенов М.М.</i> Аналіз енергоефективності систем змащення	68	C114

СЕКЦІЯ №2

Технології CAD/CAE/CAM у проектуванні, створенні та експлуатації технічних систем

<i>Новошицький А.В., Довгорученко В.Ю., Хвастунова К.В.</i> Розробка нових конструкцій компактного металообробного устаткування з використанням CAD систем	72	C201
<i>Новошицький А.В.</i> Автоматизація розрахунків параметрів технології виготовлення тонкостінних профілів гнуттям з поздовжнім розтягом	76	C202
<i>Поліщук В.А., Ніколаєв О.Л., Попенко В.В., Корулик С.О.</i> Дослідження показників жорсткості та вібростійкості конструкцій верстатних пристосувань за допомогою CAD/CAE систем	81	C203
<i>Ткач М.Р., Костріков О.А.</i> Скінчено-елементне моделювання крутильних коливань легкого валопровода	85	C204
<i>Ткач М.Р., Галинкін Ю.М., Проскурін А.Ю., Безушко С.О.</i> Використання програмного комплексу SOLID WORKS для визначення частот і форм власних коливань втулки суднового двигуна	91	C204
<i>Ткач М.Р., Поліщук В.А.</i> Моделювання крутильних коливань трансмісії з урахуванням податливості елементів	95	C205
<i>Tarasenko O.I., Tarasenko A.O.</i> Comparative analysis of the dynamics of a linear oscillator using SIMULINK (mathematical model) and SIMSCAPE (physical model) in the near resonant region	99	C206
<i>Ткач М.Р., Чікал М.А.</i> Удосконалення технології виготовлення ступиці	104	C207

<i>Bodu S.J.</i>	65
<i>Gladkiy R.V.</i>	63
<i>Halynkin Yu.M.</i>	7
<i>Kulishov S.B.</i>	7
<i>Morhun S.O.</i>	7
<i>Polischiyk V.A.</i>	7
<i>Proskurin A.Yu.</i>	7
<i>Tarasenko A.O.</i>	99
<i>Tarasenko O.I.</i>	99
<i>Tkach M.R.</i>	7

<i>Арістов В.В.</i>	<i>39</i>
<i>Безушко С.О.</i>	<i>91</i>
<i>Боду С.Ж.</i>	<i>35</i>
<i>Боровик Є.Ю.</i>	<i>46</i>
<i>Газюка Д.О.</i>	<i>35</i>
<i>Галинкін Ю.М.</i>	<i>91</i>
<i>Дем'яненко Г.С.</i>	<i>68</i>
<i>Довгорученко В.Ю.</i>	<i>72</i>
<i>Дударчук Є.С.</i>	<i>59</i>
<i>Корулик С.О.</i>	<i>42</i>
<i>Корулик С.О.</i>	<i>81</i>
<i>Костріков О.А.</i>	<i>85</i>

<i>Лисих А.Ю.</i>	<i>31</i>
<i>Матвієнко Ю.М.</i>	<i>42</i>
<i>Митрофанов О.С.</i>	<i>23, 26</i>
<i>Нестеренко В.В.</i>	<i>46, 49, 54,59</i>
<i>Ніколаєв О.Л.</i>	<i>42, 81</i>
<i>Новошицький А.В.</i>	<i>72, 76</i>
<i>Ошовський В.Я</i>	<i>46, 49, 57,59</i>
<i>Познанський А.С.</i>	<i>23, 26</i>
<i>Поліщук В.А.</i>	<i>42, 81, 95</i>
<i>Попенко В.В.</i>	<i>81</i>
<i>Проскурін А.Ю.</i>	<i>91</i>
<i>Семенов М.М.</i>	<i>68</i>

<i>Слободян С.О.</i>	<i>4</i>
<i>Ткач М.Р</i>	<i>91, 95, 104</i>
<i>Трюхан О.В.</i>	<i>49</i>
<i>Харитонов Ю. М.</i>	<i>4</i>
<i>Хвастунова К.В.</i>	<i>72</i>
<i>Чікал М.А.</i>	<i>104</i>
<i>Шаповалов Ю.О.</i>	<i>68</i>
<i>Шумілов О.П.</i>	<i>29, 39</i>